

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CENTRO DE TECNOLOGIA E GEOCIÊNCIAS
DEPARTAMENTO DE ENERGIA NUCLEAR**

**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM TECNOLOGIAS ENERGÉTICAS E
NUCLEARES**

TESE DE DOUTORADO

**MODELAGEM ANALÍTICA DE GERAÇÃO SOLAR TÉRMICA DE
ELETRICIDADE, COM CONCENTRADORES PARABÓLICOS DE FOCO
LINEAR.**

MILTON MATOS ROLIM

RECIFE

2007

MILTON MATOS ROLIM

**MODELAGEM ANALÍTICA DE GERAÇÃO SOLAR TÉRMICA DE
ELETRICIDADE, COM CONCENTRADORES PARABÓLICOS DE FOCO
LINEAR.**

Tese submetida ao programa de pós-graduação em
Tecnologias Energéticas e Nucleares – PROTEN do
Departamento de Energia Nuclear da Universidade
Federal de Pernambuco, para obtenção do título de
Doutor em Ciências. Área de Concentração: Fontes
Renováveis de Energia.

ORIENTADOR: PROF. DR. NAUM FRAIDENRAICH

CO-ORIENTADOR: PROF. DR. CHIGUERU TIBA

RECIFE - PERNAMBUCO - BRASIL

DEZEMBRO – 2007

R748m

Rolim, Milton Matos.

Modelagem analítica de geração solar térmica de eletricidade, com concentradores parabólicos de foco linear / Milton Matos Rolim. - Recife: O Autor, 2007.

99 folhas, il : figs., tabs.

Tese(Doutorado) – Universidade Federal de Pernambuco. CTG. Programa de Pós-Graduação em Tecnologias Energéticas Nucleares, 2007.

Inclui bibliografia.

1. Energia Nuclear. 2. Coletores Parabólicos. 3. Produtores de Energia Elétrica. 5. Sistema Solar Térmico. I. Título.

UFPE

621.042

CDD (22. ed.)

BCTG/2008-015

**MODELAGEM ANALÍTICA DE GERAÇÃO SOLAR
TÉRMICA DE ELETRICIDADE, COM CONCENTRADORES
PARABÓLICOS DE FOCO LINEAR**

Milton Matos Rolim

APROVADO EM: 10.12.2007

ORIENTADOR: Prof. Dr. Naum Fraidenraich

CO-ORIENTADOR: Prof. Dr. Chigueru Tiba

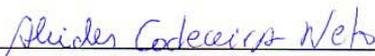
COMISSÃO EXAMINADORA:



Prof. Dr. Naum Fraidenraich – DEN/UFPE



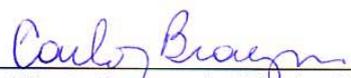
Prof. Dr. Arno Krenzinger – PROMEC-DEMEC/UFRGS



Prof. Dr. Alcides Codeceira Neto – CHESF e DEE/UPE



Profa. Dra. Olga de Castro Vilela – DEN/UFPE



Prof. Dr. Carlos Alberto Brayner de Oliveira Lira – DEN/UFPE

Visto e permitida a impressão



Coordenador do PROTEN/DEN/UFPE

Dedico este trabalho a minha esposa, **Maria Jucicleide**, com quem estou sempre aprendendo o verdadeiro sentido da vida a dois, e aos nossos filhos **Bruno, Vitor, Diogo, Sales, João Luiz, Samuel e Vitória**.

AGRADECIMENTOS

À Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, em especial ao Departamento de Energia Nuclear pela oportunidade.

Ao CNPq, pela concessão de bolsa de estudos.

Ao Prof. Naum Fraidenraich, pela orientação, o estímulo e a amizade.

Ao professor Chigeru Tiba, pela co-orientação, o estímulo e amizade.

A Profª. Olga de Castro Vilela, pelo apoio, estímulo, amizade e participação na banca examinadora.

Aos professores Alcides Codeceira, Arno Krenzinger e Carlos Brayner, pela participação na banca examinadora.

Ao professor Elias pelo auxílio prestado.

À professora Elielza Moura e aos colegas Bráulio, Adalberto, Bione, Silvia, Gilmário, Sérgio, Carlos e Tito pela convivência, atenção e amizade.

Aos integrantes do Grupo FAE (Marcelo, Rinaldo, Erick, Djanira e Àguiar) pelo estímulo e amizade.

A todos os amigos do DEN pela atenção e convivência agradável durante a realização deste trabalho.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1	- Fatores para redução de custos da geração termoelétrica solar.	13
Figura 2	- Diagrama das configurações típicas de plantas solares de geração elétrica com coletores parabólicos lineares.	18
Figura 3	- Esquema da terceira geração de coletores solares (LS-3).	20
Figura 4	- Elemento coletor de calor (HCE).	21
Figura 5	- Cavidade concentradora.	26
Figura 6	- Geometria no coletor parabólico de foco linear.	26
Figura 7	- Variação da temperatura de operação ótima com a concentração geométrica.	29
Figura 8	- Relação entre a irradiância direta e a posição no absorvedor.	31
Figura 9	- Função de ceitação angular.	31
Figura 10	- Fator de interceptação (γ) do coletor parabólico em função de ($C\sigma_{tot}$).	34
Figura 11	- Modelo simplificado de uma central solar térmica com coletores parabólicos.	44
Figura 12	- Temperaturas no trocador de calor.	53
Figura 13	- Entalpias em função da temperatura do fluido (água/vapor).	55
Figura 14	- Representação gráfica da Eficiência Isentrópica.	57
Figura 15	- Curva de perdas do Coletor LS-2 Cermet evacuado.	67
Figura 16	- Curva de perdas do Coletor LS-2 Cermet não evacuado.	67
Figura 17	- Curva de perdas do Coletor LS-2 Cermet sem envoltório de vidro.	68
Figura 18	- Comparação dos valores de eficiência simulados com os dados experimentais de DUDLEY et al (1994).	69
Figura 19	- Eficiência da central SEGS VI, com absorvedores Cermet, em função da temperatura de vaporização.	71
Figura 20	- Variação da concentração e do comprimento da parábola.	72
Figura 21	- Eficiência em função da concentração geométrica.	74
Figura 22	- Eficiência em função do ângulo de borda e da temperatura de operação.	75
Figura 23	- Esboço do intervalo de ângulos de borda utilizados	76
Figura 24	- Eficiência líquida e razão entre Potência Elétrica total e Perdas parasitas.	78
Figura 25	- Eficiência líquida da central (%), em função da menor diferença de temperatura do evaporador ($^{\circ}\text{C}$).	79
Figura 26	- Coeficiente (NUT), em função da menor diferença de temperatura do evaporador ($^{\circ}\text{C}$).	79

LISTAS DE TABELAS

Tabela 1 -	Características dos coletores LS-2 Cermet.	63
Tabela 2 -	Características da central SEGS IV.	64
Tabela 3 -	Energia diária média coletada.	66
Tabela 4 -	Coefficientes das equações de perda.	68
Tabela 5 -	Resumo da simulação da fig. (5.7)	74
Tabela 6 -	Resumo da simulação da fig. (5.8)	75
Tabela 7 -	Variação do funcionamento da central SEGS VI, com o ângulo de borda.	76

LISTAS DE SIGLAS E ABREVIATURAS

CMMAD	Comissão Mundial Sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento.
DLR	Deutsches Zentrum für Luft-und Raumfahrt.
FSC	Field Supervisory Controller.
HCE	Heat Collection Element.
HTF	Heat Transfer Fluid.
IEA	International Energy Agency.
IEEE	Instituto de Engenheiros Elétricos e Eletrônicos
IPCC	Intergovernmental Panel on Climate Change.
IVTAN	Instituto para alta temperatura da Academia Russa de Ciência.
LS-1	Primeira geração de coletores da empresa LUZ International.
LS-2	Segunda geração de coletores da empresa LUZ International.
LS-3	Terceira e última geração de coletores da empresa LUZ International.
NREL	National Renewable Energy Laboratory – USA.
SANDIA	Laboratório Nacional SANDIA (USA).
SCA	Solar Collector Assembly.
SEGS	Solar Electric Generating System.
SolarPACES	Solar Power And Chemical Energy Systems.
STEC	Solar Thermal Electric Components for TRNSYS.
SunLab	Parceria NREL/SANDIA (USA).
TRNSYS	Transient Energy System Simulation Tool.

LISTAS DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidades
A_{abs}	Área da superfície absorvedora.	m^2
A_{col}	Área da abertura do coletor.	m^2
A_{tc}	Área de troca do trocador de calor.	m^2
a_w, a_{ev} e a_v	Coefficientes dos termos quadráticos das aproximações das entalpias.	J/kg.K ²
b_w, b_{ev} e b_v	Coefficientes dos termos de primeiro grau das aproximações das entalpias.	J/kg.K
c_w, c_{ev} e c_v	Coefficientes dos termos independentes das aproximações das entalpias.	J/kg
C ou C_{geom}	Razão de concentração geométrica	-
$C_{maxima2D}$	Razão de concentração geométrica máxima de coletores bidimensionais.	-
$C_{maxima3D}$	Razão de concentração geométrica máxima de coletores tridimensionais.	-
C_{cil}	Razão de concentração geométrica de concentradores cilíndricos parabólicos.	-
$C_{cil(max)}$	Razão de concentração geométrica (máxima) de concentradores cilíndricos parabólicos.	-
C_I	Razão de concentração em irradiância.	-
c_p	Calor específico do fluido térmico dos coletores.	J/kg.K
$D=2X_A$	Largura da abertura do coletor.	m
d	Diâmetro externo do tubo absorvedor.	m
d_i	Diâmetro interno do tubo absorvedor.	m
\dot{E}_{et}	Potência elétrica total de saída da central solar termoeletrica.	W
\dot{E}_{bomb}	Potência elétrica demanda pelo sistema de bombeamento de HTF.	W
\dot{E}_{col}	Potência da radiação na superfície da abertura do coletor.	W
\dot{E}_{recep}	Potência da radiação na superfície do receptor (absorvedor).	W
$F_{(C\theta)}$	Função de aceitação.	-
f_a	Fator de atrito.	-
f	Distância focal do coletor parabólico.	m
h_1	Entalpia específica do vapor superaquecido.	kJ/kg
h_2	Entalpia na saída da turbina após uma expansão real.	kJ/kg
h_{2s}	Entalpia na saída da turbina após uma expansão isentrópica.	kJ/kg
h_w	Entalpia da água no pré-aquecedor.	kJ/kg
h_{vs}	Entalpia do vapor superaquecido.	kJ/kg
$h_{ev}=\Delta h_{ev}$	Entalpia de vaporização.	kJ/kg
h_v	Entalpia do vapor no superaquecedor.	kJ/kg
h_0	Entalpia da água que entra no pré-aquecedor.	kJ/kg
h_p	Coefficiente de Darcy-Weisbach.	m^2/s^2

h_{conv}	Coefficiente de troca convectiva entre o tubo absorvedor e fluido do coletor.	W/K.m ²
$I_b = I_{col}$	Irradiância direta incidente perpendicular á entrada do coletor.	W/m ²
I_{bN}	Irradiância direta incidente perpendicular ao raio solar.	W/m ²
I_h	Irradiância global incidente perpendicular á entrada do coletor.	W/m ²
I_{recep}	Irradiância medida na superfície do receptor (absorvedor).	W/m ²
$K(\theta)$	Modificador do ângulo de incidência.	-
k	Condutividade térmica do fluido térmico do coletor.	W/m.K
L	Comprimento do coletor ou coluna de coletores.	m
\dot{m}_c	Vazão mássica do fluido térmico no coletor.	kg/s
\dot{m}_v	Vazão mássica de vapor e/ou água.	kg/s
NUT	Número de unidades de troca de calor.	-
N_u	Número de Nusselt.	-
Pr	Número de Prandtl.	-
\dot{Q}_{abs}	Potência térmica absorvida pelo absorvedor.	W
\dot{Q}_{perdas}	Potência das perdas térmicas do absorvedor.	W
\dot{Q}_u	Potência térmica útil fornecida ao fluido do coletor.	W
\dot{Q}''_{abs}	Potência térmica absorvida pelo absorvedor, por unidade de área	W/m ²
\dot{Q}''_{perdas}	Potência das perdas térmicas do absorvedor, por unidade de área.	W/m ²
\dot{Q}''_u	Potência térmica útil fornecida ao fluido do coletor, por unidade de área.	W/m ²
Re	Número de Reynolds.	-
S_{par}	Comprimento da parábola.	m
T_0	Temperatura da água que entrada do pré-aquecedor.	°C ou K
T_1	Temperatura do fluido térmico saindo pré-aquecedor e entrando no coletor.	°C ou K
T_2	Temperatura do fluido térmico saindo do evaporador e entrando no pré-aquecedor.	°C ou K
T_3	Temperatura do fluido térmico saindo do superaquecedor e entrando no evaporador.	°C ou K
T_4	Temperatura do fluido térmico saindo do coletor e entrando no superaquecedor.	°C ou K
T_{abs}	Temperatura local do absorvedor.	°C ou K
T_{amb}	Temperatura ambiente.	°C ou K
T_{ev}	Temperatura de equilíbrio água-vapor.	°C ou K
T_m	Temperatura média do fluido no coletor. Média entre T_1 e T_4 .	°C ou K
T_{vs}	Temperatura do vapor super aquecido.	°C ou K
$T_{h,o}$	Temperatura de saída do fluido quente no trocador de calor.	°C ou K
$T_{h,i}$	Temperatura de entrada do fluido quente no trocador de calor.	°C ou K
$T_{c,o}$	Temperatura de saída do fluido frio no trocador de calor.	°C ou K
$T_{c,i}$	Temperatura de entrada do fluido frio no trocador de calor	°C ou K
U	Coefficiente de perdas térmicas do Coletor.	W/m ² K

U_0	Coefficiente linear da equação do coeficiente de perdas do HCE.	W/m ² K
U_1	Coefficiente angular da equação do coeficiente de perdas do coletor.	W/m ² K ²
U_s	Coefficiente de perdas térmicas do coletor, para condição de estagnação.	W/m ² K
U_{tc}	Coefficiente de perdas térmicas do trocador de calor.	W/m ² K
v	Velocidade do fluido no interior do absorvedor.	m/s
W	Perímetro do absorvedor.	m
w	Trabalho por unidade de massa de vapor.	J/kg
\dot{W}	Potência mecânica.	W
\dot{W}_{bom}	Potência mecânica do sistema de bombeamento do coletor.	W
x	Posição do fluido no coletor, medida a partir da entrada do absorvedor.	m
$x_l=0$	Posição referente à entrada do coletor.	m
α	Difusividade térmica $\alpha=k/\rho c_p$.	m ² /s
α_{ot}	Absortância da superfície seletiva.	
β	Inclinação do coletor.	° ou rad
Δh_{ev}	Varição de entalpia específica de vaporização da água.	J/kg
Δh_v	Varição de entalpia específica do vapor no superaquecedor.	J/kg
Δh_w	Varição de entalpia específica da água no pré-aquecedor.	J/kg
Δp	Perda de carga do escoamento.	Pa
ΔT	Diferença entre a temperatura local do absorvedor e a temperatura ambiente.	°C/K
ΔT_m	Diferença entre a temperatura média do fluido e a temperatura ambiente.	°C/K
ΔT_{ml}	Diferença logarítmica de temperatura.	°C/K
δ	Declinação solar.	° ou rad
ε	Emissividade da superfície seletiva.	-
ε/d_i	Rugosidade relativa do tubo absorvedor.qw	-
ϕ	Ângulo de borda do coletor parabólico.	° ou rad
γ	Fator de interceptação.	-
$\Gamma(\theta)$	Coefficiente de perdas da extremidade do coletor.	-
η	Eficiência térmica do coletor.	
η_0	Eficiência ótica do coletor.	
η_s	Eficiência isentrópica.	-
η_{el}	Eficiência de energia mecânica para energia elétrica.	
λ	Latitude.	°
μ	Viscosidade dinâmica.	N.s/m ²
ν	Viscosidade cinemática.	m ² /s
θ_a	Ângulo de aceitação do concentrador.	° ou rad
θ_1 e θ_2	Ângulos entre os quais a função de aceitação decresce de 1 para 0.	° ou rad
θ_i	Ângulo de incidência dos raios solares em relação ao eixo de simetria do coletor parabólico.	° ou rad

θ	Ângulo de incidência dos raios solares em relação a normal a abertura do coletor.	$^{\circ}$ ou rad
ρ	Massa específica.	Kg/m^3
ρ_{ot}	Refletividade dos refletores.	
τ	Transmitância do envoltório de vidro do absorvedor.	-
ω	Ângulo de horário.	$^{\circ}$ ou rad

MODELAGEM ANALÍTICA DE GERAÇÃO SOLAR TÉRMICA DE ELETRICIDADE, COM CONCENTRADORES PARABÓLICOS DE FOCO LINEAR.

MILTON MATOS ROLIM

RESUMO

Foi desenvolvido um modelo analítico de um sistema solar térmico de geração de eletricidade, com concentradores parabólicos de foco linear. O modelo permite simular, realizar análises de sensibilidade e otimizar o desempenho do sistema. A troca de calor entre o absorvedor do coletor solar e o fluido térmico, ao longo do tubo absorvedor, é estudada levando em consideração a não linearidade das perdas do coletor, bem como sua dependência da temperatura local do absorvedor. O acoplamento entre o coletor e o ciclo termodinâmico está materializado por três trocadores de calor, onde se processa a evolução do fluido térmico e da água em vapor superaquecido. A solução analítica desenvolvida reúne simplicidade e precisão, sendo uma alternativa atrativa às soluções semi-empíricas utilizadas atualmente. A semelhança dos resultados obtidos a partir do modelo apresentado neste trabalho com os valores experimentais de literatura é altamente satisfatória.

Palavras chave: coletores parabólicos, energia solar, produção de energia elétrica, modelagem e simulação.

ANALITIC MODELING OF A SOLAR POWER PLANT WITH PARABOLIC LINEAR COLLECTORS.

MILTON MATOS ROLIM

ABSTRACT

An analytic model of a Solar Thermal electric generating system with parabolic trough collector was developed. The model allows to simulate and to optimize the system operation as well as to develop a sensitivity analysis. The heat exchange between the solar collector absorber and the thermal fluid along the absorber tube is studied, taking into consideration the non-linearity of the heat losses and its dependence on the local temperature. The coupling between the collector and the thermodynamic cycle is made up of three heat exchangers where the evolution of the thermal fluid and steam is processed. The analytic solutions obtained combine simplicity and precision, thus, making it an attractive alternative to the semi-empiric solutions that are frequently used from technical literature nowadays. Good agreement is shown when comparing the results of this model with experimental values published in literature.

Key words: parabolic trough, solar energy, electric power production, modeling and simulation.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Meio ambiente e o uso de energia.	3
1.1.1	Pico do Petróleo.	4
1.1.2	Hipótese Gaia.	7
1.1.3	Aquecimento Global.	8
1.2	O uso da energia solar concentrada.	9
1.2.1	Concentradores de foco linear.	10
1.2.2	Aspectos econômicos.	11
1.2.3	Inserção do Brasil.	14
1.3	Objetivo	
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	Descrição da tecnologia SEGS	17
2.1.1	Campo de Coletores.	19
2.1.2	Hibridização e Armazenamento Térmico.	21
2.2	Especificação da radiação e radiação coletada.	22
2.3	Eficiência do coletor.	23
2.3.1	Concentração.	24
2.3.1.1	Temperatura máxima e a concentração.	29
2.3.1.2	Fator de Interceptação.	30
2.3.1.3	Influência do ângulo de incidência.	34
2.3.2	Perdas e eficiência do coletor.	36
2.4	Ciclo termodinâmico.	39
2.5	Central solar térmica.	40
3	MODELAGEM DA CENTRAL	42
3.1	Eficiência de concentração.	44
3.2	Absortância.	45
3.3	Energia útil.	46
3.3.1	Potência útil do coletor.	47
3.3.1.1	Coeficiente de troca convectiva.	51

3.4 Trocadores de calor.	52
3.4.1 Cálculo das entalpias específicas.	54
3.5 Transformação máxima da energia térmica útil em energia mecânica.	55
3.5.1 Trabalho máximo fornecido pelo vapor.	56
3.6 Eficiência isentrópica.	57
3.6.1 Trabalho real.	58
3.7 Potência elétrica.	58
3.8 Outros cálculos.	58
3.8.1 Perda de carga nos tubos absorvedores.	59
3.8.2 Cálculo dos trocadores de calor	60
3.8.2.1 Pré-aquecedor e superaquecedor	61
3.8.2.1 Evaporador.	62
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	63
4.1 Características da central SEGS VI	63
4.2 Acompanhamento do sol.	65
4.2.1 Irradiância horária.	66
4.3 Validação da modelagem da eficiência do coletor.	67
4.3.1 Coeficiente de perda.	67
4.3.2 Curva de eficiência do coletor.	69
4.4 Eficiência em função da temperatura de vaporização.	70
4.5 Concentração e ângulo de borda.	72
4.5.1 Otimização do ângulo de borda.	73
4.5.2 Estudo da variação do ângulo de borda em uma central completa.	76
4.6 Otimização do comprimento da coluna de coletores.	77
4.7 Trocadores de calor.	78
5 CONCLUSÕES	80
5.1 Sugestão de trabalhos futuros.	81
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82

1 INTRODUÇÃO

Este Capítulo é dedicado à difícil, mas necessária, missão de traduzir convicções pessoais, algumas de caráter filosófico e especulativo, em um texto que resista a argumentos pragmáticos (em alguns casos dogmáticos) contrários à energia solar.

Historicamente, a energia solar, como outras propostas de desenvolvimento sustentável, tem sido atropelada por aspectos sócio-econômicos. Paradoxalmente, o chamado “animal racional” tem as atitudes mais “irracionais”. Consumir caviar é um bom exemplo. Possivelmente desenvolvido durante o período do Czar Ivan “o terrível”, apesar de ser inviável sua defesa por qualquer argumento lógico, muito menos científico, o consumo de caviar persiste até os dias de hoje. O mais cômico, se não fosse trágico, é que seu consumo acontece na alta sociedade, exatamente onde estão aquelas pessoas que precisam ser convencidas de que é necessário e urgente substituir os combustíveis fósseis por energia renovável (neste caso energia solar).

Esta argumentação inicial, apesar de não convencional, e talvez até mesmo humorística, é importante para expressar a dimensão do desafio que a energia solar tem pela frente. De um lado, a extrema complexidade de demonstrar cientificamente as conseqüências negativas (futuras) do uso de combustíveis fósseis, e por outro lado, convencer o mercado a abandonar o lucrativo negócio do petróleo. O desafio se torna maior ainda quando outras soluções, como energia nuclear e o uso em larga escala de biomassa, se mostram mais atrativas, do ponto de vista econômico.

Mas existe espaço para otimismo. É incontestável que a idéia da energia solar, como solução energética, recebe mais respeito da cultura do petróleo, nos dias de hoje, do que as idéias de Galileu receberam da igreja em sua época. Isto por si só é animador.

Do ponto de vista de milhões de anos, pode-se concluir que o uso da energia fóssil, nada mais é que a utilização irracional da energia solar, além de uma agressão irreparável de um equilíbrio alcançado neste período (milhões de anos). Isto porque o chamado longo prazo em termos de planos de ação, planos de governo, etc, não passa de um instante, uma fração infinitesimal, do tempo que a humanidade pode continuar existindo, através do desenvolvimento sustentável.

Segundo a Comissão Mundial sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento (CMMAD, 1988), *“o desenvolvimento sustentável é aquele que atende às necessidades do presente sem comprometer a possibilidade das gerações futuras de atenderem as suas próprias necessidades”*.

A vida na Terra (como os antigos egípcios já sabiam) é provida pelo fluxo de energia vinda do Sol. Parte deste fluxo que atinge a Terra é absorvido, utilizado ou degradado e lançado no espaço (geração de entropia). Na utilização de energia de biomassa, por exemplo, se está na verdade usando apenas um armazenamento da energia solar. Somos da opinião de que esta opção só pode ser justificada no caso de aproveitamento de resíduos de outras atividades, para os quais ainda não foi encontrado melhor aproveitamento que o uso energético.

Em um seminário sobre desenvolvimento sustentável, ilustrou-se a irracionalidade do uso da energia solar com o seguinte exemplo: a energia elétrica gerada pela usina termo-elétrica de Candiota no RS, é obtida da energia solar armazenada em um processo que durou milhões de anos. Um gaúcho (ou gaúcha para não ser discriminatório), com muito frio, quer água quente para o banho, então compra um chuveiro elétrico, que vai ligar à rede alimentada pela usina termoelétrica a carvão de Candiota, para este fim. Do ponto de vista ambiental e de eficiência energética, poderiam ser utilizados coletores planos. Estes coletores também trazem vantagens do ponto de vista econômico a médio e longo prazo.

Toda esta argumentação visa chamar a atenção do leitor para o fato de que, em alguns momentos, a humanidade faz escolhas e podem existir justificativas plausíveis, para todas as alternativas que se apresentam. Feita uma escolha, esta terá o seu desenvolvimento privilegiado, especialmente com relação ao aporte de verbas para pesquisa e desenvolvimento. As demais escolhas terão carência em seu desenvolvimento. É

importante entender isto com relação à energia solar. Com a descoberta de grandes jazidas de petróleo o mundo praticamente abandonou a energia solar, como uma possibilidade de substituição da lenha e do carvão, optando pela tecnologia do petróleo. Pode-se atribuir a esta escolha, principalmente, a grande defasagem entre as duas tecnologias.

Atualmente, com a compreensão da necessidade de cessar o uso dos combustíveis fósseis, vivemos um momento de fazer uma nova escolha. Este trabalho de tese é resultado de nossa escolha, ou seja, desenvolver a “*Tecnologia Solar*”.

1.1 Meio ambiente e o uso de energia

Mesmo sendo de difícil avaliação quantitativa, os aspectos ambientais, ao longo do tempo se mostram muito mais importantes do que o ser humano imagina ao defender os aspectos não agressivos de suas ações.

Nesta introdução se busca expor a inviabilidade da energia fóssil, bem como a viabilidade da energia solar, como solução para atender às necessidades humanas. Neste contexto, refere-se à necessidade como relacionada à forma e quantidade da energia para utilização sustentável.

1.1.1 Pico do Petróleo

Antes de falar especificamente dos aspectos ambientais da utilização de recursos não renováveis, pode ser esclarecedor discorrer sobre o pico do petróleo e suas implicações.

Um pesquisador da “Shell Petroleum”, chamado Marion King Hubbert, identificou pela primeira vez o Pico do Petróleo durante a década de 1940. A princípio ele não conseguiu levar ao público a sua descoberta. Tratava-se de algo potencialmente prejudicial para empresa onde trabalhava. Segundo a teoria desenvolvida por Hubbert, o Petróleo e os outros combustíveis fósseis são resultados de um processo geológico em dois períodos distintos da pré-história: um há 120 milhões de anos e outro há 90 milhões de anos. Houve

uma proliferação anormal dos organismos vegetais marinhos, em decorrência de um período de aquecimento global muito elevado que, consumindo o oxigênio da água, provocou a morte generalizada de organismos marinhos. Uma camada gigantesca de matéria orgânica em decomposição cobriu o fundo dos mares. Em alguns locais esta camada foi coberta pela crosta terrestre, que impôs enormes pressões durante milhões de anos. Deste processo resultaram as grandes reservas de combustíveis fósseis (PICO DO PETRÓLEO, 2007).

Hubbert criou um modelo matemático em que a quantidade total de petróleo extraído segue uma curva em forma de sino e ficou conhecida como a curva de Hubbert. Embora apareça mais associada à exploração petrolífera, a curva de Hubbert também é válida para outros combustíveis fósseis como o Gás Natural, o Carvão e o Petróleo não Convencional (de águas profundas, polar, pesado ou sulfuroso, de areias betuminosas).

Ignorando fatores externos, este modelo consegue prever a data de produção máxima para um campo de petróleo, de vários campos de petróleo, de um país, etc. Este ponto de produção máxima é normalmente chamado de Pico. O período após o pico é chamado de esgotamento. Quando se inicia a exploração de um poço, o petróleo convencional vem à superfície mais facilmente, pois é mais leve e fino. Conforme é alcançada a parte mais profunda, o petróleo é mais pesado e grosso, conseqüentemente, mais difícil de trazer à superfície. Além disso, ele é mais sulfuroso, de menor qualidade e mais poluente. Isto resulta numa produção que começa crescendo facilmente, chega a um patamar que dura algum tempo, e depois regride, em um ritmo semelhante ao do crescimento inicial. Bem no início da exploração a produção é baixa, pois a infra-estrutura de exploração ainda não está completa; depois atinge um patamar, que corresponde à capacidade máxima de produção instalada, e por fim, registra-se uma queda, em um ritmo semelhante ao do crescimento inicial (PICO DO PETRÓLEO, 2007).

Durante uma apresentação sobre o futuro das reservas de petróleo em 1956, numa conferência do Instituto Americano do Petróleo, Hubbert explicou como um pico na produção petrolífera, dos 48 estados Americanos continentais, aconteceria no intervalo de 10 a 15 anos. O seu trabalho tornou-se motivo de piada no meio da indústria petrolífera e foi desprezado pelas instituições americanas. Em 1970 a produção de petróleo nestes 48 estados atingiu um pico, e tem estado em queda desde então. Este caso ajuda bastante a

perceber o pico do petróleo, pois dos grandes produtores mundiais, foi o único país onde a produção não foi perturbada por guerras, revoluções ou outro tipo de instabilidade (PICO DO PETRÓLEO, 2007).

O cálculo do Pico do Petróleo não é simples, principalmente devido a fatores externos. A revolução no Irã em 1979, por exemplo, travou a exportação de petróleo, e a curva tornou-se atípica. A antiga URSS registrou um pico em 1982 e outro em 1988, pois com a aproximação do pico de produção, o estado soviético racionou o consumo de petróleo conseguindo uma produção quase constante durante 6 anos. A única grande área do globo onde praticamente não se fez sentir a influência de fatores externos foi a dos E.U.A. continentais (sem o Havai e o Alasca). Neste caso, a curva de Hubbert é muito clara, apresenta uma tendência de crescimento até 1970 e uma igual contração posterior, tal como Hubbert calculara em 1956. Com relação ao pico mundial, existem duas posições mais ou menos distintas: a das companhias petrolíferas e a dos pesquisadores independentes. A das companhias petrolíferas apontam normalmente para datas posteriores a 2020; a dos pesquisadores quase sempre para antes de 2010 (PICO DO PETRÓLEO, 2007).

Quando a produção de petróleo começou, em meados do século XIX, com a energia contida num barril utilizado na extração, transporte e refino de petróleo, era possível recuperar 50 barris. Atualmente, por cada barril utilizado na operação, entre um e cinco barris são extraídos. Na fase de exploração do petróleo não convencional (de águas profundas, polar, pesado ou sulfuroso, de areias betuminosas), o retorno energético da extração passa a ser um fator decisivo. Em certos casos, mais energia pode ser necessária para extrair um barril de petróleo, que a energia contida nele. Isto sugere, simplesmente, que a partir de certo momento, a exploração de um número importante de jazidas poderá ser abandonada (FRAIDENRAICH, 2007).

A resposta teórica para o momento em que se dará o pico e o subsequente esgotamento irreversível é simples. Dar-se-á quando for extraída exatamente metade das reservas existentes. Difícil, porém, é o cálculo da metade das reservas.

Segundo o modelo publicado pela ASPO, do inglês (Association for the Study of Peak Oil & Gas), da responsabilidade do Dr. Colin Campbell e do Grupo de Estudo do

Esgotamento dos Hidrocarbonetos da Universidade de Uppsala, liderado pelo professor Kjell Aleklett, o ano apontado para o pico é 2010 (PICO DO PETRÓLEO, 2007).

Analisando o pico do petróleo mais profundamente, do ponto de vista da tomada de decisão em nível mundial, pode-se perceber que os aspectos de viabilidade econômica são o motor das mudanças, se sobrepondo a qualquer argumento de viabilidade sócio-ambiental, por mais “científicos” que sejam. A grande questão a ser colocada é com relação às conseqüências sócio-ambientais de continuar a exploração até sua inviabilidade econômica. Com relação a isto, os fatores de risco sócio-ambientais devem servir de bússola na busca de soluções.

Em muitos casos, como no caso do aquecimento global, quando é encontrada uma explicação cientificamente consistente para os problemas ambientais, já não se pode evitá-los. Além disso, mesmo com hipóteses cientificamente consistentes, os aspectos econômicos têm demonstrado mais força nas tomadas de decisão e ações humanas. Esta predominância dos aspectos econômicos faz com que os aspectos ambientais sejam negligenciados, pois o que é considerado visão de longo prazo para economia pode ser considerado de curtíssimo prazo para o meio ambiente, do ponto de vista da habitabilidade do planeta. Aqui se pode também ser otimista, pois a evolução da indústria petroquímica já tem usos bem mais nobres ou, mais exatamente, usos mais lucrativos para o petróleo. Isto pode ser um bom argumento econômico para busca de alternativas ao petróleo em usos energéticos.

1.1.2 Hipótese Gaia

A Hipótese de Gaia, nome dado em homenagem à deusa grega da Terra, começou a ser apresentada em 1969 (LOVELOCK; GIFFEN, 1969). A Teoria afirma que a biosfera do planeta é capaz de gerar, manter e regular as suas próprias condições de meio-ambiente. Isto é, propõe que é a vida da Terra que cria as condições para a sua própria sobrevivência, e não o contrário, como as teorias tradicionais sugerem (LOVELOCK; MARGULIS, 1974). Para tal, os autores analisaram pesquisas que comparavam a atmosfera da Terra com a de outros planetas.

Nos últimos 15 a 20 anos, foram identificados muitos mecanismos de auto-regulação, através dos quais a Terra mantém suas condições ambientais ideais para o desenvolvimento da vida. Como exemplo, a formação de nuvens no oceano aberto é quase totalmente uma função do metabolismo das algas marinhas. As algas emitem um tipo de molécula de enxofre, como emissão gasosa natural, que iniciam um processo de nucleação para condensação (formação das nuvens). Antes se acreditava que a formação das nuvens no oceano era um fenômeno puramente físico-químico. Esta emissão de enxofre é um importante fenômeno de retorno do enxofre para o ecossistema terrestre e a formação de nuvens, entre outras coisas, ajuda a regular a temperatura da Terra (GAIA THEORY, 2007).

O ser humano, diferentemente das outras formas de vida do planeta, tem capacidade para entender estes processos e agir conscientemente pela manutenção das condições ambientais favoráveis à vida.

Apesar da Hipótese Gaia ser vista com descrédito pela comunidade científica internacional, existem muitos simpatizantes, inclusive no meio acadêmico. No Brasil, por exemplo, o Instituto de Química da Universidade de São Paulo, promove reuniões semanais, nas quais são feitas discussões multidisciplinares envolvendo a Hipótese de Gaia. O Grupo mantém um espaço na página <http://www2.iq.usp.br/ambiental>, chamado “Partindo de Gaia”.

1.1.3 Aquecimento Global

O caráter antropogênico do aumento médio terrestre da temperatura ambiente encontra-se confirmado hoje com um alto grau de confiança, de acordo com o último relatório do IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change, ou Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas, (IPCC, 2007).

Assim como as moléculas de enxofre emitidas pelas algas, as emissões antropogênicas oriundas da queima de combustíveis fósseis alteram as condições ambientais. A diferença, paradoxalmente, está no fato das algas estarem “irracionalmente”

melhorando as condições ambientais, enquanto o ser humano está “racionalmente” prejudicando o equilíbrio do ambiente de forma global.

O dióxido de carbono é o maior vilão da história. Acumulando-se na atmosfera torna esta mais opaca para a radiação emitida pela superfície da Terra. A troca radiativa entre a superfície terrestre e as camadas inferiores da atmosfera se modifica. A atmosfera passa a emitir mais radiação na direção da superfície terrestre, provocando um desequilíbrio entre a quantidade de energia que a terra recebe e a que emite. O equilíbrio se restitui se a temperatura da Terra aumenta, com o conseqüente aumento da radiação emitida. Este aumento da temperatura terrestre tem como conseqüência o que se denomina aquecimento global que, aparentemente inofensivo, pode ter efeitos catastróficos para a continuidade da vida na superfície da Terra (HOUGHTON, 1997).

Durante sua utilização, os combustíveis fósseis estão sujeitos a um processo de combustão, vulgarmente chamado de queima, que tem como principais produtos finais o dióxido de carbono (CO_2) e a água. Os combustíveis sólidos ou líquidos, derivados do carvão ou do petróleo, produzem CO_2 em forma permanente durante o tempo todo em que estão sendo utilizados. Assim, um carro é um eficiente produtor de CO_2 que contribui com uma parcela substancial desse gás absorvente para modificar o estado de saúde do escudo protetor da vida na superfície da terra. O dióxido de carbono é o contaminante principal, mas não o único. Gases como metano ou óxido de nitrogênio também contribuem, para produzir o efeito estufa (FRAIDENRAICH, 2007).

Apesar da resistência em admitir este fato por parte de um reduzido número de países, tem aumentado a compreensão de que o aquecimento global e suas conseqüências constituem um problema que afeta à humanidade como um todo. Portanto, é inadiável a implementação de medidas para mitigar os efeitos desse fenômeno (FRAIDENRAICH, 2007).

Neste ponto, é importante ressaltar que o uso da radiação solar para produção de calor e eletricidade é um fenômeno puramente físico, não interferindo nos ciclos bioquímicos, como no caso dos combustíveis fósseis.

1.2 O uso da energia solar concentrada

De acordo com os conhecimentos atuais, a primeira vez que foi utilizada a concentração dos raios solares se remonta ao ano de 212 AC, em que Arquimedes construiu um sistema de espelhos que concentravam a radiação solar no casco de navios inimigos, visando sua destruição. Salomon de Caux, em 1615, desenvolveu um motor solar que mediante lentes concentradoras, aquecia o ar contido em um recipiente hermeticamente fechado. Uma vez aquecido e pressurizado, expulsava um jato de água durante sua expansão (MEINEL; MEINEL, 1977).

Nos anos 1860 Auguste Mouchet propôs uma máquina de vapor acionada por energia solar. Durante duas décadas, Mouchet e seu assistente Abel Pifre construíram os primeiros modelos de motores solares, utilizados nas mais diversas aplicações. Essas máquinas podem ser consideradas as verdadeiras predecessoras dos atuais discos parabólicos. Posteriormente, outros pioneiros como Ericsson (1888), Eneas (1901), Shuman (1913) e Francia (1961, 1968), contribuíram para estabelecer os fundamentos da moderna ciência solar (MEINEL; MEINEL, 1977).

Antecedentes importantes da tecnologia de Sistemas Solares de Geração de Eletricidade, do inglês (Solar Electric Generating System - SEGS), podem ser remetidos aos trabalhos dos engenheiros Shuman e Boys que, tendo iniciado suas atividades no ano de 1906, instalaram uma planta de bombeamento solar na cidade de Medi (Egito), no ano de 1913, constituída por concentradores cilíndricos parabólicos. Cada concentrador cilíndrico tinha 62 m de comprimento e a área total instalada era de 1200 m². Os refletores cilíndricos estavam montados sobre uma estrutura circular que girava de forma a manter os raios solares focalizados sobre o tubo absorvedor. Instalados no plano horizontal com o eixo da parábola ao longo da linha Norte-Sul, o conjunto se movimentava na direção Leste-Oeste (MEINEL; MEINEL, 1977).

1.2.1 Concentradores de foco linear

Os coletores parabólicos de foco linear, associados a grupos conversores de energia térmica em elétrica, constituem a tecnologia solar de geração de eletricidade mais experimentada mundialmente. Isto se deve, principalmente, às plantas de geração solar, em escala comercial, que estão em funcionamento no Deserto de Mojave, na Califórnia.

A central solar termoelétrica, interligada na rede de energia elétrica, só foi construída em meados dos anos 1980. Entre 1984 e 1991 foi construído no deserto de Mojave, Califórnia (USA) o maior sistema de geração de energia elétrica a partir de energia solar existente hoje no mundo, as plantas SEGS. O sistema está formado por nove plantas de concentradores parabólicos de foco linear, que totalizam 354 MWe (FRAIDENRAICH; LYRA, 1995; SOLAR TROUGH, 2007).

As centrais SEGS Podem operar no modo híbrido, utilizando gás natural como sistema auxiliar (back up). Porém, por norma, o uso de gás natural não pode dar origem a uma quantidade superior a 25% da energia elétrica gerada por toda a central. Inicialmente, os projetos foram incentivados pelos investimentos estaduais e federais na forma de incentivos fiscais (tax credits). Posteriormente, contratos especiais de compra de energia disponíveis no Estado de Califórnia desempenharam um papel muito importante (PRICE; KEARNEY, 1999).

1.2.2 Aspectos econômicos

Existem várias publicações dentre artigos, livros e relatórios, onde foram feitas análises econômicas para a geração heliotérmica de energia. Estas análises são normalmente baseadas nas experiências obtidas com as plantas já existentes, ou seja, nas plantas SEGS da Califórnia.

O custo das plantas de coletores cilindro parabólicos tem caído nos últimos anos. Esta queda já havia sido verificada nas SEGS, onde os custos de investimentos caíram de US\$4.500/kW para menos de US\$3.000/kW entre 1984 e 1991 (WORLDBANK, 1999).

O histórico das centrais SEGS mostra que uma expressiva redução nos custos da eletricidade gerada foi conseguida até o momento, e os valores continuarão a reduzir (CONCENTRATING SOLAR POWER NOW, 2003). Estes custos são calculados em termos de custo presente da energia considerando fatores como tempo de vida da planta, custos de investimentos, custos de operação e manutenção (incluindo combustíveis do sistema auxiliar), fator de capacidade, custos de financiamento e incentivos. O custo presente é um cálculo útil que permite uma comparação direta entre tecnologias de geração diferentes e pode ser usado para uma decisão econômica (STODDARD et al., 2006; PILKINGTON, 1996).

Embora a tecnologia cilindro parabólico seja a opção solar de menor custo disponível atualmente, e tenha ocorrido uma redução significativa nos custos desde as plantas SEGS, estes preços ainda não são atrativos no competitivo mercado atual de energia. Estudos recentes mostraram que o custo da energia de uma planta cilindro parabólico precisaria ser da ordem de US\$0,05/kWh para competir diretamente com as alternativas de geração movidas a combustíveis fósseis (LEITNER, 2002). Também pôde ser observado que o custo da energia provida pela tecnologia cilindro parabólico pode ser acentuadamente reduzida através do aumento no tamanho da planta, de avanços na tecnologia, estratégias comerciais e incentivos financeiros (PRICE; KEARNEY, 2003).

A avaliação atual que se tem é que o custo da energia gerada por uma planta cilindro parabólico seja de US\$0,10 a US\$0,12/kWh, dependendo da configuração da planta. Novos projetos serão construídos usando o estado da arte da tecnologia e terão a vantagem de todas as lições aprendidas desde quando os primeiros projetos foram construídos. No próximo nível de desenvolvimento da tecnologia é esperada uma redução no custo da energia para valores entre US\$0,06 e US\$0,08/kWh, que permitiria a tecnologia cilindro parabólico competir no mercado de fontes limpas. Um desenvolvimento tecnológico adicional e reduções nos custos, além dos já alcançados, serão necessários para permitirem uma diminuição dos custos abaixo de US\$0,06/kWh (FRAIDENRAICH, 2007).

A Figura 1 resume a evolução nos custos da eletricidade gerada pelas SEGS juntamente com as possibilidades ainda existentes de redução (PRICE; KEARNEY, 2003).

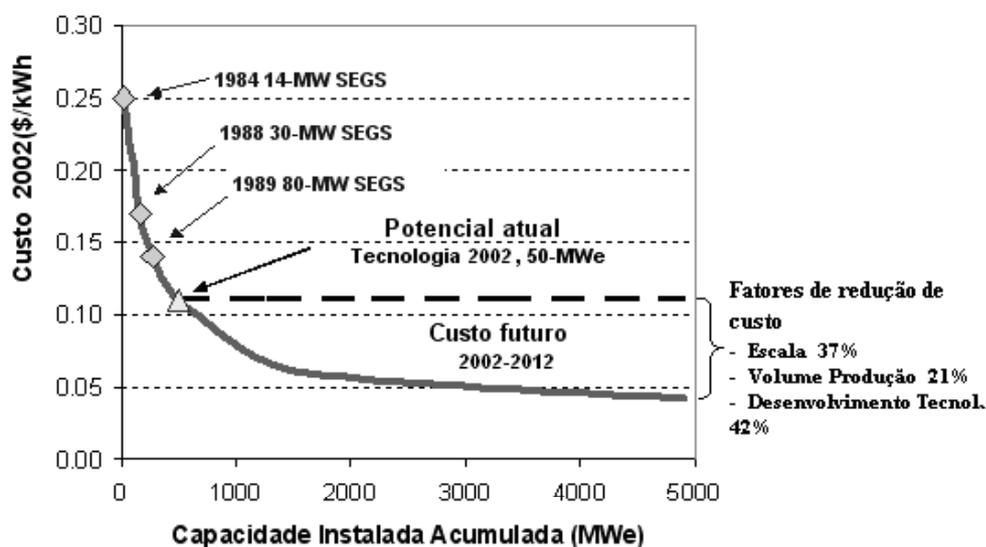


Figura 1 - Fatores para redução de custos da geração termoelétrica solar.

Todos os estudos apontam para significativas reduções no custo da energia produzida por plantas cilindro parabólico que poderá competir diretamente com plantas abastecidas com combustíveis fósseis. Embora o fator de escala seja a forma mais simples de reduzir os custos, os avanços na tecnologia apresentam isoladamente o maior impacto na redução dos custos. Incentivos financeiros e de mercado, além de outras abordagens, tais como hibridização e integração com plantas de ciclo combinado, podem ser necessárias para encorajar o crescimento desta atrativa tecnologia solar de larga-escala (PRICE; KEARNEY, 2003).

No início do século XXI, urgidos pelos graves problemas decorrentes do aquecimento global, diversos países com condições adequadas para utilizar energia solar concentrada tomaram a iniciativa de construir centrais solares. Presenciamos hoje um verdadeiro florescimento das tecnologias de torre solar e de sistemas parabólicos de foco linear. Estados Unidos e Espanha iniciaram a construção de várias plantas, já utilizando tecnologia de coletores mais avançada. Estamos no começo de uma verdadeira revolução solar, solidamente assentada na experiência de décadas de operação, pesquisa e desenvolvimento de sistemas solares termelétricos (FRAIDENRAICH, 2007).

É importante salientar que as análises econômicas não têm levado em conta os benefícios ambientais ou de outras aplicações desta tecnologia, como a co-geração. Além

disso, estas análises também não têm considerado vantagens da tecnologia solar, como o fato de ser distribuída uniformemente em regiões que englobam cidades, estados e até países, o que possibilita maior flexibilidade, dentro de uma determinada região, para escolha do local de instalação da planta, de forma a utilizar áreas menos adequadas para agricultura e que interfiram minimamente no micro-clima.

De qualquer forma, é importante salientar que nenhuma análise econômica estará correta se não for baseada em uma análise técnica também correta. A análise técnica de centrais solares, com coletores parabólicos lineares, é o objeto deste trabalho.

1.2.3 Inserção do Brasil

O Brasil possui características que o tornam forte candidato para o desenvolvimento e uso da energia solar com concentração. No curto prazo, a produção de eletricidade em sistemas descentralizados, pode ser utilizada como suporte à rede de energia elétrica. O domínio destas tecnologias requer uma política de formação de recursos humanos e construção de infra-estrutura, da qual carecemos. Trata-se de analisar as oportunidades do presente e trabalhar ágil e rapidamente para construir o futuro desejado (FRAIDENRAICH, 2007).

CORDEIRO (1997), no relatório inicial do Brasil ao SolarPACES (Solar Power And Chemical Energy Systems), recomenda que o Brasil continue buscando a aplicação da tecnologia solar térmica focalizando, entre outras coisas, o desenvolvimento e avaliação de tecnologias, abrangendo ambos: utilização de tecnologia testada para geração imediata de eletricidade e estabelecimento de pesquisa e facilidades de desenvolvimento para construção de tecnologia básica nacional.

SolarPACES é um programa de colaboração da Agência Internacional de Energia (IEA) focada no desenvolvimento, pesquisa e demonstração de tecnologias de concentradores solares. Suas atividades são divididas em três tarefas: I) Sistemas e geração elétrica solar térmica; II) pesquisa solar química e III) tecnologias solares e aplicações. O programa SolarPACES funciona na forma de uma implementação de acordo, assinado pelas partes contratantes, que inclui agências governamentais e entidades designadas pelos

governos dos países envolvidos. Há atualmente 14 países membros: Austrália, Brasil, Egito, Comissão Européia, França, Alemanha, Israel, México, Rússia, África do Sul, Espanha, Suíça, Reino Unido e Estados Unidos (WISCONSIN, 2006).

A Companhia Energética de Minas Gerais - CEMIG e o Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais – CEFET-MG, iniciaram um projeto de P&D visando construir, operar e avaliar o desempenho de uma mini usina termelétrica solar na faixa de 10 kW, utilizando concentradores cilíndrico-parabólicos e buscando o máximo de nacionalização de materiais e equipamentos (LISBOA; BRAGA, 2007).

Está em andamento um projeto de P&D, parceria da CHESF e o Grupo FAE/UFPE chamado “*Geração solar termoelétrica com concentradores cilíndricos parabólicos no semi-árido do nordeste do brasil*”. Segundo TIBA (2005), este projeto tem como a meta final, de 2010 a 2015, criar condições para que pesquisadores e engenheiros, trabalhando neste tema, consigam alcançar o domínio amplo da tecnologia de usina do tipo SEGS, aperfeiçoado, de 200-300 MWe.

1.3 Objetivo

Desenvolver uma metodologia analítica de projeto, otimização e simulação operacional de centrais termoelétricas com coletores parabólicos lineares. Tal metodologia deve apresentar simplicidade, precisão aceitável e modularidade, visando aperfeiçoamento contínuo de suas diversas partes.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Descrição da tecnologia SEGS

O campo solar das plantas SEGS é composto de colunas paralelas de módulos idênticos chamados SCA (Solar Collector Assembly), que são espelhos de vidro curvados, formando uma cavidade cilíndrica parabólica. Os SCA suprem energia térmica para produzir vapor para acionar um conjunto turbo gerador. O campo de coletores acompanha o Sol do leste para o oeste enquanto gira em um eixo norte-sul; a cavidade cilíndrica parabólica focaliza a energia do Sol em um tubo localizado ao longo de sua linha focal. Pode também girar no eixo leste-oeste, mas tais sistemas normalmente resultam em menor coleção anual de energia. O campo de coletores lineares pode suprir vapor para plantas térmicas, desempenhando a função de uma caldeira solar. Um fluido de transferência de calor, óleo a temperaturas até 400 °C, circula nos tubos da cavidade cilíndrica parabólica e então é bombeado para um bloco de potência central, onde passa através de um trocador de calor. O calor do óleo é então transferido para um fluido de trabalho (água) que é utilizado para fazer funcionar um turbo-gerador convencional. As unidades SEGS, que estão operando comercialmente, apresentam eficiência elétrica líquida de pico de até 23% (PILKINGTON, 1996 e SOLAR TROUGH, 2007).

A natureza intermitente da fonte solar de energia limita o máximo de horas totais de operação. O tempo de operação a plena carga solar esperado é de 2.400 horas anuais (PILKINGTON, 1996).

A Figura 2 mostra um diagrama das configurações típicas de plantas do tipo SEGS, onde o armazenador e os equipamentos de energia auxiliar (caldeira ou aquecedor de óleo) são apresentados como opcionais (SOLAR TROUGH e PILKINGTON, 1996).

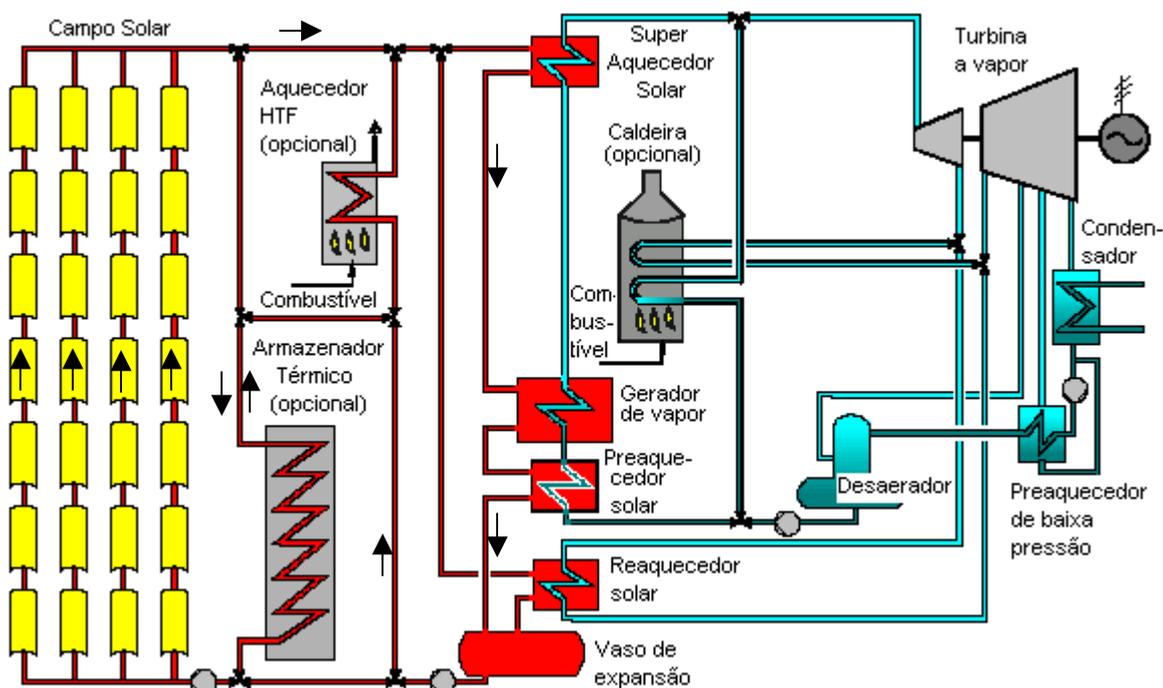


Figura 2 – Diagrama das configurações típicas de plantas solares de geração elétrica com coletores parabólicos lineares. Adaptado de PILKINGTON (1996).

Pelo campo de coletores circula um fluido térmico que é aquecido e segue para uma série de trocadores de calor no bloco de potência onde gera vapor superaquecido de alta pressão e retorna ao campo de coletores. O vapor superaquecido aciona as turbinas, passa por um condensador onde volta ao estado líquido e retorna aos trocadores de calor repetindo o ciclo (SOLAR TROUGH, 2007).

Nos projetos, a partir de SEGS II, o calor é transportado para o bloco de potência via um circuito intermediário usando um óleo sintético (Óxido de bifenil-difenil) como fluido de transferência de calor HTF do inglês (Heat Transfer Fluid). O HTF passa através do sistema trocador de calor para produzir vapor superaquecido, operando inteiramente com energia solar (PILKINGTON, 1996).

O restante dos equipamentos da planta é convencional. Uma caldeira ou um aquecedor a gás para o fluido, também é disponível (ambos mostrados como opcionais na Figura 2) para permitir a operação híbrida (solar e gás natural) quando existe pouca radiação. O bloco de potência convencional usa aquecimento da água de alimentação para aumentar a eficiência nas condições de temperatura e pressão do vapor, que é gerado pelo campo solar. O vapor superaquecido gerado pelo fluido alimenta uma turbina a vapor convencional. Depois de passar pelo trocador de calor e ser resfriado, o fluido do coletor, circula novamente através do campo solar, repetindo o processo. O vapor é condensado em um condensador convencional (torre de resfriamento úmida) e é bombeado de volta aos trocadores de calor, completando o ciclo (PILKINGTON, 1996 e SOLAR TROUGH, 2007).

2.1.1 Campo de Coletores

Os campos de coletores lineares são compostos de vários SCA. Cada um deles tem a forma de uma cavidade cilíndrico-parabólica que foca a radiação direta do Sol em um receptor linear localizado na linha de foco da parábola. Um dispositivo sensor individual controla a posição e movimenta cada SCA. Todos os SCA são controlados por um computador processador principal, o FSC do inglês Field Supervisory Controller (PILKINGTON, 1996 e SOLAR TROUGH, 2007).

O acompanhamento do Sol é feito em um único eixo, caracterizado por sua orientação. Para acompanhar o Sol de leste para oeste, o eixo pode ser colocado de duas maneiras: a) paralelo à linha norte-sul (Eixo N-S) e b) paralelo ao eixo de rotação da Terra (Eixo Polar). Para o acompanhamento do Sol em seu movimento norte-sul, o eixo de giro é colocado paralelo à linha leste-oeste (Eixo L-O).

Os campos de coletores das nove plantas SEGS foram desenvolvidos pela empresa LUZ International, em três gerações de SCA: a) LS-1, utilizado nas plantas SEGS I e II; b) LS-2, utilizado nas plantas SEGS II – VI, parte da planta SEGS II tinha coletores LS-1, e c) LS-3, terceira e última geração da empresa, mostrado na Figura 3, utilizado nas plantas SEGS VII - IX.

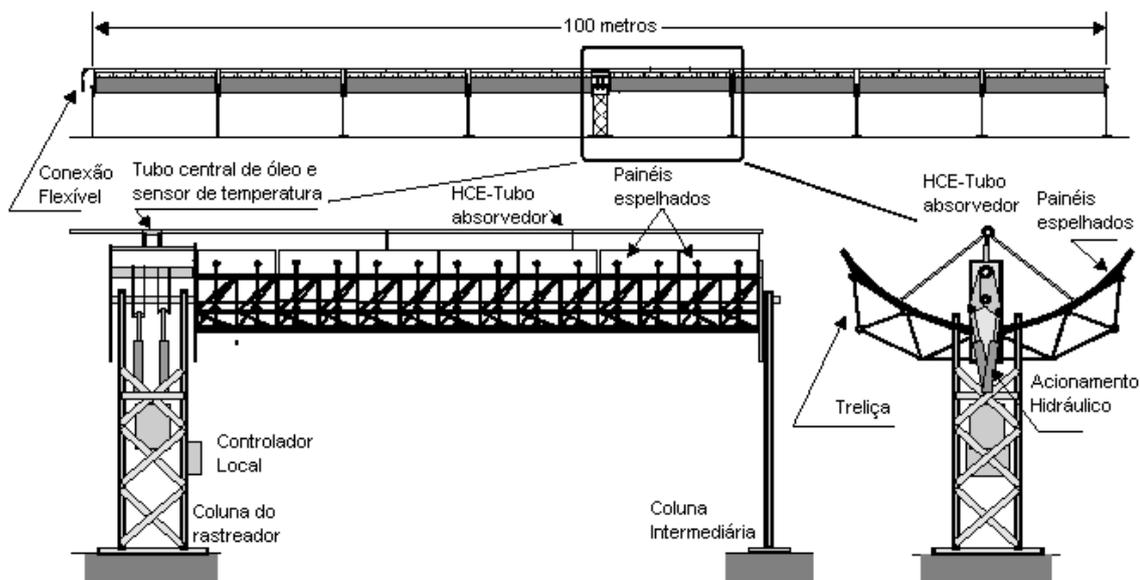


Figura 3 - Esquema da terceira geração de coletores solares (LS-3).

Adaptado de PILKINGTON (1996).

A Figura 3 mostra a estrutura longitudinal e transversal, além do detalhe do posicionamento do elemento coletor de calor HCE, do inglês (Heat Collection Element). O espelho parabólico de vidro, com baixo teor de ferro reflete a radiação solar para o tubo absorvedor (HCE). O HCE, mostrado na Figura 4, é constituído por um tubo de aço inoxidável recoberto com uma superfície seletiva e envolvida por um tubo de vidro. O HCE tem sanfona para acomodar a expansão diferenciada entre o vidro e o aço. Getters (esponja química) absorvem gases como o hidrogênio, que permeiam as paredes do vidro e do aço inoxidável, dentro do espaço evacuado (PILKINGTON, 1996).

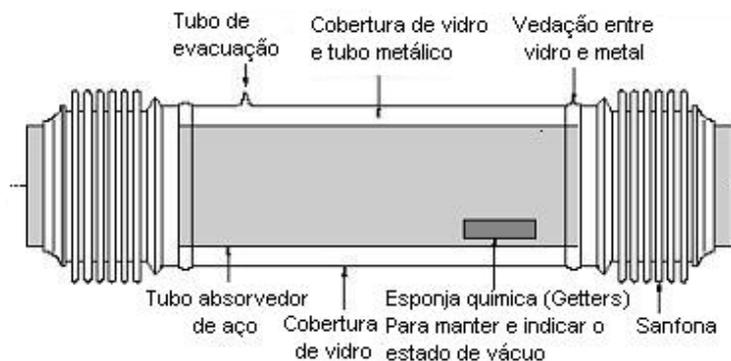


Figura 4 - Elemento coletor de calor (HCE). Adaptado de PILKINGTON (1996).

2.1.2 Hibridização e Armazenamento Térmico

As plantas são projetadas para usar energia solar com fonte principal de energia para produzir eletricidade. Em períodos onde a irradiação solar é suficiente, as plantas podem operar à carga total usando somente energia solar. Durante os meses de verão, as plantas operam de 10 a 12 horas ao dia, à carga elétrica plena, somente com energia solar. Contudo, para outros períodos, as plantas são híbridas solar/fóssil.

Para locais onde existe um moderado e consistente aumento na demanda elétrica no início da noite, uma opção de projeto atrativa é o uso de armazenamento de energia térmica. O excesso de energia solar pode ser coletado e armazenado durante o dia e sua utilização deslocada para o final da tarde para produzir eletricidade. O armazenamento térmico, com um correspondente aumento na capacidade do campo solar, pode também ser usado para aumentar o fator de capacidade da planta solar sem o uso de sistema de combustível fóssil, onde a sua utilização sofre restrição. Em um ou outro caso, o armazenamento térmico aumenta a operação da planta solar pela suavização dos efeitos das variações na radiação solar durante o dia.

Na Figura 2 são mostradas as alternativas de um aquecedor de HTF a gás, em paralelo com o campo solar, e uma caldeira a gás, em paralelo com os trocadores de calor. Estes sistemas fornecem o complemento para os períodos de baixa radiação ou noturno. Nas plantas em funcionamento, devido à legislação, não pode ser usado gás natural para gerar mais que 25% da eletricidade.

A integração de sistemas de armazenamento nas configurações SEGS é mostrada como opção na Figura 2. Se o combustível fóssil é disponível, ele é geralmente uma opção mais barata para estender o fator de capacidade da planta e abastecer a demanda necessária, porém aumentam as emissões da planta. Conseqüentemente, o armazenamento térmico é mais atrativo do ponto de vista ambiental pela vantagem de operar sem energia fóssil, somente com energia solar (PILKINGTON, 1996).

Um grande sistema de armazenamento foi instalado na planta SEGS I para suprir 3 horas de plena capacidade, mas armazenadores térmicos não foram incorporados nas SEGS posteriores. Uma caldeira à gás foi adicionada à configuração da planta SEGS II, em

paralelo com o campo solar. Isto é, a turbina a vapor pode ser suprida tanto pelo campo solar como pela caldeira. Além disso, um superaquecedor solar foi adicionado tal que a planta pode operar também, a plena carga, somente no modo de energia solar. O ímpeto inicial para esta mudança na SEGS II foi o fato de que a armazenagem usando óleo poderia conter despesas proibitivas (PILKINGTON, 1996).

2.2 Especificação da radiação e radiação coletada

A focalização da parábola tem um ângulo de aceitação muito menor que o do pireliômetro e a irradiância que é aceita é menor que a irradiância direta (I_{bN}). A diferença entre (I_{bN}) conforme medida pelo pireliômetro e a radiação do disco solar propriamente dito é chamada irradiância circunsolar (RABL, 1985).

É desejável, para facilitar comparação entre diferentes tipos de coletores, reportar todas eficiências com respeito à irradiância hemisférica (I_h) ou direta (I_{bN}). Os concentradores com acompanhamento do sol podem ser baseados em (I_{bN}) (pireliômetro), como tradicionalmente é feito, isto porque para concentrações $C \geq 10$ a contribuição da radiação difusa pode ser desprezada (RABL, 1985).

A irradiância na área líquida do coletor (I_{col}), considerada neste trabalho, é a irradiância direta perpendicular ao plano do coletor (I_b), caso de interesse para o coletor parabólico linear. I_b é obtida pelo produto da irradiância direta na direção do raio de sol (I_{bN}), e o cosseno do ângulo entre o raio incidente e a normal ao plano da abertura $\cos(\theta)$.

$$I_b = I_{bN} \cos(\theta) \quad (1)$$

Segundo RABL (1985), considerando a declinação solar (δ), a latitude local (λ) e o ângulo horário (ω), o $\cos(\theta)$ é calculado pela equação (2) para (Eixo L-O), pela equação (3) para o (Eixo Polar) e pela equação (4) para o (Eixo N-S).

$$\cos(\theta) = \cos \delta (\cos^2 \omega + \tan^2 \delta)^{1/2} \quad (2)$$

$$\cos(\theta) = \cos \delta \quad (3)$$

$$\cos(\theta) = \cos \delta \left[\sin^2 \omega + (\cos \lambda \cos \omega + \tan \delta \sin \lambda)^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

2.3 Eficiência do coletor

A eficiência do coletor pode depender de muitos fatores como: temperatura do coletor; temperatura ambiente; radiação solar; vazão e ângulo de incidência. Para caracterizar o coletor, precisa-se especificar cuidadosamente as condições sob as quais a eficiência foi medida ou calculada (RABL, 1985).

Devido às variações da radiação solar (flutuações) ao longo do dia, são necessários modelos com intervalos de tempo iguais a uma hora ou menos, para entender como será o desempenho anual de plantas solares térmicas tipo SEGS (PRICE, 2003). Também QUASCHNING et al. (2001b), relatam que usando dados de radiação horários é possível uma boa descrição do comportamento das trocas de calor, se as capacidades térmicas do fluido, tubos absorvedores e tubulações são consideradas.

A eficiência instantânea dos coletores solares térmicos é definida como a razão entre a potência térmica útil liberada por unidade de abertura e a radiação que incide na abertura (RABL, 1985). O autor lembra que o procedimento de teste ASHRAE do ano de 1977 é baseado na área total, porém recomenda utilizar a área líquida ou da abertura, fornecendo a eficiência instantânea do coletor η como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_u}{A_{col} I_{col}} = \frac{\dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{perdas}}{A_{col} I_{col}} = \frac{\dot{Q}_u''}{I_{col}} \quad (5)$$

onde (I_{col}) é a componente da irradiância incidente perpendicular à abertura do coletor, (A_{col}) a área líquida do coletor, (\dot{Q}_u'') a potência útil por unidade de área, (\dot{Q}_{abs}) a potência

absorvida pela superfície absorvedora, (\dot{Q}_{perdas}) a potência das perdas de calor e (\dot{Q}_u) a potência útil fornecida pelo coletor ao fluido térmico.

2.3.1 Concentração

A concentração pode ser definida de duas maneiras. Como concentração geométrica equação (6), que é a relação entre a área de abertura do coletor (A_{col}), e a área da superfície absorvedora (A_{abs}). Ou como concentração em irradiância, equação (7), que é a razão entre a irradiância na superfície do absorvedor (I_{abs}) e a irradiância na abertura do coletor (I_{col}).

$$C = \frac{A_{col}}{A_{abs}} \quad (6)$$

$$C_I = \frac{I_{abs}}{I_{col}} \quad (7)$$

Estas definições estão intimamente ligadas à definição de ângulo de aceitação $2\theta_a$, que é o ângulo dentro do qual todos raios são aceitos sem mover o coletor ou parte dele (RABL, 1985).

De acordo com os trabalhos de WINSTON (1970) e BARANOV; MELNIKOV (1966), o limite termodinâmico da concentração de um concentrador, tridimensional e bidimensional, são respectivamente:

$$C_{máxima3D} = \frac{1}{(\text{sen } \theta_a)^2} \quad \text{e} \quad C_{máxima2D} = \frac{1}{\text{sen } \theta_a} \quad (8)$$

onde o meio ângulo de aceitação (θ_a) é o limite superior do ângulo de incidência dos raios que, incidindo na abertura, atingirão o absorvedor, conforme mostrado na Figura 5.

Em sistemas práticos precisa-se aumentar o ângulo de aceitação reduzindo então a concentração: a) porque os equipamentos falham em trabalhar próximo do limite máximo da concentração por um fator entre 2 e 4; b) erros óticos fazem necessário ângulos consideravelmente maiores que o ângulo do disco solar; c) nenhum material é perfeitamente especular e d) o espalhamento na atmosfera aumenta o tamanho aparente do Sol, com radiação vinda de outras direções diferentes daquela do disco solar. Por isto, a escolha do concentrador ótimo para uma determinada aplicação envolve a avaliação destes e de muitos outros fatores, óticos, climáticos, térmicos, econômicos, etc. (RABL, 1985).

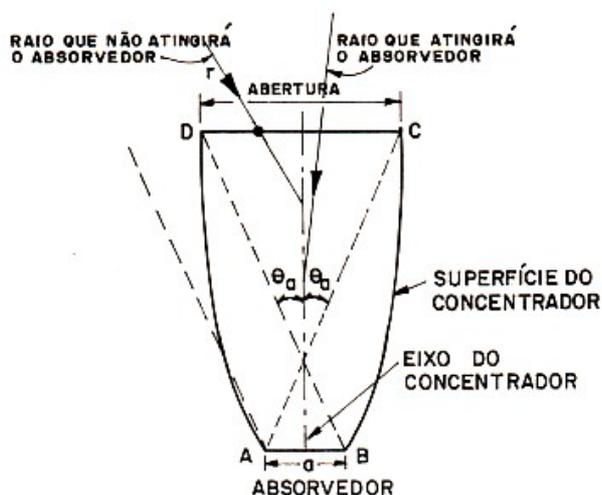


Figura 5 – Cavidade concentradora. Extraído de FRAIDENRAICH; LYRA (1995).

O coletor parabólico de foco linear necessita de acompanhamento do Sol para manter o paralelismo entre o feixe de radiação e o eixo da parábola. A Figura 6 apresenta esquematicamente a geometria para cálculo da concentração geométrica em um coletor parabólico linear.

Na Figura 6 (O) é o foco da parábola, (B) o ponto em que o eixo de simetria encontra a superfície refletora (centro do espelho), ($2X_A$) é a abertura do coletor, (A) a borda do coletor, (ϕ) o ângulo de borda do coletor (AOB), (f) a distância focal, (θ_a) o ângulo de aceitação.

Já que o diagrama de raios no refletor parabólico bidimensional é independente da elevação do raio incidente em relação ao plano (xy), plano perpendicular ao tubo

absorvedor, a distância focal do coletor parabólico linear não muda com a elevação. Porém, existem duas propriedades dos coletores parabólicos lineares para as quais esta elevação do Sol em relação ao plano de projeção do raio faz diferença. A primeira é a perda de radiação no final do coletor e a segunda é o aumento no comprimento angular do Sol projetado, que necessita um absorvedor maior (RABL, 1985).

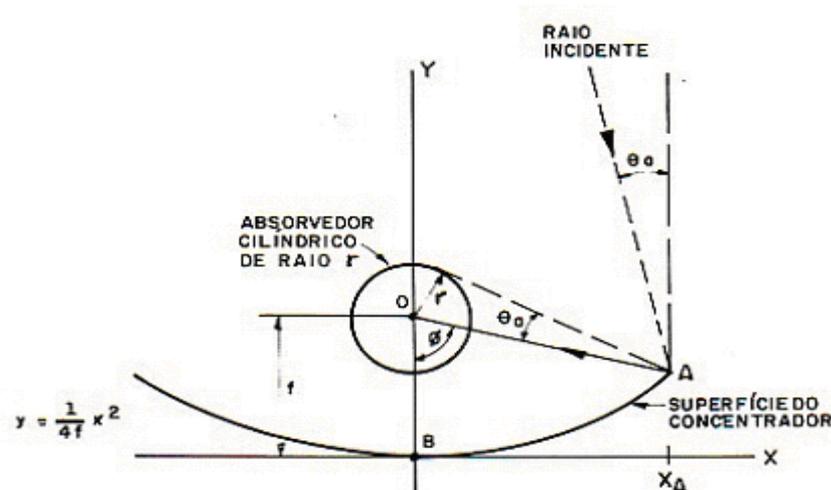


Figura 6 - Geometria no coletor parabólico de foco linear.

Extraído de FRAIDENRAICH; LYRA (1995).

Se o absorvedor é centralizado em torno da linha de foco (O) e se o raio do absorvedor (r) é tal que os raios com o maior desvio igual a (θ_a) o alcançam tangenciando, então a concentração geométrica é dada por $C_{cil} = 2X_A/W$, onde $W = 2\pi r$ é o perímetro externo do absorvedor. Então:

$$C_{cil} = \frac{2\overline{AO} \sin \phi}{2\pi \sin \theta_a \overline{AO}} = \frac{\sin \phi}{\pi \sin \theta_a} = \frac{\sin \phi}{\pi} \frac{1}{\sin \theta_a} \quad (9)$$

onde ($C_{máxima2D} = 1/\sin \theta_a$) é a concentração máxima de concentrador bidimensional, já apresentada na equação (8). O máximo da equação (9) é dado para o ângulo de borda $\phi = 90^\circ$.

O ângulo de borda é relacionado com o comprimento da abertura ($2X_A$) e a distância focal (f), pela equação:

$$\operatorname{tg}(\phi/2) = \frac{2X_A}{4f} \quad \text{ou} \quad 2X_A = 4f \tan(\phi/2) \quad (10)$$

FRAIDENRAICH (2007), com auxílio do software Mathematica®, obteve uma solução analítica para o comprimento da parábola (S_{par}), dada pela equação:

$$S_{par} = \frac{1}{2} X_A \sqrt{4 + \frac{X_A^2}{f^2}} - 2f \ln(2f) + \frac{2f^2 \sqrt{4 + \frac{X_A^2}{f^2}} \ln(X_A + \sqrt{4f^2 + X_A^2})}{\sqrt{4f^2 + X_A^2}} \quad (11)$$

Da geometria, pode-se ainda obter o valor do diâmetro externo do tubo absorvedor:

$$d = 2r = \frac{4f \tan(\theta_a)}{1 + \cos \phi} \quad (12)$$

É importante salientar que a concentração máxima, equação (8), e a concentração máxima do coletor cilíndrico parabólico, máximo da equação (9), são funções exclusivamente do ângulo de incidência que é definido pela dimensão do Sol, conforme visto da Terra.

Segundo RABL (1985), o Sol corresponde a um disco de raio angular $\Delta s = 4,8$ mrad ou $0,275^\circ$, quando observado da Terra. Neste caso (concentrador cilíndrico parabólico), a concentração máxima é dada por:

$$C_{cil(max)} = \frac{\operatorname{sen}(90^\circ)}{\pi} \frac{1}{\operatorname{sen}(0,275^\circ)} \cong 66 \quad (13)$$

O diâmetro do absorvedor e a largura da abertura, para esta concentração, em função da distância focal, podem ser expressos por:

$$d = \frac{4f \tan(0,275)}{1 + \cos(90^\circ)} = 0,0096f \quad \text{e} \quad 2X_A = 4f \tan(90^\circ/2) = 4f \quad (14)$$

2.3.1.1 Temperatura máxima e a concentração

STINE; HARRIGAN (1985), fizeram um estudo da temperatura ótima de operação da central em função da concentração e do ciclo termodinâmico, apresentando suas conclusões na forma do gráfico da Figura 7. Os autores utilizaram os parâmetros nominais do coletor como: irradiância direta ($I_b = 1.000 \text{ W/m}^2$); temperatura ambiente ($T_{amb} = 298 \text{ K}$); coeficiente de perdas ($U = 60 \text{ W/m}^2\text{K}$); eficiência ótica ($\eta_o = 0,9$) e emissividade ($\varepsilon = 0,9$).

Conforme indicado na Figura 7, o ciclo Rankine é o que deve ser utilizado com coletores parabólicos lineares, devido ao limite da concentração, em concentradores bidimensionais.

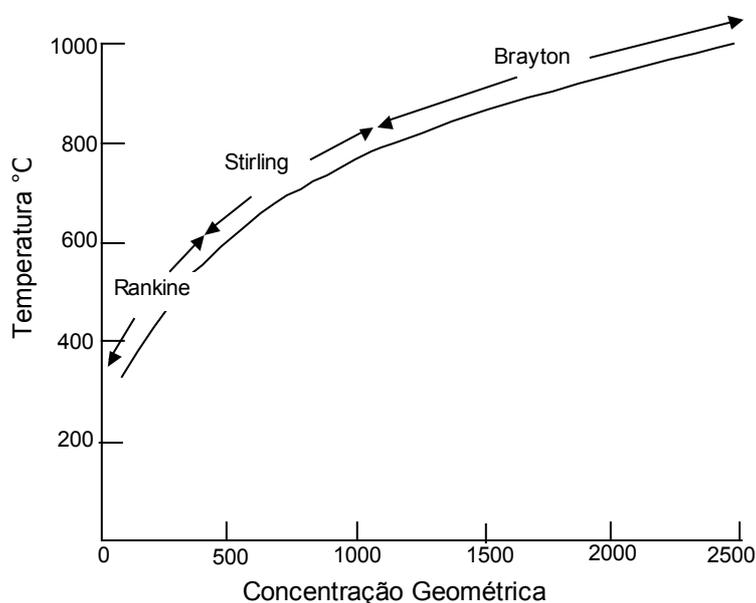


Figura 7 – Variação da temperatura de operação ótima com a concentração geométrica.

Adaptado de STINE; HARRIGAN (1985).

Uma observação a ser feita aqui é que se está falando de melhor adaptação de coletores solares para utilização com equipamentos já existentes e não a busca da melhor forma de uso da energia solar.

2.3.1.2 Fator de Interceptação.

O fator de interceptação (γ) é a fração da radiação incidente na entrada do coletor que atingirá o absorvedor, desconsiderando-se as perdas de reflexão ou passagem pelas coberturas semitransparentes. Segundo HOWELL et al. (1982) é difícil avaliar (γ) precisamente, mas seu desvio da unidade pode representar uma perda muito importante em um sistema com concentração. A Figura 8 ilustra a intensidade da radiação através do plano focal do elemento ótico e a largura projetada do absorvedor para o posicionamento e acompanhamento do sol perfeito.

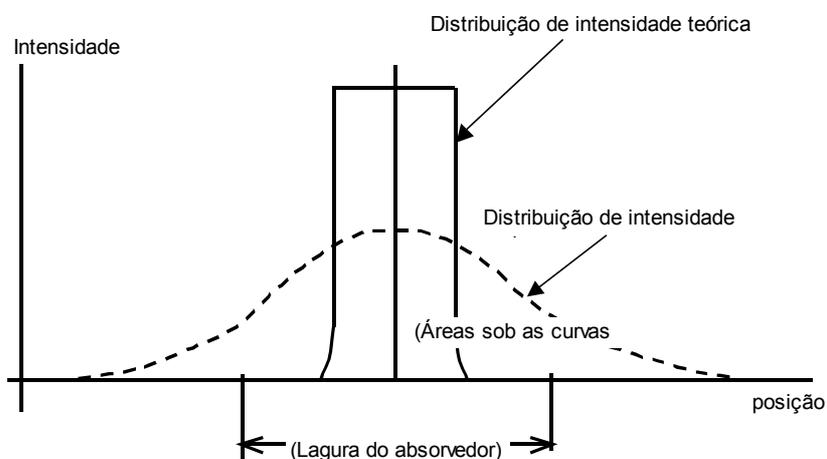


Figura 8 - Relação entre a irradiância direta e a posição no absorvedor.

Adaptado de HOWELL et al. (1982).

O concentrador funciona como um seletor de ângulos de incidência. O fator de interceptação envolve a definição da função de aceitação ($F_{(\theta)}$), que é a fração da radiação incidente na abertura, com um ângulo (θ) determinado, que efetivamente atinge o

absorvedor de um coletor sem perdas nas reflexões ou passagem por coberturas semitransparentes.

Na Figura 9, tem-se a representação da função de aceitação para um concentrador ideal e para um concentrador real (FRAIDENRAICH; LYRA, 1995).

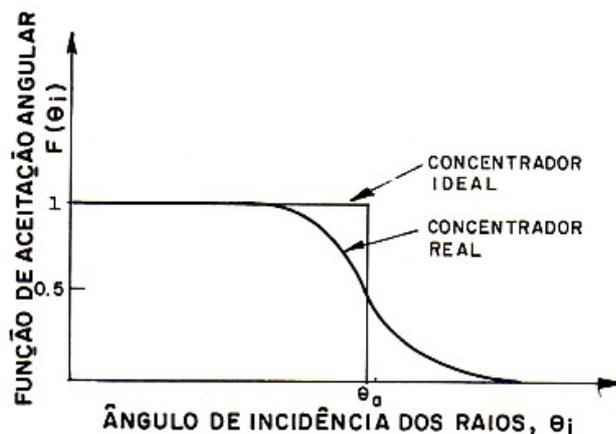


Figura 9 – Função de aceitação angular. Extraído de FRAIDENRAICH; LYRA (1995).

Em um coletor existirão muitas fontes de erros óticos estatisticamente independentes. Estes erros podem ser descritos por uma distribuição Gaussiana, pelo menos como média temporal e de um coletor inteiro, ou coluna de coletores. Nestes casos, o espalhamento da radiação direta é a combinação dos erros óticos e do comprimento projetado do Sol (RABL, 1985).

Medições da distribuição do brilho do disco solar, em função da distância angular θ_i desde o centro do Sol, realizadas pelo laboratório Berkeley Lawrence, mostram a existência de uma região central do Sol, até o ângulo $\theta_i = 4,8 \text{ mrad} = 0,275^\circ$, e uma região circunsolar, bem maior, com brilho compreendido entre 1% e 0,01% do brilho da região central do Sol (FRAIDENRAICH; LYRA, 1995).

Para efeito de projeto, as dimensões angulares do Sol podem ser representadas, pelo desvio quadrático médio (σ_{sun}). No caso de coletores cilíndricos parabólicos tem-se $\sigma_{sun} = 2,6 \text{ mrad} (\cong 0,15^\circ)$ para um céu muito claro e $\sigma_{sun} = 4,0 \text{ mrad} (\cong 0,23^\circ)$ para um céu claro médio (RABL, 1985 e RABL;BENDT, 1982).

O teorema Central do Limite da estatística estabelece que a convolução de um número relativamente grande de distribuições independentes, tende para uma distribuição normal, mesmo quando as distribuições individuais não sejam gaussianas. Portanto só os desvios padrão das distribuições individuais são necessários para a determinação do desvio padrão da distribuição resultante, sempre que a média das distribuições individuais seja nula, o que normalmente acontece com os erros óticos (FRAIDENRAICH; LYRA, 1995).

A parábola geométrica real apresenta diversos erros que afastam o seu comportamento, daquele da superfície ideal. BENT et al. (1979b) caracterizam os erros em um único parâmetro (σ_{tot}) através da equação:

$$\sigma_{tot} = \sqrt{\sigma_{sun}^2 + \sigma_{mir}^2 + (2\sigma_{slope})^2 + \sigma_{track}^2 + \sigma_{displacement}^2} \quad (15)$$

onde os termos dentro da raiz representam os desvios padrão dos erros: a) da distribuição de energia do sol (σ_{sun}); b) especularidade do espelho (σ_{mir}); c) ondulações da superfície refletora (σ_{slope}); distribuição dos erros de acompanhamento (σ_{track}) e distribuição dos erros de localização do absorvedor, em relação a linha focal, ($\sigma_{displacement}$).

Os desvios de especularidade (microrugosidades) podem ser considerados aleatórios e caracterizados pelo seu desvio padrão. Os desvios das ondulações (forma) provocam um desvio do raio luminoso igual a duas vezes o desvio da superfície e, por isto, o desvio deve ser multiplicado por um fator (2) (FRAIDENRAICH; LYRA, 1995). Os demais erros são considerados aleatórios como média de um campo de coletores.

BENDT et al. (1979a) apresentam uma metodologia de cálculo do fator de interceptação que inicia com a função de aceitação ($F_{(C\theta)}$). Para um concentrador parabólico com receptor cilíndrico, ângulo de borda (ϕ), desvio padrão dos erros óticos (σ_{tot}) e concentração (C), ela é dada por:

$$F_{(C\theta_i)} = \begin{bmatrix} 1 \\ \cot \frac{\phi}{2} \left(\frac{2 \tan(\phi/2)}{\pi C \theta_i} - 1 \right)^{1/2} \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \text{para } \dots |\theta_i| < \theta_1 \\ \text{para } \dots \theta_1 |\theta_i| < \theta_2 \\ \text{para } \dots |\theta_i| < \theta_2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

onde, (θ_1) e (θ_2) são os ângulos entre os quais a função de aceitação decresce de 1 até 0 e são dadas pelas equações abaixo.

$$\theta_1 = \frac{\text{sen } \phi}{\pi C} = \theta_2 \cos^2\left(\frac{\phi}{2}\right) \quad (17)$$

$$\theta_2 = \frac{2 \tan\left(\frac{\phi}{2}\right)}{\pi C} \quad (18)$$

O fator de interceptação é então dado por:

$$\gamma = \int_{-\infty}^{\infty} F(C\theta_i) \frac{1}{\sigma_{tot} \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{\theta_i^2}{2\sigma_{tot}^2}\right] d\theta_i \quad (19)$$

Na Figura 10 está esboçado o gráfico do fator de interceptação (γ), em função do produto $(C\sigma_{tot})$, conforme metodologia de BENDT et al. (1979a).

Para coletores concentradores é preciso fazer uma avaliação entre o aumento das perdas térmicas com aumento da área do absorvedor (aumento do fator de interceptação e redução da concentração geométrica) e o aumento das perdas óticas com a sua redução (redução do fator de interceptação e aumento da concentração geométrica). Conforme DUFFIE; BECKMANN (1991) este problema de otimização foi estudado, por LÖF et al. (1962) e LÖF; DUFFIE (1963), para uma faixa grande de condições, constatando que o receptor ótimo intercepta 90 a 95% da radiação possível. Ou seja, tem um fator de interceptação entre 0,90 e 0,95.

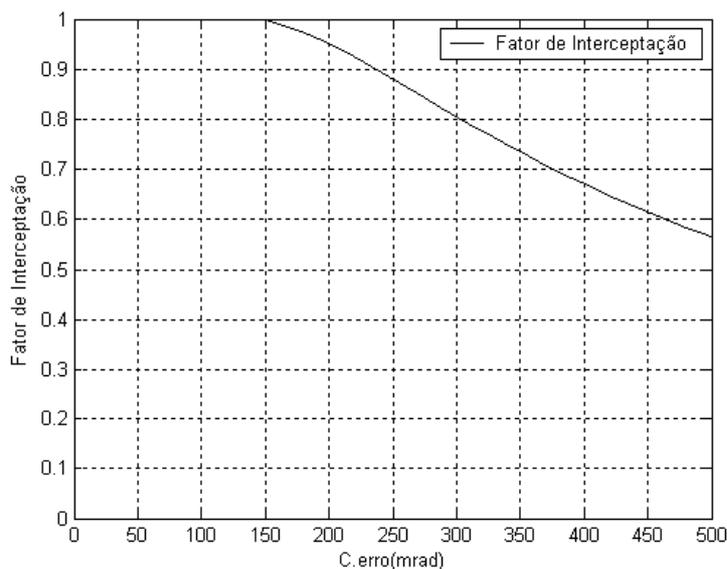


Figura 10 – Fator de interceptação (γ) do coletor parabólico em função de ($C\sigma_{tot}$).

Quando a concentração está variando apenas em função do diâmetro do absorvedor, sem alteração do ângulo de borda do coletor, então os erros óticos totais não variam, o que permite considerar, indiferentemente se estão variando os erros óticos ou a concentração do coletor na análise do fator de interceptação. Porém, quando se está variando a concentração, através da variação do ângulo de borda, os erros óticos também aumentam com a concentração, isto é, o produto $C\sigma_{tot}$, tende a aumentar com a concentração e com o aumento causados nos erros óticos, pois ângulos de borda maiores produzem erros óticos maiores. Isto recomenda ter cautela no uso desta abordagem para otimização do coletor.

2.3.1.3 Influência do ângulo de incidência

O desempenho ótico é função do ângulo de incidência da radiação na abertura. Os efeitos do ângulo de incidência, em cada característica do desempenho ótico, podem ser considerados de forma individual, ou combinados em um só modificador de ângulo de incidência $K(\theta)$. O desempenho ótico do coletor parabólico diminui com o ângulo de incidência por várias razões: diminuição da transmissão do vidro e da absorvância do

absorvedor; o aumento do tamanho da imagem do Sol no receptor e a perda de radiação no final do tubo de comprimento finito (DUFFIE; BECKMAN, 1991).

Para habilitar a aplicação dos resultados dos testes de um módulo coletor curto para uma coluna de coletores de comprimento arbitrário, é necessário separar analiticamente as perdas de final de tubo dos outros efeitos (DUFFIE; BECKMAN, 1991). GAUL; RABL (1980) apresentam o fator de perdas de extremidades $\Gamma(\theta)$, para coletores parabólicos de foco linear, com o tubo receptor de mesmo comprimento do refletor, pela equação:

$$\Gamma(\theta) = 1 - \frac{f}{L} \left(1 + \frac{(2X_A)^2}{48f^2} \right) \text{tg}(\theta) \quad (20)$$

onde (L) é o comprimento do coletor (GAUL; RABL, 1980).

Então, pode-se escrever a equação da energia absorvida por área líquida de coletor como:

$$\frac{\dot{Q}_{abs}}{A_{col}} = \eta_0 K(\theta) \Gamma(\theta) I_{col} \quad (21)$$

onde η_0 é a eficiência ótica do coletor que inclui o fator de interceptação(γ).

GAUL; RABL (1980) apresentam o modificador do ângulo de incidência $K(\theta)$ em duas formas: a) como uma aproximação dos dados experimentais por um polinômio e b) como um número simples, a média global de dia inteiro da eficiência ótica para as condições típicas de operação. Segundo os autores, para aplicações práticas, uma excelente aproximação para o modificador do ângulo de incidência necessita somente de uma curva, através de um polinômio em (θ) , com dois parâmetros ajustáveis para os dados experimentais. Na escolha dos coeficientes, são impostas as condições:

$$K(\theta = 0) = 1 \quad \text{e} \quad K(\theta = \frac{\pi}{2}) = 0 \quad (22)$$

A aproximação apresentada é dada pela equação:

$$K(\theta) = 1 + A\theta^2 + B\theta^3 + C\theta^4 \quad (23)$$

sujeita a condição

$$1 + A\left(\frac{\pi}{2}\right)^2 + B\left(\frac{\pi}{2}\right)^3 + C\left(\frac{\pi}{2}\right)^4 = 0 \quad (24)$$

DUDLEY et al. (1994) aproximam $K(\theta)$, para o coletor LS-2, através de uma equação da forma:

$$K(\theta) = \cos \theta + B\theta + C\theta^2 \quad (25)$$

onde (θ) é dado em radianos.

Esta aproximação é utilizada neste trabalho, quando se faz necessário avaliar a influência do ângulo de incidência.

2.3.2 Perdas e eficiência do coletor

Para os coletores parabólicos pode-se representar a eficiência pela expressão:

$$\eta = \eta_0 K(\theta) \Gamma(\theta) - \frac{\dot{Q}''_{perdas} \cdot A_{abs}}{I_{col} \cdot A_{col}} = \eta_0 K(\theta) \Gamma(\theta) - \frac{\dot{Q}''_{perdas}}{I_{col}} \frac{1}{C} \quad (26)$$

Na equação (26), (η_0) representa a eficiência ótica (para incidência normal) e (\dot{Q}''_{perdas}) são as perdas por unidade de área de absorvedor, C a concentração geométrica, $K(\theta)$ contabiliza os efeito do ângulo de incidência e $\Gamma(\theta)$ contabiliza as perdas do final do tubo absorvedor.

DUDLEY et al. (1994), baseados em dados experimentais, desenvolveram uma equação semi-empírica para eficiência térmica do coletor (η), através da equação.

$$\eta = \frac{\dot{Q}''_u}{I_{col}} = K(\theta)[A + B(\Delta T_m)] + C \frac{\Delta T_m}{I_{col}} + D \frac{\Delta T_m^2}{I_{col}} \quad (27)$$

onde (A) e (B) contabilizam a eficiência ótica e a absorvidade da cobertura seletiva, sem considerar as perdas do final da coluna de coletores; (C) e (D) descrevem as perdas de calor do elemento coletor térmico (HCE), que dependem de suas condições, e (ΔT_m) é a diferença entre a temperatura média do fluido térmico (T_m) e a temperatura ambiente (T_{amb}). Os coeficientes (A), (B), (C) e (D) são determinados experimentalmente, para cada coletor específico. Estes coeficientes, para o coletor LS-2, foram determinados por DUDLEY et al. (1994).

LIPPKE (1995) afirma que os modelos simples de transferência de energia como o SOLERGY e FAGSOL (STODDARD et al., 1987 e FLACHGLAS, 1994), proporcionam importantes informações para a construção de plantas solares termo-elétricas, mas que para a saída das plantas existentes é necessário um modelo mais detalhado, que leve em conta o estado atual das plantas e as estratégias de operação. O autor utilizou a equação do coletor de DUDLEY et al. (1994). A equação da eficiência do coletor foi então expressa como:

$$\eta = \frac{\dot{Q}''_u}{I_{col}} = K(\theta)\Gamma(\theta)[A + B(\Delta T_m)] + C \frac{\Delta T_m}{I_{col}} + D \frac{\Delta T_m^2}{I_{col}} \quad (28)$$

Além da introdução do fator $\Gamma(\theta)$, LIPPKE (1995) utilizou um cálculo ponderado dos fatores (A), (B), (C) e (D), a fim de contabilizar a influência dos diferentes tipos e condições de cada HCE, como a refletividade mutável dos espelhos, a velocidade do vento, etc.

Em 1998 em um esforço conjunto de DLR (Deutsches Zentrum für Luft-und Raumfahrt), SunLab (parceria NREL/SANDIA - USA) e IVTAN (Instituto para alta temperatura da Academia Russa de Ciência), três organizações que atuam na pesquisa e desenvolvimento de geração solar térmica, iniciaram a biblioteca STEC (Solar Thermal

Electric Components) de modelos para o TRNSYS (Transient Energy System Simulation Tool). No ano 2000 os modelos STEC foram atualizados para serem compatíveis com o novo TRNSYS (WISCONSIN, 2006). Os modelos para concentradores de foco linear, da biblioteca STEC, são todos semi-empíricos, baseados no modelo de LIPPKE (1995).

JONES et al. (2001) e SCHWARZBOEZL et al. (2002) citam um coeficiente (S) que, sendo multiplicado pelos coeficientes (A) e (B) da equação da eficiência de LIPPKE (1995), contabiliza o efeito da sombra das colunas paralelas de coletores. Este coeficiente não foi encontrado no trabalho de LIPPKE (1995), citado como referência.

QUASCHINING et al. (2001b) utilizam um modelo também baseado nos trabalhos anteriores (LIPPKE, 1995 e DUDLEY et al., 1994), para implementação do software “GREENIUS”.

STUETZLE et al. (2004) desenvolveram um algoritmo de controle, baseado em uma solução numérica das equações de transporte no elemento coletor térmico (HCE), que pode modelar o comportamento das plantas existentes e oferece uma temperatura de saída do campo mais estável, se implementado no lugar do controle humano. Nesse trabalho, as perdas são dadas pela solução numérica das equações de transporte no coletor e nos trocadores de calor. Segundo WISCONSIN (2006), o trabalho será transferido para o TRNSYS.

Para analisar a conversão da energia solar absorvida em energia térmica útil FRAIDENRAICH et al. (1997) citam três procedimentos usuais: 1) Aproximação do coeficiente de perdas (U) como constante ao longo do absorvedor (HOTTEL; WHILLIER, 1958; BLISS, 1959); 2) Utilização de modelo analítico (COOPER; DUNKLE, 1981) e 3) Solução numérica das equações diferenciais que governam o balanço de energia. Segundo esses autores, a aproximação do primeiro procedimento não é adequada quando: a) São necessárias temperaturas elevadas para geração de vapor, em cujo caso a contribuição dominante na taxa de perdas térmicas em relação à temperatura é o termo quadrático mais do que o termo linear e b) Quando a taxa de perdas é significativa em relação ao ganho ótico. No segundo procedimento, a dependência das perdas é dada em relação à temperatura do fluido, mais que em relação à temperatura do absorvedor, deixando de lado importantes características físicas do problema. Este modelo, ainda segundo FRAIDENRAICH et al. (1997), foi desenvolvido para estimar a potência útil integrada ao

longo do absorvedor, e não o perfil dependente da posição. Com relação ao terceiro procedimento, as soluções numéricas são trabalhosas e de custo computacional alto, especialmente para simulação de períodos longos.

Visando eliminar os erros inerentes às aproximações anteriores, FRAIDENRAICH et al. (1997) demonstraram que os perfis de temperatura do absorvedor, temperatura do fluido e potência útil ao longo do coletor de foco linear, podem ser resolvidos analiticamente, mesmo com o coeficiente de perdas não constante, dentro da faixa de temperaturas de operação.

2.4 Ciclo termodinâmico

O ciclo de Rankine é o utilizado para centrais solares térmicas com coletores parabólicos lineares. Isto se deve à faixa de temperatura de operação. Esta faixa de temperatura é determinada pela concentração máxima possível, conforme descrito anteriormente.

LIPPKE (1995) desenvolveu um modelo para análise do comportamento de carga parcial de uma central SEGS típica de 30 MWe, utilizando um modelo termodinâmico, detalhado, de WAHL (1992).

A biblioteca de modelos STEC (utilizada no software TRNSYS) é subdividida em uma seção Rankine, uma seção de elemento térmico solar (STE) e uma seção Brayton. A seção Rankine consiste de vários modelos para simular ciclo completo de turbina a vapor: pré-aquecedor, economizador, evaporador, turbina, condensador e muitos elementos utilitários como bombas, separadores de vapor, controladores, etc. Todos eles são modelos de capacidade térmica zero com comportamento quase estacionário. Um modelo de capacidade térmica pode ser adicionado para incluir a inércia térmica no sistema (WISCONSIN, 2006).

Estas soluções do ciclo de Rankine são complexas e necessitam de um ambiente de simulação que foge da proposta deste trabalho, que busca soluções mais simples para avaliar os aspectos relevantes do acoplamento do campo de coletores e grupo turbo-gerador.

2.5 Central solar térmica

A companhia operadora de Kramer Junction, operadora dos SEGS III-VII, desenvolveu uma simulação horária para o desempenho de suas plantas. Este modelo de NELSON; CABLE (1999), segundo PRICE (2003), é muito específico para plantas de 30 MWe em Kramer Junction e as necessidades da operadora. Como resultado tem capacidade limitada para modelar configurações diferentes. Ainda, segundo PRICE (2003), o laboratório de pesquisa alemão, Deutsches Zentrum für Luft-und Raumfahrt (DLR) também desenvolveu um modelo de desempenho, de plantas com coletores parabólicos de foco linear, publicado por QUASCHINING et al., (2001a). Todos estes programas são privados e geralmente não estão disponíveis para o público.

JONES et al. 2001 criaram um modelo de desempenho detalhado da Planta de 30 MWe, SEGS VI, de coletores parabólicos de foco linear no TRNSYS, utilizando a biblioteca STEC. Partes da biblioteca STEC foi validada, apresentando uma concordância, entre a simulação e a planta real, dentro de 10%. Segundo WISCONSIN (2006) houve dificuldades para simular a vazão durante os transitórios, porém os autores afirmam que efeitos transitórios foram modelados adequadamente.

O TRNSYS é um programa comercialmente disponível muito adequado para modelar sistemas complexos, como as plantas solares com coletores parabólicos lineares. Infelizmente, o TRNSYS requer dados de entrada muito detalhados para obter resultados que reflitam corretamente o desempenho esperado da planta PRICE (2003).

NREL (National Renewable Energy Laboratory-USA), desenvolveu um modelo de desempenho e econômico de plantas com coletores parabólicos, em planilha eletrônica Excel®. O modelo utiliza o Visual Basic como linguagem de programação, dentro do Excel, para programar a simulação horária de desempenho. A tecnologia de coletores parabólicos de foco linear é modelada utilizando a metodologia desenvolvida por STINE; HARRIGAN (1985), para modelar uma central de coletores parabólicos lineares, com ciclo Rankine, PRICE (2003). Este modelo também é baseado na utilização da temperatura média do fluido de trabalho.

ROLIM et al. (2006) desenvolveram uma metodologia analítica de solução acoplada do ciclo Rankine e do coletor parabólico linear, através de trocadores de calor. Para o coletor é utilizada a solução analítica da energia útil desenvolvida por FRAIDENRAICH et al (1997), que leva em conta o perfil não linear da temperatura e da potência útil ao longo do coletor.

3 MODELAGEM DA CENTRAL

Numa central solar térmica com coletores parabólicos lineares existem inúmeros problemas de otimização, um dos principais é o acoplamento que acontece na combinação do campo de coletores solares e o ciclo térmico (ciclo Rankine). O ciclo Rankine tem sua eficiência aumentada com a temperatura, sendo limitado apenas pelos materiais, porém os coletores têm comportamento inverso, isto é, a eficiência diminui com o aumento da temperatura.

O modelo completo de uma central solar termoelétrica é bastante complexo e envolve tecnologias diferentes, com diferentes graus de aprimoramento e de custos. Optou-se por desvincular tanto quanto possível, o modelo matemático e físico, do arranjo de engenharia.

Partindo-se de uma central, sem considerar o sistema auxiliar, o armazenamento e a torre de resfriamento, buscou-se um modelo coerente com a realidade e de fácil análise. O modelo básico é composto por: a) Campo de coletores; b) Conjunto de trocadores de calor e c) Bloco de conversão de energia térmica em elétrica (turbo-geradores).

A finalidade é modelar a eficiência de transformação da energia da radiação solar em energia elétrica, levando em conta as diversas etapas intermediárias, de forma a poder avaliar não apenas o conjunto como um todo, como a influência de cada parte. Na Figura 11 isto está representado esquematicamente, por um diagrama de blocos.

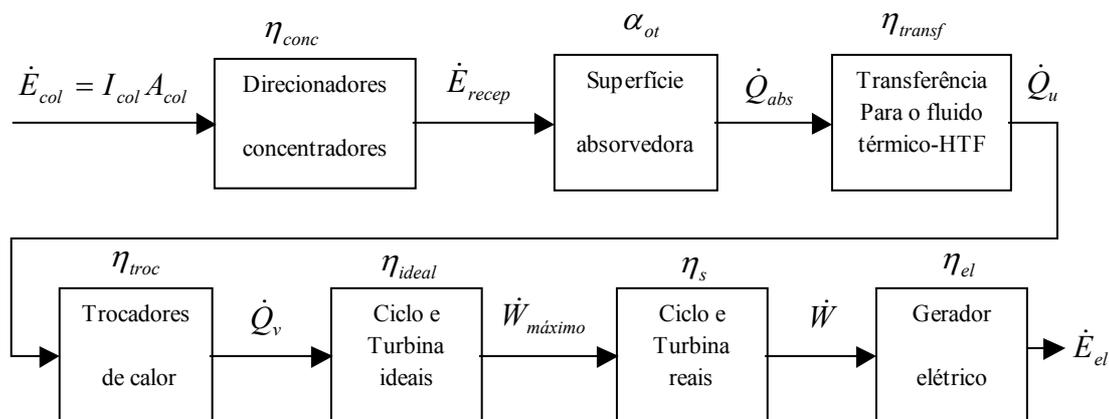


Figura 11 – Modelo simplificado de uma central solar térmica com coletores parabólicos.

Na figura (I_{col}) é a irradiância incidente perpendicular ao plano da abertura, (A_{col}) a área de abertura de coletor, (η_{conc}) a eficiência de concentração (que será definida mais a frente), (\dot{E}_{recep}) a potência que chega à superfície receptora (superfície do absorvedor), (α_{ot}) a absortância da superfície absorvedora, (\dot{Q}_{abs}) a potência absorvida no absorvedor, (η_{transf}) a eficiência na transferência da energia térmica do absorvedor para o fluido térmico, (\dot{Q}_u) a potência térmica útil fornecida ao fluido de trabalho, (η_{troc}) a eficiência da troca térmica entre o fluido de trabalho e o vapor, (\dot{Q}_v) a potência térmica útil fornecida ao vapor, (η_{ideal}) eficiência de um ciclo Rankine ideal, ($\dot{W}_{máximo}$) o trabalho máximo teórico fornecido a partir de um ciclo Rankine ideal, (η_s) a eficiência isentrópica da turbina, (\dot{W}) o trabalho real fornecido pelo ciclo Rankine, (η_{el}) a eficiência do gerador e (\dot{E}_{el}) a potência elétrica total fornecida pela central.

Na Figura 11 estão representadas as 7 etapas escolhidas para a metodologia, que são descritas a seguir, na seqüência da figura. Da figura podemos escrever a equação:

$$\dot{E}_{el} = \dot{E}_{col} \eta_{conc} \alpha_{ot} \eta_{transf} \eta_{troc} \eta_{ideal} \eta_s \eta_{el} \quad (29)$$

3.1 Eficiência de concentração (η_{conc})

Em um mesmo coletor, quando aumentar a concentração em fluxo, a concentração geométrica deve aumentar proporcionalmente e vice-versa. Isto significa que uma concentração deve ser igual à outra multiplicada por um fator de proporcionalidade. Partindo-se da definição de concentração em irradiância, pode-se relacioná-la com a concentração geométrica, conforme explicitado abaixo.

$$C_I = \frac{I_{recep}}{I_{col}} = \frac{\dot{E}_{recep} / A_{abs}}{\dot{E}_{col} / A_{col}} = \frac{\dot{E}_{recep} A_{col}}{\dot{E}_{col} A_{abs}} = \frac{\dot{E}_{recep}}{\dot{E}_{col}} C_{geom} \Rightarrow \frac{\dot{E}_{recep}}{\dot{E}_{col}} = \frac{C_I}{C_{geom}} \quad (30)$$

onde \dot{E}_{col} é o potência da radiação na área total da abertura do coletor e \dot{E}_{recep} a potência da radiação na superfície total do receptor (absorvedor). Agora se pode introduzir a definição de eficiência de concentração pela equação.

$$\eta_{conc} \equiv \frac{\dot{E}_{recep}}{\dot{E}_{col}} \equiv \frac{C_I}{C_{geom}} \quad (31)$$

No caso dos coletores térmicos, pode-se calcular a eficiência de concentração a partir da eficiência ótica (η_0) representando, em todas as situações deste trabalho, eficiência de concentração por:

$$\eta_{conc} = \frac{\eta_0}{\alpha_{ot}} \quad (32)$$

onde a eficiência ótica mantém sua definição da literatura, dada por:

$$\eta_0 = \frac{Q_{abs}}{I_{col} A_{col}} \quad (33)$$

Para os coletores parabólicos a eficiência de concentração pode ser representada por:

$$\eta_{conc} = \rho_{ot} \tau \gamma \quad (34)$$

onde (ρ_{ot}) é a refletância do espelho, (τ) a transmitância da cobertura transparente, (α_{ot}) absorptância da superfície absorvedora e (γ) o fator de interceptação, que é aqui calculado conforme metodologia de BENDT et al. (1979a e 1979b).

3.2 Absortância (α_{ot})

A absorptância (α_{ot}) representa a eficiência de absorção da energia incidente no receptor (absorvedor). Isto é, ela representa a fração da energia incidente na superfície absorvedora, que efetivamente é absorvida. O seu valor pode variar com o ângulo de incidência e com a temperatura do absorvedor. Estas variações não são estudadas neste trabalho, considerando-se a valor da absorptância como constante.

3.3 Potência térmica útil ($\dot{Q}_u = \dot{Q}_{abs} \eta_{transf}$)

Na terceira etapa, acontece o cálculo da potência térmica útil transferida ao fluido do coletor. A potência útil, fornecida pelo coletor pode ser representada pela potência absorvida, subtraída das perdas para o ambiente:

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{perdas} \quad (35)$$

que pode-se detalhar, em uma forma básica como:

$$\dot{Q}_u = \dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{perdas} = [\rho_{ot} \tau \gamma] \alpha_{ot} I_{col} A_{col} - UA_{abs} (T_{abs} - T_{amb}) \quad (36)$$

Os termos colocados entre colchetes representam a eficiência de concentração, do coletor.

Para uso desta metodologia, que está sendo apresentada, é mais adequado representar a potência útil por unidade de área do absorvedor, então da equação (36) chega-se a:

$$\dot{Q}_u'' = \frac{\dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{perdas}}{A_{abs}} = [\rho_{ot} \tau \gamma] \alpha_{ot} I_{col} C - U(T_{abs} - T_{amb}) \quad (37)$$

A concentração em irradiância aparece na equação (37), pois está representada por:

$$C_I = \eta_{conc} C \Rightarrow C_I = \rho_{ot} \tau \gamma C \quad (38)$$

Com isto podemos representar a equação (37) em função da concentração de irradiância, que é mais significativa, reescrevendo na forma equivalente:

$$\dot{Q}_u'' = \frac{\dot{Q}_{abs} - \dot{Q}_{perdas}}{A_{abs}} = \alpha_{ot} I_{col} C_I - U(T_{abs} - T_{amb}) \quad (39)$$

Esta formulação, equações (37) e (39), permite analisar, de forma mais adequada os diversos fenômenos físicos envolvidos, além de não impedir que sejam acrescentados outros termos para computar as variações da potência útil com o ângulo de incidência ou com a temperatura, por exemplo.

3.3.1 Potência útil do coletor

A potência térmica liberada pelo coletor, por unidade de área (\dot{Q}_u''), depende da posição ao longo do absorvedor (x), da temperatura do absorvedor ($T_{abs}(x)$) e da temperatura do fluido do coletor ($T(x)$), pode ser escrita da seguinte maneira:

$$\dot{Q}_u''(x) = \frac{\dot{m}_c \cdot c_p}{W} \cdot \frac{dT}{dx} \quad (40)$$

$$\dot{Q}_u''(x) = h\{T_{abs} - T(x)\} \quad (41)$$

$$\dot{Q}_u''(x) = \dot{Q}_{abs}'' - \dot{Q}_{perdas}''(x) \quad (42)$$

onde (\dot{m}_c) é a vazão e c_p o calor específico do fluido térmico do coletor. W é o perímetro do absorvedor, h o coeficiente de troca entre o absorvedor e o fluido térmico. A notação “aspas” indica que a variável é expressa por unidade de área.

Na forma diferencial as equações (41) e (42) podem ser escritas como:

$$\frac{d\dot{Q}_u''}{dx} = h\left\{\left(\frac{dT_{abs}}{dx}\right) - \left(\frac{dT}{dx}\right)\right\} = -\frac{d\dot{Q}_{perdas}''}{dx} = -\left(\frac{d\dot{Q}_{perdas}''}{dT_{abs}} \frac{dT_{abs}}{dx}\right) = -U \frac{dT_{abs}}{dx} \quad (43)$$

onde se define o coeficiente de perdas do coletor, dependente da temperatura (U), como:

$$U = \frac{d\dot{Q}_{perdas}''}{dT_{abs}} \quad (44)$$

Resultados experimentais (RABL, 1985, DUDLEY et al., 1994) demonstram uma excelente aproximação das perdas (\dot{Q}_{perdas}''), através de uma função quadrática:

$$\dot{Q}_{perdas}'' = U_o \cdot \Delta T + U_1 \cdot (\Delta T)^2 \quad (45)$$

então podemos representar U como uma função linear de (ΔT)

$$U = U_o + 2 \cdot U_1 \cdot (\Delta T) \quad (46)$$

onde (U_o) e (U_1) são constantes características de um coletor em particular e (ΔT) a diferença entre a temperatura do absorvedor e do ambiente $(T_{abs} - T_{amb})$.

Observa-se que neste caso U não tem dependência da temperatura desprezível. O coeficiente U definido pela equação (44) é diferente da definição comum do coeficiente de perdas do receptor, dada por:

$$U_L = \frac{\dot{Q}_{perdas}''}{\Delta T} \quad (47)$$

O coeficiente (U) na condição de estagnação (U_s) , que é o ponto (x) onde (\dot{Q}_u'') é zero, pode ser calculado combinando a equação (42) com as equações (45) e (46)

$$U_s = \sqrt{U_o^2 + 4U_1\dot{Q}_{abs}''} \quad (48)$$

O perfil de temperatura do absorvedor vem da equação (46) tomando-se a diferença de U , em um ponto ao longo do absorvedor, em relação ao valor de U na entrada do absorvedor:

$$T_{abs} = T_{abs}(x_1) + \frac{U - U^{in}}{2U_1} \quad (49)$$

Para determinar $(T_{abs}(x_1))$ como uma função da temperatura do fluido na entrada do coletor (T_1) , é usada a equação (45) nas equações (41) e (42) e então aplicada à entrada do coletor, para obter:

$$T_{abs}(x_1) = T_{amb} + \left[\frac{h + U_o}{2U_1} \right] \left[-1 + \sqrt{1 + \left[\frac{4U_1(\dot{Q}_{abs}'' + h(T_1 - T_{amb}))}{(h + U_o)} \right]} \right] \quad (50)$$

Uma equação semelhante pode ser escrita para a temperatura do absorvedor na saída ($T_{abs}(x_4)$), com a temperatura do fluido na saída do coletor (T_4).

$$T_{abs}(x_4) = T_{amb} + \left[\frac{h + U_o}{2U_1} \right] \left[-1 + \sqrt{1 + \left[\frac{4U_1(\dot{Q}_{abs}'' + h(T_4 - T_{amb}))}{(h + U_o)} \right]} \right] \quad (51)$$

Finalmente, considerando (\dot{Q}_u'') como uma variável independente, baseado nas equações (40) a (46) e (48), FRAIDENRAICH et al. (1997) obtiveram uma solução fechada do perfil de energia útil por unidade de área ao longo do absorvedor $x = x$ (\dot{Q}_u''):

$$-\left[\frac{W}{\dot{m}_c c_p} \right]_x = \frac{1}{h} \ln \left[\frac{\dot{Q}_u'(x)}{\dot{Q}_u'(x_1)} \right] + \frac{1}{U_s} \ln \left[\frac{\left(U_s - \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u'(x)} \right) \left(U_s + \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u'(x_1)} \right)}{\left(U_s - \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u'(x_1)} \right) \left(U_s + \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u'(x)} \right)} \right] \quad (52)$$

onde a posição ao longo do absorvedor é definida pela variável (x), cujos valores extremos são ($x=x_1$, entrada) e ($x=x_4$, saída), (U_s) é o valor do coeficiente de perdas (U) na temperatura de estagnação, (W) o perímetro do absorvedor e (h) o coeficiente de troca entre o tubo do absorvedor e o fluido.

Na equação (52), ($\dot{Q}_u''(x)$) depende da temperatura local ($T(x)$). A equação (52) escrita para os valores extremos do absorvedor depende das respectivas temperaturas, ($T(x_1)$) e ($T(x_4)$) que, por simplicidade, são denominadas (T_1) e (T_4), respectivamente. Este último valor se supõe conhecido e está determinado pela máxima temperatura de operação do fluido de trabalho.

Considerando-se fixas as temperaturas (T_1) e (T_4) e o comprimento (L) do coletor, pode-se ter a equação (52) reescrita para calcular o valor do o produto ($\dot{m}_c c_p$):

$$\dot{m}_c c_p = \frac{[-LW]h}{\ln \left[\frac{\dot{Q}_u''_{u(4)}}{\dot{Q}_u''_{u(1)}} \right] + \frac{1}{U_s} \ln \left[\frac{\left(U_s - \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u''_{u(4)}} \right) \left(U_s + \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u''_{u(1)}} \right)}{\left(U_s - \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u''_{u(1)}} \right) \left(U_s + \sqrt{U_s^2 - 4U_1 \dot{Q}_u''_{u(4)}} \right)} \right]} \quad (53)$$

A potência útil (\dot{Q}_u) está relacionada com o produto ($\dot{m}_c c_p$) e as temperaturas de entrada e saída do fluido térmico nos coletores, (T_1) e (T_4), através da equação:

$$\dot{Q}_u = \dot{m}_c c_p (T_4 - T_1) \quad (54)$$

3.3.1.1 Coeficiente de troca convectiva

Nas equações (52) e (53), tem-se também o coeficiente de troca convectiva entre o tubo absorvedor e o fluido em seu interior, que é função da vazão. A transferência da parede para o fluido ocorre por convecção e é descrita pelo coeficiente (h_{conv}):

$$h_{conv} = \frac{k}{d_i} N_u \quad (55)$$

onde (k) é a condutividade térmica do fluido, (d_i) é o diâmetro interno do tubo absorvedor, e (N_u) é o número de Nusselt. Conforme recomendado por KREITH; KREIDER (1980), para o regime turbulento em tubos longos, (L/d_i) > 60 e número de Prandtl ($P_r = \nu/\alpha$) entre 0,7 e 700, N_u é dado por:

$$N_u = 0,023 P_r^{1/3} R_e^{0,8} \quad (56)$$

onde ($R_e = v \cdot d_i / \nu$) é o número de Reynolds, (v) a velocidade do fluido no interior do tubo, ($\nu = \mu/\rho$) a viscosidade cinemática do fluido, (μ) a viscosidade dinâmica do fluido, (ρ) a massa específica do fluido, $\alpha = k/(\rho c_p)$ a difusividade térmica do fluido.

Para esta solução específica a representação de (R_e) é colocada em função da vazão mássica, em lugar da velocidade, conforme descrito abaixo:

$$\dot{m}_c = \frac{m_c}{\Delta t} = \frac{\rho V}{\Delta t} = \frac{\rho A_i L}{\Delta t} = \rho A_i v \quad \text{então } v = \frac{\dot{m}_c}{\rho A_i} \quad (57)$$

$$R_e = v \frac{\rho d_i}{\mu} = \frac{\dot{m}_c}{\rho A_i} \frac{\rho d_i}{\mu} = \frac{\dot{m}_c}{\pi \left(\frac{d_i}{2}\right)^2} \frac{d_i}{\mu} \Rightarrow R_e = 4 \frac{\dot{m}_c}{\pi d_i \mu} \quad (58)$$

onde (A_i) é a área da seção reta do tubo.

3.4 Trocadores de calor (η_{troc})

Na quarta etapa são calculadas as entalpias e a vazão do vapor. Este cálculo normalmente é acoplado ao cálculo da vazão do coletor, correspondente à subseção (3.3). As perdas, no trocador de calor, podem ser computadas. Neste trabalho as perdas são consideradas desprezíveis, ou seja, ($\eta_{troc}=1$).

A energia térmica útil fornecida pelo campo de coletores está representada pelas equações (52), (53) e (54). O fluido ingressa nos trocadores de calor, com temperatura (T_4) e sai com temperatura (T_1). Supõe-se que as perdas térmicas do trocador de calor são desprezíveis.

As variações das temperaturas do fluido de trabalho e da água e vapor, no trocador de calor, estão esboçadas no gráfico da Figura 12, com base na qual podemos escrever as equações:

$$\dot{m}_c c_p (T_4 - T_1) = \dot{m}_v (\Delta h_w + \Delta h_{ev} + \Delta h_v) \quad (59)$$

$$\dot{m}_c c_p (T_4 - T_2) = \dot{m}_v (\Delta h_{ev} + \Delta h_v) \quad (60)$$

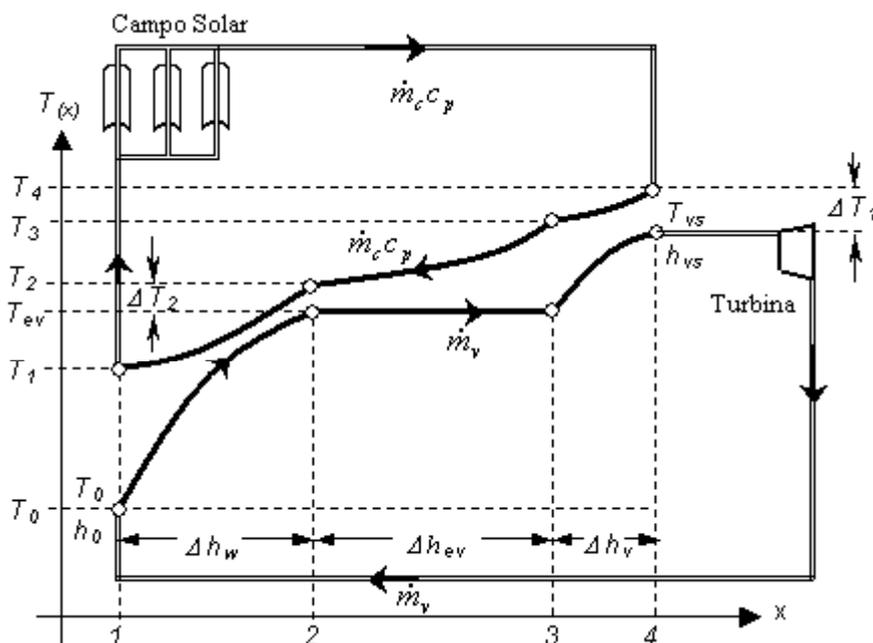


Figura 12 - Temperaturas no trocador de calor.

Ainda na Figura 12, (T_2) é a temperatura do fluido do coletor ao sair do evaporador, (T_3) a temperatura do fluido do coletor ao sair do superaquecedor, (\dot{m}_v) a vazão de água, (T_0) a temperatura de entrada da água no pré aquecedor, (T_{ev}) a temperatura de vaporização e (T_{vs}) a temperatura do vapor superaquecido na saída dos trocadores de calor. As diferenças de temperaturas ΔT_1 e ΔT_2 representam os “pinch-points” de superaquecimento e de vaporização, respectivamente.

Supõe-se (T_{ev}) conhecida e considerada um parâmetro de otimização. Os valores (Δh_w) , (Δh_{ev}) e (Δh_v) são as variações de entalpia específica no pré-aquecimento da água, na vaporização e no superaquecimento do vapor, respectivamente.

O processo de transferência de energia entre o fluido do coletor e o fluido do ciclo termodinâmico (água) está representado pelas equações (53), (59) e (60) e as incógnitas, tal como definiu-se o problema para cálculos de funcionamento da central, são: o parâmetro $(\dot{m}_c c_p)$; a vazão de vapor (\dot{m}_v) e a temperatura na entrada do coletor (T_1) . Conta-se, assim, com um sistema de três equações, fortemente não linear, e três incógnitas, que pode ser resolvido por diversos métodos. Neste trabalho o sistema de equações é calculado em ambiente Matlab 6.5, usando um procedimento iterativo.

Esta formulação também pode ser escrita para determinar a temperatura de saída em lugar da vazão, ou ainda quaisquer outras combinações de três incógnitas de interesse, fixando-se os demais valores, conforme o aspecto de projeto ou funcionamento a ser estudado.

3.4.1 Cálculo das entalpias específicas

A variação de entalpia específica na vaporização (Δh_{ev}), que acontece à temperatura constante, pode ser aproximada por uma equação quadrática, em função da temperatura de equilíbrio de líquido-vapor (T_{ev}).

$$\Delta h_{ev} = c_{ev} + b_{ev}T_{ev} + a_{ev}T_{ev}^2 \quad (61)$$

As entalpias específicas, da água no pré-aquecedor e do vapor no superaquecedor, dependem das diversas temperaturas das Figuras 12 e 13. São propostas aproximações, através de funções quadráticas da temperatura (T), através das equações:

$$h_v = c_v + b_vT + a_vT^2 \quad (62)$$

$$h_w = c_w + b_wT + a_wT^2 \quad (63)$$

A Figura 13 apresenta um esboço das variações de entalpias específica no pré-aquecimento da água, na vaporização da água e superaquecimento do vapor, em função da temperatura, de acordo com as equações (61), (62) e (63). Nesta figura os valores (dh) e (dT), representam valores infinitesimais. Δh_{ev} representa a variação da entalpia específica de vaporização.

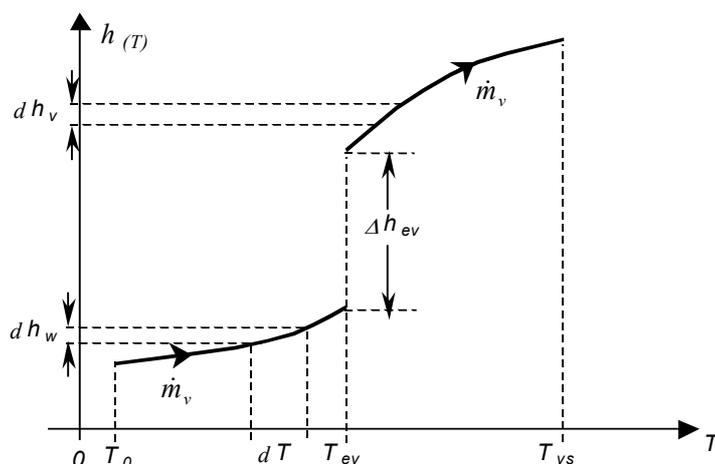


Figura 13 – Entalpias em função da temperatura do fluido (água/vapor).

Para encontrar as variações infinitesimais de entalpia dh_w e dh_v , as equações (62) e (63) são derivadas em relação a T , resultando:

$$dh_w = (b_w + 2a_w T)dT \quad (64)$$

$$dh_v = (b_v + 2a_v T)dT \quad (65)$$

que, integradas entre as temperaturas indicadas nas Figuras 12 e 13, chega-se a:

$$\Delta h_w = b_w(T_{ev} - T_0) + a_w(T_{ev}^2 - T_0^2) \quad (66)$$

$$\Delta h_v = b_v(T_{vs} - T_{ev}) + a_v(T_{vs}^2 - T_{ev}^2) \quad (67)$$

3.5 Transformação máxima da energia útil em energia mecânica (η_{ideal})

Na quinta etapa é calculado o trabalho máximo que pode ser obtido do vapor gerado nos trocadores de calor.

3.5.1 Trabalho máximo fornecido pelo vapor

Assumindo-se que o fluido termodinâmico descreve um ciclo de Carnot, em cada ponto abaixo das curvas das Figuras 12 e 13, o trabalho mecânico, por massa de vapor, pode ser representado como descrito abaixo.

$$dw_w = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh_w = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (b_w + 2a_w T) dT \quad (68)$$

$$w_{ev} = \Delta h_{ev} \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right) = (c_{ev} + b_{ev} T_{ev} + a_{ev} T_{ev}^2) \left(1 - \frac{T_0}{T_{ev}}\right) \quad (69)$$

$$dw_v = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dh_v = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) (b_v + 2a_v T) dT \quad (70)$$

Integrando-se a equação de dw_w entre T_0 e T_{ev} e de dw_v entre T_{ev} e T_{vs} , e reorganizando as equações, têm-se:

$$w_w = (b_w - 2a_w T_0)(T_{ev} - T_0) + a_w (T_{ev}^2 - T_0^2) - b_w T_0 \ln\left(\frac{T_{ev}}{T_0}\right) \quad (71)$$

$$w_{ev} = (c_{ev} - b_{ev} T_0) + T_{ev} (b_{ev} - a_{ev} T_0) + a_{ev} T_{ev}^2 - c_{ev} \left(\frac{T_0}{T_{ev}}\right) \quad (72)$$

$$w_v = (b_v - 2a_v T_0)(T_{vs} - T_{ev}) + a_v (T_{vs}^2 - T_{ev}^2) - b_v T_0 \ln\left(\frac{T_{vs}}{T_{ev}}\right) \quad (73)$$

O trabalho mecânico, máximo por unidade de massa, é dado pela soma das equações (71), (72) e (73).

$$w_{m\acute{a}ximo} = (w_w + w_{ev} + w_v) \quad (74)$$

3.6 Eficiência isentrópica (η_s)

Na turbina acontece a expansão do vapor e sua eficiência é medida em relação a uma expansão adiabática ideal, transformação (1-2s) na Figura 14, que ocorre à entropia constante (expansão isentrópica). Para uma expansão real, com fricção, vazamento e outras perdas, transformação (1-2) da Figura 14, o valor da entropia do vapor na saída será maior que a entropia do vapor que entra. Isto produz uma variação de entalpia menor do que ocorreria se a entropia fosse constante durante a expansão.

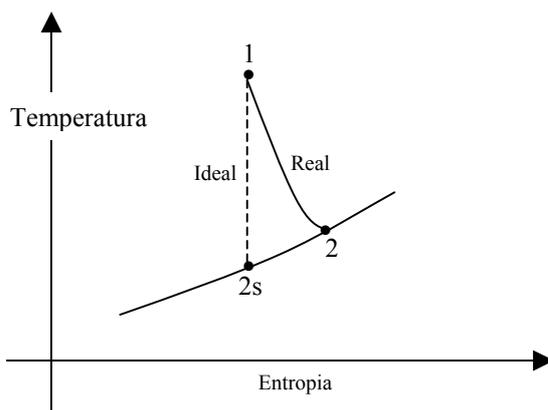


Figura 14– Representação gráfica da Eficiência Isentrópica.

Na Figura 14, nos pontos 1, 2 e 2s, tem-se h_1 que é a entalpia específica do vapor na entrada da turbina, h_{2s} a entalpia específica do vapor na saída da turbina, se a expansão for isentrópica, e h_2 a entalpia específica na saída da turbina, em uma expansão real. A eficiência isentrópica, conforme representada na Figura 14, pode ser escrita como.

$$\eta_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{w}{w_{m\acute{a}ximo}} \quad (75)$$

De forma semelhante determina-se a eficiência isentrópica da bomba de água do ciclo térmico. A eficiência isentrópica poderá então ser representada pelo produto das eficiências isentrópicas da turbina e da bomba de água.

3.6.1 Trabalho real

O trabalho real por unidade de massa (w), pode então ser representado pela equação:

$$w = \eta_s w_{máximo} \quad (76)$$

A potência mecânica fornecida pela turbina é, então, dada por:

$$\dot{W}_{mec} = \dot{m}_v \eta_s w_{máximo} = \dot{m}_v w \quad (77)$$

3.7 Potência elétrica

A potência elétrica bruta, fornecida pela central, pode ser dada pelo produto da equação (77) e a eficiência de transformação de energia mecânica em elétrica (η_{el}).

$$\dot{E}_{el} = \eta_{el} \dot{W}_{mec} \quad (78)$$

3.8 Outros cálculos

Uma vez calculados os parâmetros principais, através da metodologia apresentada nas subseções (3.1) a (3.7), outros parâmetros de interesse podem ser calculados, a partir dos valores determinados. Dois parâmetros importantes são aqui considerados: a) a perda

de carga nos tubos absorvedores e b) o número de unidades de transferência de calor (NUT), do trocador de calor. Os cálculos destes parâmetros estão detalhados nas subseções seguintes.

3.8.1 Perda de carga nos tubos absorvedores

Com o aumento do comprimento do coletor ou da coluna de coletores, com a mesma diferença de temperatura, é necessário o aumento da vazão, aumentando assim a perda de carga. A perda de carga em tubos cilíndricos é avaliada, conforme descrito em FOX; MacDONALD (1988).

$$\Delta p = h_p \cdot \rho \quad (79)$$

O parâmetro (h_p) pode ser calculado pela fórmula universal de Darcy-Weisbach, expressa como

$$h_p = f_a \frac{L}{d_i} \frac{v^2}{2} \quad (80)$$

onde (f_a) é o fator de atrito.

Para regime turbulento ($Re > 4000$) a fórmula mais usada, para (f_a) é a de Colebrook

$$f_a = 0,25 \left[\ln \left(\frac{\varepsilon/d_i}{3,706} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f_a}} \right) \right]^{-2} \quad (81)$$

onde ε/d_i é a rugosidade relativa do tubo (FOX; MACDONALD, 1988).

Para se conseguir a solução da equação (81) com apenas uma iteração e um erro dentro de 1% utiliza-se como valor inicial a fórmula dada por MILLER (1983).

$$f_0 = 0,25 \left[\ln \left(\frac{\varepsilon/d_i}{3,706} + \frac{7,54}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^{-2} \quad (82)$$

A potência mecânica, relativa à perda de carga, que deve ser fornecida pelo sistema de bombeamento (\dot{W}_{bomb}) é dada pela equação

$$\dot{W}_{bomb} = \dot{m}_c h_p \quad (83)$$

e a potência elétrica necessária para o bombeamento (\dot{E}_{bomb}) é dada pela equação

$$\dot{E}_{bomb} = \frac{\dot{W}_{bomb}}{\eta_{bomb} \eta_{motor}} \quad (84)$$

onde η_{bomb} é a eficiência da bomba de HTF e η_{motor} a eficiência do motor da bomba de HTF.

3.8.2 Cálculo dos trocadores de calor

O número de unidades de transferência de calor (NUT) é um parâmetro adimensional muito usado na análise dos trocadores de calor, definido como:

$$NUT \equiv \left(\frac{(U_{tc} A_{tc})}{(\dot{m}c_p)_{\min}} \right) \quad (85)$$

onde o produto, entre a vazão e o calor específico a pressão constante, $(\dot{m}c_p)_{\min}$ é o menor entre os dois fluidos, $(U_{tc} A_{tc})$ o produto do coeficiente global de troca (U_{tc}) e a área de troca (A_{tc}) do trocador de calor (INCROPERA, F. P. e DeWITT, 1992).

Uma vez que a metodologia permite determinar as vazões dos fluidos e as temperaturas de entrada e saída dos três trocadores de calor (pré-aquecedor, evaporador e superaquecedor), é possível determinar os valores de (NUT) para cada um deles.

Conforme INCROPERA, F. P. e DeWITT (1992), o valor de (NUT), usando a metodologia da diferença média logarítmica, é dado por:

$$NUT = \frac{\Delta T_F}{\Delta T_{ml}} \quad (86)$$

Na equação (86), ΔT_F é a diferença entre a temperatura, de entrada e saída no trocador, do fluido com escoamento correspondente a $(\dot{m}c_p)_{min}$, e ΔT_{ml} é a diferença média logarítmica, das temperaturas, expressa por:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_b - \Delta T_a}{\ln(\Delta T_b / \Delta T_a)}, \text{ com } \begin{cases} \Delta T_a = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_b = T_{h,o} - T_{c,i} \end{cases} \quad (87)$$

onde ($T_{h,i}$) a temperatura de entrada do fluido quente, ($T_{h,o}$) a temperatura de saída do fluido quente, ($T_{c,i}$) a temperatura de entrada do fluido frio e ($T_{c,o}$) a temperatura de saída do fluido frio, no trocador de calor.

3.8.2.1 Pré-aquecedor e Superaquecedor

No pré-aquecedor as diferenças de temperaturas (ΔT_a) e (ΔT_b) são dadas por:

$$\Delta T_a = T_{h,i} - T_{c,o} = T_2 - T_{ev} \quad \text{e} \quad \Delta T_b = T_{h,o} - T_{c,i} = T_1 - T_0 \quad (88)$$

No superaquecedor as diferenças de temperaturas (ΔT_a) e (ΔT_b) são dadas por:

$$\Delta T_a = T_{h,i} - T_{c,o} = T_4 - T_{sa} \quad \text{e} \quad \Delta T_b = T_{h,o} - T_{c,i} = T_3 - T_{ev} \quad (89)$$

3.8.2.2 Evaporador

Conforme FRAIDENRAICH (2007), para o evaporador pode-se descrever o valor do coeficiente (NUT) pela equação:

$$NUT = \ln \left(\frac{T_3 - T_{ev}}{T_2 - T_{ev}} \right) \quad (90)$$

A Tabela 1 apresenta os principais parâmetros dos coletores LS-2 Cermet (DUDLEY et al., 1994). Além desses é utilizado o modificador do ângulo de incidência $K(\theta)$, em função do ângulo de incidência (θ) que, segundo DUDLEY et al. (1994), para o coletor LS-2 é dado (em radianos) por:

$$K(\theta) = \cos(\theta) + 0,0003512(\theta) - 0,00003137(\theta)^2 \quad (91)$$

A central solar térmica, tomada como referência, é a central SEGS VI de 30 MW_e, composta de 50 colunas de 16 coletores LS-2 em série (total de 800 coletores). A Tabela 2 apresenta os principais parâmetros da central SEGS VI, bem como seus valores, extraídos de LIPKE (1995) e IEEE (1989).

Tabela 2 – Características da central SEGS VI.

Item	Descrição	Valor
01	Potência de projeto	35 MW _e
02	Eficiência do gerador elétrico (η_{el})	0,97
05	Eficiência do motor da bomba de HTF (η_{motor})	0,75
06	Eficiência da bomba de HTF (η_{bom})	0,95
07	Temperatura do fluido na entrada do coletor ($T_{cin}=T_1$)	304°C
08	Temperatura do fluido na saída do coletor ($T_{cout}=T_4$)	391°C
09	Temperatura de vaporização (T_{ev}) para (10MPa)	311°C
10	Temperatura do vapor superaquecido (T_{vs})	371°C
11	Temperatura de condensação do vapor (T_0) para (MPa)	40°C

Pode-se obter, utilizando os dados da Tabela 2, o valor de $\Delta T_1 = T_4 - T_{vs}$ (“pinch-point” de superaquecimento) da Figura 12, ou seja, $\Delta T_1 = 391 - 371 = 20^\circ\text{C}$.

O valor da diferença de temperatura $\Delta T_2 = T_2 - T_{ev}$ (“pinch-point” de evaporação), Figura 12, assim como ΔT_1 pode ser um parâmetro de otimização a ser estudado. Para este caso especificamente, o valor já está determinado pelos outros parâmetros de operação fixados, podendo ser calculado com a presente modelagem.

Como descrito na metodologia, as equações (59) e (60) podem ser reorganizadas e utilizadas em conjunto com a equação (53) para determinar os parâmetros (\dot{m}_c) , (\dot{m}_v) e (ΔT_2) . Foram feitas simulações, para diversos valores de irradiância na entrada do coletor, e o valor encontrado para a diferença de temperatura (ΔT_2) foi de, aproximadamente, 31°C . Apesar das vazões (\dot{m}_c) e (\dot{m}_v) terem variado com a irradiância, o valor ΔT_2 não variou, conforme esperado. O valor da temperatura (T_2) é, conseqüentemente, $(T_2 = T_{ev} + \Delta T_2 = 311 + 31 = 342^\circ\text{C})$, na central SEGS VI.

Os coeficientes das equações (61), (62) e (63), foram calculados através do programa MatLab®, com os dados das tabelas de VAN WYLEN; SONNTAG (1993), temperaturas dadas em Kelvin (K) e entalpias em (kJ/kg). As equações utilizadas, com seus coeficiente, são:

$$\Delta h_{ev} = (-12741) + (57,675)T_{ev} + (-0,057522)T_{ev}^2 \quad (92)$$

$$h_v = (-1135,7) + (8,9937)T + (-0,004062)T^2 \quad (93)$$

$$h_w = (-902,52) + (2,9459)T + (0,0016331)T^2 \quad (94)$$

As equações (93) e (94) foram determinadas com a pressão de vapor igual a 10 MPa, valor utilizado na central SEGS VI.

4.2 Acompanhamento do sol

Para uma avaliação da melhor orientação do eixo de acompanhamento do Sol, foi simulada a quantidade de energia coletada, a partir de uma série sintética de radiação horária na horizontal, considerando o modificador do ângulo de incidência do coletor LS-2, e sem considerar este parâmetro.

4.2.1 Irradiância média horária

Foi utilizada a irradiância média horária no plano horizontal, fornecida pelo “*software para dimensionamento de sistemas fotovoltaicos autônomos e geração de isolinhas*” (OLIVEIRA et al., 2002), desenvolvido pelo Grupo FAE (valores horários de radiação direta na horizontal (I_{bh}), gerados pelo programa). O programa utiliza matrizes de transição de Markov (AGUIAR et al, 1988), para geração da série sintética de radiação total, para cada dia do ano, a partir da radiação média mensal (\bar{H}_h). Com o valor diário o programa utiliza o modelo de COLLARES-PEREIRA; RABL (1979), para obter a distribuição horária da radiação. Os valores médios mensais de radiação (\bar{H}_h), para o Brasil (Recife e Ouricuri), são obtidos do Atlas Solarimétrico (TIBA et al., 2003) e para Dagget-CA em DUFFIE; BECKMAN (1991).

A Tabela 3 apresenta os valores de radiação integrados, a partir dos valores horários e calculada a energia diária média anual.

Tabela 3 – Energia diária média coletada.

Energia Diária Coletada em MJ/m ²	Dagget - CA			Ouricuri - PE			Recife - PE		
	e-w	polar	n-s	e-w	polar	n-s	e-w	polar	n-s
$\frac{1}{365} \sum_1^{365} \sum_1^{24} (3600s) I_{bN} \cos(\theta)$	18,9	24,9	23,1	10,6	13,3	13,2	9,88	12,4	12,4
$\frac{1}{365} \sum_1^{365} \sum_1^{24} (3600s) I_{bN} \cos(\theta) K(\theta)$	15,3	18,1	16,5	8,84	10,2	10,1	8,22	9,47	9,47

Para qualquer situação, a orientação polar é a melhor, porém sua diferença para a orientação norte-sul é insignificante para pequenas latitudes (Ouricuri e Recife). O ângulo de inclinação do eixo de rotação para configuração polar é igual à latitude local, no caso de Dagget-CA 35°. Pode-se imaginar que uma inclinação desta magnitude, em uma coluna de coletores com aproximadamente 800m de comprimento (SEGS VI), traz consigo um

aumento significativo de custo estrutural e operacional. Por isto, se considera a orientação norte sul como a melhor opção.

4.3 Validação da modelagem da eficiência do coletor

Foram feitas simulações, das curvas de eficiência de coletores (LS-2) Cermet, com absorvedor com envoltório de vidro evacuado, absorvedor com envoltório de vidro não evacuado e absorvedor sem envoltório de vidro (sem cobertura).

4.3.1 Coeficiente de perdas

As Figuras 15, 16 e 17 mostram as curvas e as equações de aproximação das perdas térmicas, dos coletores LS-2 Cermet. Os dados experimentais foram obtidos de DUDLEY et al. (1994). As curvas e as respectivas equações de aproximação foram obtidas utilizando o programa Excel®.

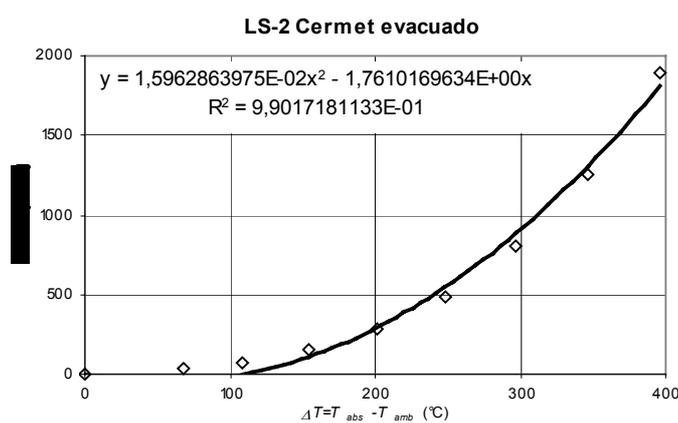


Figura 15 – Curva de perdas do Coletor LS-2 Cermet evacuado.

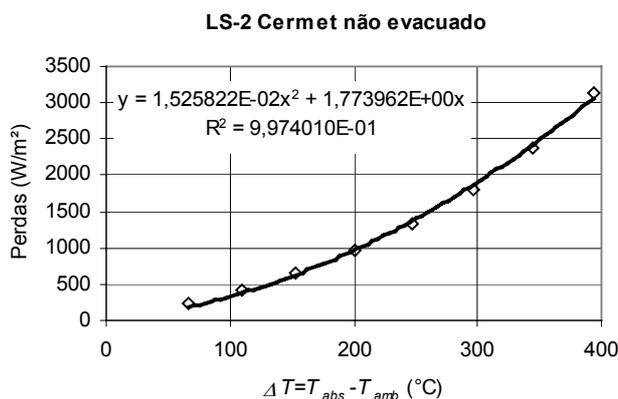


Figura 16 – Curva de perdas do Coletor LS-2 Cermet não evacuado.

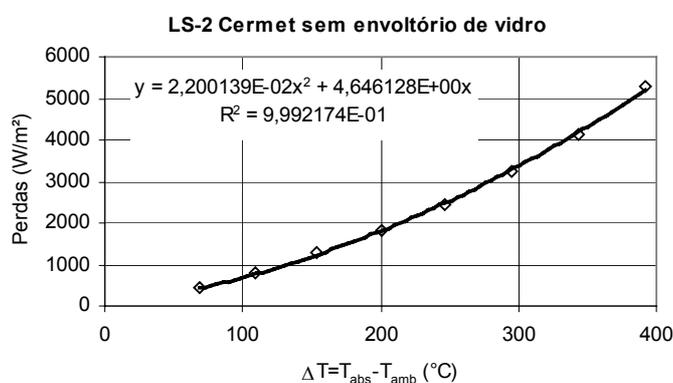


Figura 17 – Curva de perdas do Coletor LS-2 Cermet sem envoltório de vidro.

A Tabela 4 apresenta os valores dos coeficientes (U_0 e U_1) das equações, das curvas de aproximação das perdas, obtidas e representadas nos gráficos das Figuras 15, 16 e 17.

Tabela 4 – Coeficientes das equações de perdas.

Coletor Cermet	U_0 (W/m ² K)	U_1 (W/m ² K ²)	R^2
Evacuado	-1,761	$1,596 \times 10^{-02}$	$9,90 \times 10^{-01}$
Não evacuado	1,774	$1,526 \times 10^{-02}$	$9,97 \times 10^{-01}$
Sem vidro	4,646	$2,200 \times 10^{-02}$	$9,99 \times 10^{-01}$

Deve-se observar que as aproximações estão adequadas para o centro da escala dos gráficos das Figuras 15, 16 e 17, que são os valores de interesse para este trabalho. Um

cuidado especial deve ser tomado com os valores baixos de temperatura do coletor evacuado, pois podem produzir valores fisicamente inconsistentes, ou seja, coeficientes de troca negativos.

4.3.2 Curva de eficiência do coletor

As curvas de eficiência do coletor com absorvedor evacuado e não evacuado foram comparadas com os resultados experimentais de DUDLEY et al. (1994).

Os resultados da eficiência de transformação da energia radiante, incidente na entrada do coletor, em energia térmica útil no fluido do coletor, em função da diferença de temperatura ($\Delta T_m = T_m - T_{amb}$), são colocados na Figura 18, onde (T_m) é a média das temperaturas de entrada e saída do fluido no coletor.

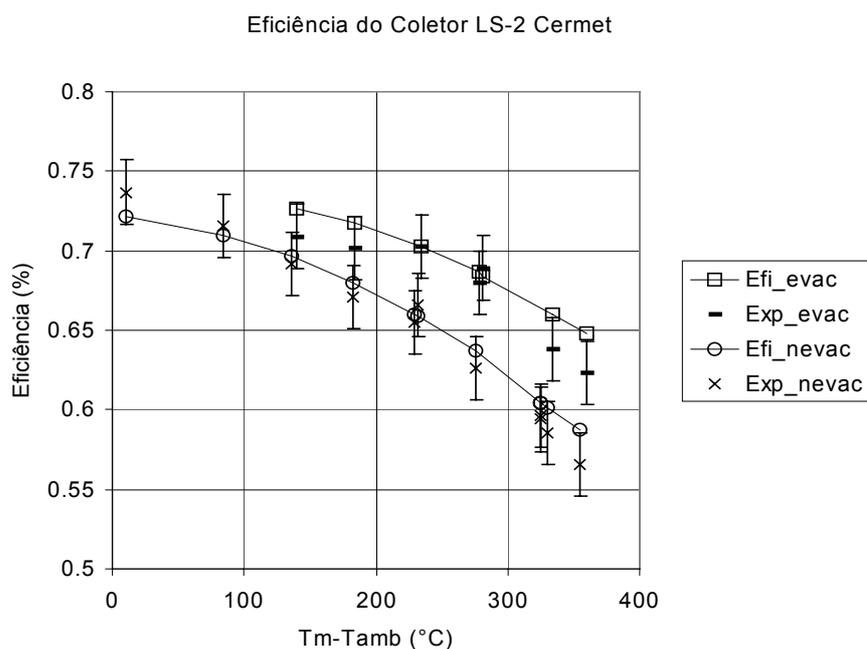


Figura 18 – Comparação dos valores de eficiência simulados (\square/O) com os dados experimentais ($-/x$) de DUDLEY et al (1994).

Nas curvas da Figura 18, pode-se observar que os resultados estão dentro da margem de erro, com exceção dos últimos valores (temperatura mais elevada). Estas

diferenças de valores apresentadas na figura, possivelmente, devem-se ao fato de não ter sido considerados os efeitos da elevação da temperatura do absorvedor na redução da absorvância do HCE, resultando em uma superestimação da eficiência nas temperaturas médias elevadas do fluido térmico.

Os primeiros valores de eficiência do coletor evacuado não aparecem no gráfico, pois a aproximação das perdas, mostrada na Figura 15, apresenta valores negativos nesta faixa de temperatura e não foram considerados.

Devido ao fato de que os valores extremos da escala (em termos de temperatura média do fluido), apresentados na Figura 18, não serem de interesse, no restante deste trabalho, a validação apresentada é considerada satisfatória, para o caso dos coletores evacuados e não evacuados. Esta validação é estendida ao coletor sem cobertura de vidro, por se diferenciar dos outros, neste caso, apenas pelo coeficiente de troca que foi aproximado adequadamente, conforme Figura 17.

4.4 Eficiência em função da temperatura de vaporização

Os diversos valores adotados para (T_{ev}) aproximam ou afastam a região de temperaturas do fluido (água-vapor), definido pelas temperaturas: (T_0) , (T_{ev}) e (T_{vs}) , da região correspondente ao fluido térmico do coletor definido pelas temperaturas (T_1) , (T_2) , (T_3) e (T_4) , ver Figura 12. Existe um valor de (T_{ev}) que maximiza a potência útil produzida pela central solar termoelétrica.

Consideraram-se três campos de coletores diferentes, sendo o primeiro campo com absorvedores evacuados, o segundo com absorvedores não evacuados e o terceiro com absorvedores sem cobertura. Na simulação, estudou-se a variação da eficiência da central em função da temperatura de vaporização do ciclo termodinâmico ideal ($\eta_s=1$). Foi escolhida a irradiância direta referenciada por DUDLEY et al (1994) para os testes de coletores ($I_b=940\text{W/m}^2$). As incógnitas do sistema de equações são os valores de (\dot{m}_c) , (\dot{m}_v) e (T_1) . A simulação do desempenho da central SEGS VI está resumida na Figura 19.

As temperaturas de vaporização encontradas, que otimizam a saída elétrica, são aproximadamente: a) $T_{ev}=320^{\circ}\text{C}$ com absorvedores evacuados; b) $T_{ev}=310^{\circ}\text{C}$ com absorvedores sem vácuo e c) $T_{ev}=300^{\circ}\text{C}$ com absorvedores sem cobertura. Estes valores estão coerentes com o valor da Tabela 2, $T_{ev}=311^{\circ}\text{C}$. Além disso, a variação da eficiência entre estes valores (300°C e 320°C) é muito pequena, podendo ser considerada insignificante, comparada com a variação ocasionada pela variação das perdas (diferentes HCE). Isto permite afirmar que, para determinada temperatura (T_4) e determinadas as diferenças de temperatura (ΔT_1) e (ΔT_2), a variação da temperatura de vaporização praticamente tem pouca influência na eficiência da central, para uma larga faixa de temperatura, conforme já era esperado.

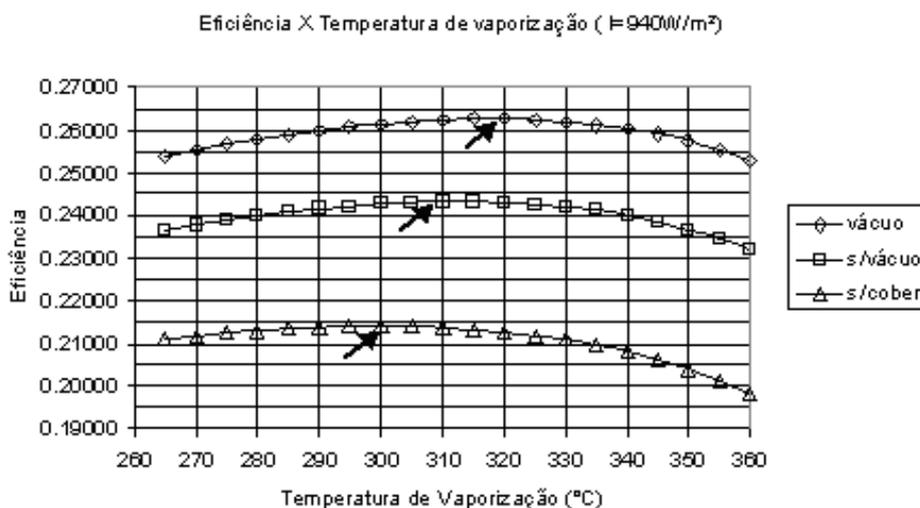


Figura 19 – Eficiência da central SEGS VI, com absorvedores Cermet, em função da temperatura de vaporização.

4.5 Concentração e ângulo de borda.

A concentração do coletor parabólico linear varia com o seno do ângulo de borda. Conseqüentemente, para pequenos ângulos de borda, a concentração varia quase linearmente com este ângulo. Apesar de a concentração atingir o valor máximo com o ângulo de borda igual a 90° , conforme o ângulo se aproxima deste valor, o aumento da

concentração vai se tornando desprezível e ao mesmo tempo, o aumento do comprimento da parábola se torna mais significativo. Isto recomenda um estudo de custo-benefício, da redução do ângulo de borda que pode ser conseguida, com a redução conseqüente do tamanho do espelho, sem reduzir excessivamente a concentração.

A Figura 20 apresenta a variação relativa da concentração e/ou do comprimento da parábola ($C(\text{fib})/C(90^\circ)$), em função do ângulo de borda escolhido. $C(\text{fib})$ representa a concentração ou o comprimento da parábola em função do ângulo de borda e $C(90^\circ)$ os mesmos valores para o ângulo de 90° , com isto se terá como unidade os valores do comprimento e da concentração com o ângulo de borda igual a 90° . Como pode ser observado, a partir de 70° (ângulo de borda dos coletores LS-2) até 90° (ângulo teórico de maior concentração possível), existe um ganho de apenas 5% na concentração, contra um aumento de 32% no comprimento do espelho.

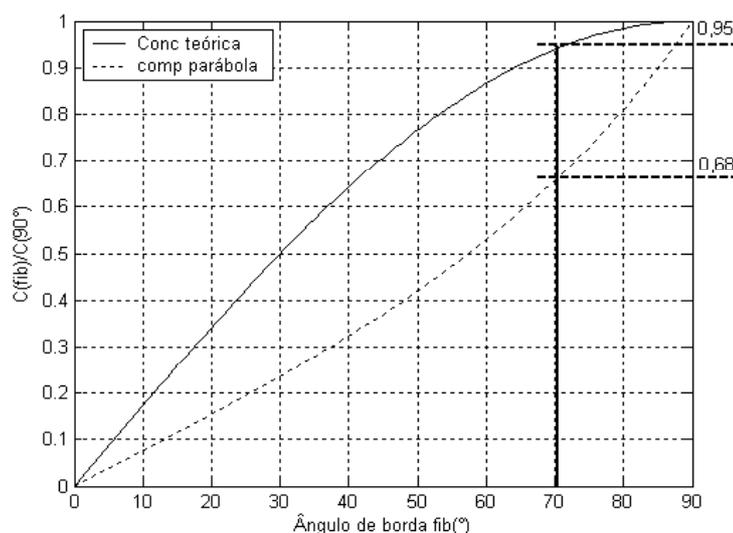


Figura 20 – Variação da concentração e do comprimento da parábola.

LISBOA (2007) confirma que a escolha do ângulo em torno de 70° se mostrou mais adequada para o protótipo utilizado nos seus estudos, principalmente pela redução significativa dos efeitos do vento sobre os coletores. Ao contrário, segundo GORDON (2007), nos novos coletores tem-se optado por ângulos maiores que 90° , para fazer

coincidir a linha do centro de massa dos refletores, com a linha focal do coletor parabólico linear.

A análise esboçada na Figura 20 demonstra que o ponto de partida para otimização do ângulo de borda é o ângulo de 90°. O afastamento deste ângulo deve levar em conta uma análise técnica e econômica para o projeto específico.

4.5.1 Otimização do ângulo de borda

Para um mesmo coletor, ao variar-se o ângulo de borda, estaremos variando também a concentração. Ao estudar-se o ângulo de borda do coletor, obteve-se o comportamento da eficiência em função da variação deste ângulo. Para obter a eficiência de transformação da energia solar em energia térmica útil ($\dot{Q}_u / \dot{Q}_{col}$), em função da variação do ângulo de borda, foram utilizadas as características do coletor LS-2 com absorvedor Cermet, variando-se apenas o ângulo de borda.

Na Figura 21, pode-se observar que o ângulo de borda (conseqüentemente a concentração), que maximiza a eficiência do coletor diminui com o aumento dos erros óticos. Nesta figura fica evidente que o aumento da concentração apenas em função do ângulo de borda exige materiais e construções de maior precisão, levando conseqüentemente a maior custo.

Na simulação foi considerada a radiação de 850 W/m² e a temperatura ambiente $T_{amb} = 27^\circ\text{C}$. Da Tabela 2 pode-se tirar o fator de interceptação ($\gamma=0,86$). Para este valor, a partir da metodologia de BENDT et al. (1979a e 1979b), encontra-se o desvio padrão dos erros igual a 11,0 mrad que aparece na Figura 21.

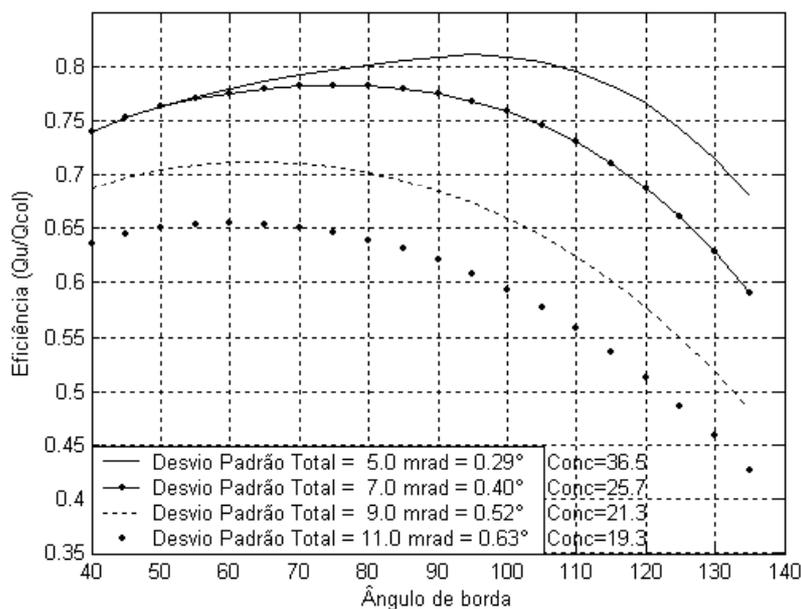


Figura 21 – Eficiência em função do ângulo de borda.

Tabela 5 – Resumo da simulação representada na Figura 21.

Erros (mrad/°)	Efic Max.	Concentração	Âng. Borda
5,0/0,29	0,81	36,5	95°
7,0/0,40	0,78	25,7	75°
9,0/0,52	0,71	21,3	65°
11,0/0,73	0,65	19,3	60°

Na Figura 22, a diferença entre a temperatura média do fluido do coletor e a temperatura ambiente ($T_m - T_{amb} = 320^\circ\text{C}$), foi obtida dos valores operacionais da central SEGS VI. Em todos os casos a diferença de temperatura do fluido na entrada e saída do coletor foi mantida constante e igual àquela da central SEGS VI ($T_4 - T_1 = 87^\circ\text{C}$) e a temperatura ambiente igual a 27°C . O ângulo ótimo (conseqüentemente a concentração ótima), aumenta com o aumento da temperatura média de operação do fluido (HTF).

Pode ser observado também nas Figuras 21 e 22 que variações pequenas, do ângulo de borda, para mais ou para menos, em relação ao valor ótimo, a variação da eficiência correspondente é muito pequena. Por exemplo de 60° a 90° , para temperatura média do

fluido, menos a temperatura ambiente, igual a 320°C, a eficiência varia aproximadamente 1%.

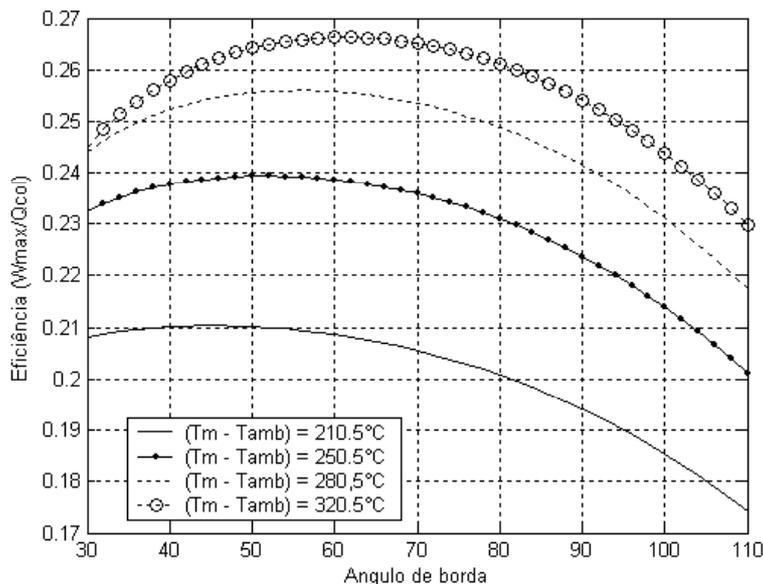


Figura 22 – Eficiência em função do ângulo de borda e da temperatura de operação.

Tabela 6 – Resumo da simulação representada na Figura 22.

$T_m - T_{amb}$	Efic Mec.Max.	Concentração	Âng. Borda
210,5°C	0,210	13,5	44°
250,5°C	0,239	16,3	52°
280,5°C	0,256	17,8	56°
320,5°C	0,266	19,3	60°

4.5.2 Estudo da variação do ângulo de borda em uma central completa.

Neste ponto do estudo nos deparamos com a necessidade de fazer cálculos mais significativos, levando em conta a central solar SEGS VI como um todo, para verificar a variação de diversos parâmetros de interesse, variando-se exclusivamente o ângulo de borda. A Tabela 7 apresenta os resultados encontrados para ângulos de borda entre 30 e

90°, com $I_{col}=900\text{W/m}^2$ sem variação dos demais parâmetros de projeto ou operação. A Figura 23, mostra um esboço do intervalo de ângulos utilizadas nas simulações.

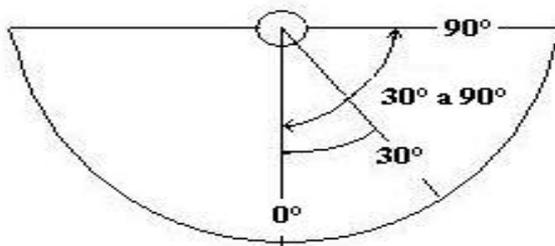


Figura 23 – Esboço do intervalo de ângulos de borda utilizado.

Tabela 7 – Variação de características do funcionamento da central SEGS VI, com o ângulo de borda.

$\phi(^{\circ})$	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
C	9,0	12,2	15,6	19,3	23,4	28,1	33,5
γ	0,92	0,91	0,90	0,89	0,87	0,85	0,82
η_{term}	0,64	0,67	0,68	0,69	0,68	0,67	0,65
η_{elet}	0,22	0,23	0,23	0,23	0,23	0,23	0,22
R_e	$4,2 \times 10^5$	$6,0 \times 10^5$	$7,8 \times 10^5$	$9,7 \times 10^5$	$1,2 \times 10^6$	$1,4 \times 10^6$	$1,6 \times 10^6$
$W_e/m^2(Ab)$	195	204	209	210	209	206	200
Abert (m)	1,97	2,68	3,43	4,25	5,15	6,18	7,36
Comp (m)	4,13	5,80	7,76	10,12	13,06	16,81	21,77
Comp/Abert	2,092	2,165	2,260	2,380	2,534	2,722	2,958

Como mostra a Tabela 7, reduzindo-se o ângulo de borda, reduz-se também a concentração, porém o fator de interceptação (γ) aumenta. Para uma faixa larga de ângulos de borda a eficiência da central praticamente não varia nas condições estudadas. Isto demonstra que é possível se afastar do ângulo ótimo, para otimização de custos, sem afetar significativamente a eficiência.

4.6 Otimização do comprimento da coluna de coletores

Um aspecto importante no projeto de uma central é a combinação dos coletores em série e paralelo. Para manter a mesma temperatura na saída dos coletores, enquanto estes são colocados em série, aumentando o comprimento total, a vazão deve ser aumentada. Este aumento de vazão aumenta também a eficiência do coletor pela melhoria do coeficiente de troca entre o fluido e a parede do absorvedor. Contudo, este aumento de vazão, provoca também um aumento das perdas por atrito (perdas parasitas). Isto coloca obviamente um problema de otimização.

Esta otimização também pode ser estudada através desta metodologia, como demonstram os resultados de simulações realizadas para definição do valor ótimo da quantidade SCA LS-2 evacuados, em série. A Figura 24 apresenta o resultado da simulação da eficiência do sistema ($[\dot{E}_{el} - \dot{E}_{bomb}] / I_{col} A_{col}$) e das perdas parasitas ($\dot{E}_{bomb} / \dot{E}_{el}$), em função do comprimento (L) da coluna de coletores (quantidade de SCA em série).

Conforme a simulação, com irradiância de 850 W/m^2 , esboçada na Figura 24, a quantidade de coletores em série que otimiza a saída do coletor LS-2 evacuado é 11 (518 m), com perdas parasitas (nos tubos absorvedores) aproximadas de 0,1 %. Na central SEGS VI, instalada em Mojave-CA, são utilizados 16 coletores em série (753,6 m), o que resulta em perdas parasitas (nos tubos absorvedores) aproximadas de 0,3 %.

Pode ser observado, na Figura 24, uma larga faixa de comprimento onde as variações, tanto da eficiência quanto das perdas parasitas, são relativamente pequenas. Da mesma forma que no caso do ângulo de borda, pode-se afastar do valor ótimo de comprimento, sem alterar significativamente a eficiência.

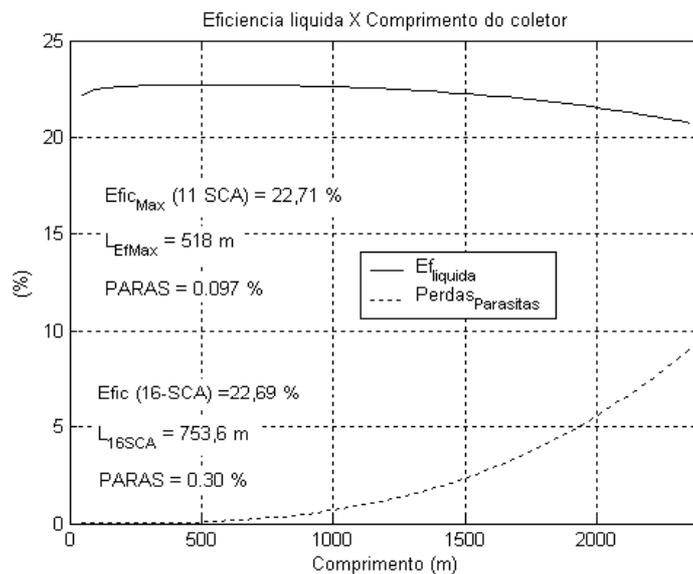


Figura 24 – Eficiência líquida e razão entre Potência Elétrica total e Perdas parasitas.

4.7 Trocadores de calor

É possível calcular os valores do número de unidades de transferência de calor (*NUT*) dos trocadores de calor, conforme descrito anteriormente. O cálculo destes valores é importante para otimização do sistema, baseada na variação dos parâmetros dos trocadores de calor.

Nas Figuras 25 e 26 são mostradas as variações da eficiência da central heliotérmica e de (*NUT*), em função do “pinch-point” de evaporação ΔT_2 (diferença de temperatura entre o fluido térmico que sai e a água que entra no evaporador). Os resultados apresentados são úteis para determinação do valor ótimo da diferença de temperatura (ΔT_2). A diferença de temperatura (ΔT_1), também pode ser otimizada da mesma forma.

Quanto menor o “pinch-point” maior a eficiência. Porém, conforme pode observado nas Figuras 25 e 26, a eficiência aumenta quase linearmente com a redução do “pinch-point”, enquanto o *NUT*, conseqüentemente a área do trocador de calor, tende para um valor infinito, conforme o “pinch-point” tende para zero.

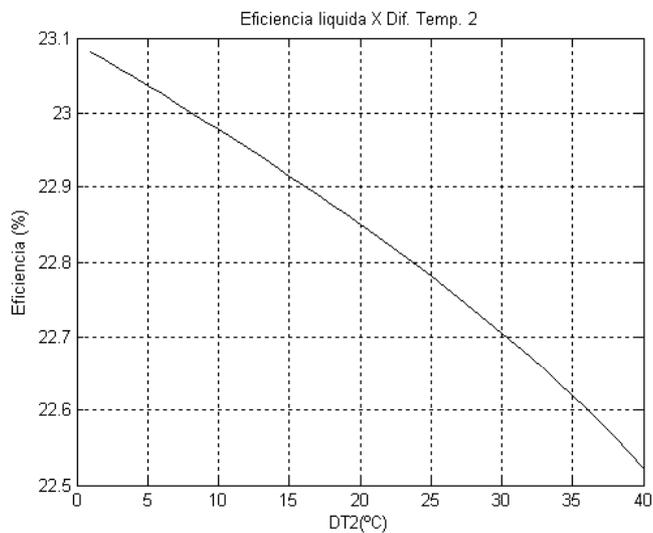


Figura 25 – Eficiência líquida da central (%), em função da menor diferença de temperatura do evaporador ($^{\circ}C$).

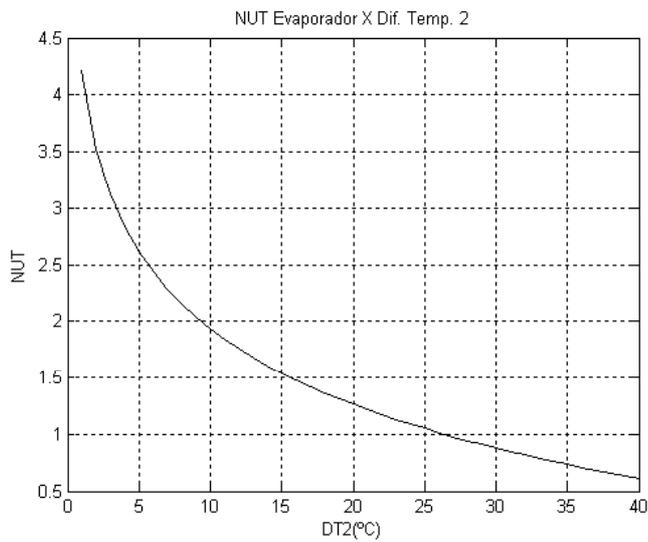


Figura 26 – Coeficiente (NUT), em função da menor diferença de temperatura do evaporador ($^{\circ}C$).

5 CONCLUSÕES

Esta metodologia foi validada comparando-se os valores de eficiência simulados, com os resultados experimentais do coletor LS-2, publicados na literatura, apresentando boa precisão e relativa simplicidade. Uma vez que se utiliza uma solução analítica do perfil de temperaturas com coeficiente de perdas variável (com a temperatura do absorvedor) e dados de materiais/projeto, a metodologia pode ser aplicada a qualquer coletor parabólico de foco linear, com absorvedor cilíndrico e fluido térmico líquido.

A similaridade dos resultados das diversas simulações de otimização com os valores reais, utilizados na central SEGS VI, como o ângulo de borda e o comprimento da coluna de coletores, demonstra a viabilidade de uso da metodologia para simulação e otimização das centrais solares termoeletricas com estes coletores.

A modularidade desejada foi obtida, permitindo o aperfeiçoamento contínuo através das melhorias metodológicas de avaliação de cada parâmetro relevante, seja ótico ou térmico.

A metodologia permitiu simular o comportamento da eficiência da central, com a variação da temperatura de vaporização, do ângulo de borda e do comprimento da coluna de coletores. Em todos os três casos foi possível demonstrar uma larga faixa de valores, em torno do valor ótimo, em que a eficiência pouco varia, com a variação destes parâmetros. Isto determina a flexibilidade para otimização de custos.

5.1 Sugestão de trabalhos futuros

Desenvolvimento de solução simplificada das perdas térmicas do elemento coletor térmico (HCE), em função das temperaturas do absorvedor (e temperatura ambiente).

Desenvolvimento de solução simplificada da variação da eficiência ótica com a temperatura e o ângulo de incidência.

Introdução do cálculo do sistema auxiliar a combustível de biomassa e de sistema de armazenamento.

Introdução do cálculo analítico das perdas de carga (perdas parasitas) das bombas de água, da torre de resfriamento e das tubulações.

Simulação do funcionamento de longo prazo (um ano) e comparação com valores publicados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGUIAR, R. J.; COLLARES-PEREIRA, M.; CONDE, J. P. *Simple Procedure For Generating Sequences of Daily Radiation Values Using a Library of Markov Transition Matrices*. Solar Energy, Vol 40, N° 3, pp 296-279, 1988.
- BARANOV, V. K.; MELNIKOV, G. K.. Sob. J. Opt. Tech., 33, 408, 1966.
- BEJAN, A. *Convection Heat Transfer*. John Wiley & Sons, Inc. New York, 1984.
- BENDT, P.; RABL, A.; GAUL, H. *How to measure the optical quality of focusing solar collectors without laser ray tracing*. SERI/TP-34-251. Solar Energy Research Institute, 1979a.
- BENDT, P.; RABL, A.; GAUL, H.; REED, K. A. *Optical Analysis and Optimization of Line Focus Solar Collector*. SERI/TP-34-094. Solar Energy Research Institute, Golden, CO, 1979b.
- BLISS, R. W. *The derivations of several "plate efficiency factors" useful in the design of flat-plate solar-heat collectors*. Solar Energy 3, 55-62, 1959.
- COLLARES-PEREIRA, M. AND RABL, A. *The Average Distribution of Solar Radiation Between Diffuse and Hemispherical and Between Hourly and Daily Insolation Values*. Solar Energy 22:155, 1979.
- CMMAD - Comissão Mundial sobre Meio Ambiente e Desenvolvimento: nosso futuro comum. FGV, Rio de Janeiro, 1988.

CONCENTRATING SOLAR POWER NOW. *Clean energy for sustainable development.*

Published by The Federal Ministry for the Environment, Nature Conservation and Nuclear Safety (BMU), DLR, Germany, 2003.

COOPER, P. I.; DUNKLE, R. V. *A non-linear flat-plate collector model.* Solar Energy 26,133-140, 1981.

CORDEIRO, P. *START Mission to Brazil*, 1997. For International Energy Agency (IEA) Solar Power and Chemical Energy Systems.

DUDLEY, V.; KOLB, G. J.; MAHONEY, A. R.; MANCINI, T. R.; MATTHEWS, C. W.; SLOAN, M.; KEARNEY, D. *Test Results SEGS LS-2 Solar Collector.* SAND 94-1884, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM, 1994.

DUFFIE, J. A.; BECKMAN, W.A. *Solar Engineering of Thermal Processes.* 2nd ed. John Wiley & Sons. Inc., New York, 1991.

FLACHGLAS SOLARTECHNIK GmbH. Pre-Feasability Study on a First Solar Thermal Trough Power Plant for Spain. Prepared for Grupo ENDESA, Madrid, 1994.

FOX, R. W; MACDONALD, A.T. *Introdução à mecânica dos fluidos.* Editora Guanabara, Rio de Janeiro, 1988.

FRAIDENRAICH N.; GORDON J. M.; LIMA R. C. F. *Improved Solutions for Temperature and Thermal Power Delivery Profiles in Linear Solar Collectors.* Solar energy Vol. 61 No. 3. pp 141 – 145, 1997.

FRAIDENRAICH, N.; LYRA, F. J. M. *Energia Solar – Fundamentos e tecnologias de conversão heliotermoeletrica e fotovoltaica.* Editora Universitária – UFPE, 1995.

FRAIDENRAICH, N. *Comunicação Pessoal*, 2007.

GAIA THEORY. Disponível em <http://www.gaiatheory.org/synopsis.htm>. Acessado em 24 de junho de 2007.

- GAUL, H.; RABL, A. *Incidence-Angle Modifier and Average Optical Efficiency of Parabolic Trough Collectores*. Transactions of the ASME, Vol. 102, FEBRUARY, 1980.
- GORDON, J. M. *Comunicação Pessoal*, 2007.
- HOTTEL, H. C.; WHILLIER, A. *Evaluation of flat plate collector performance*. In Trans. of the Conf. on the use of Solar Energy. Univ. of Arizona Press, 2(1), pp 74-104, 1958.
- HOWELL, J.R; BOUVERAT, R.B.; VLIET, G.C. *Solar Thermal Energy Systems – Analysis and Design*. Mc Graw – Hill book company, NY, 1982.
- HOUGHTON, J. (1997). *Global warming – The complete briefing*. Cambridge University Press.
- INCROPERA, F. P.; DeWITT, D. P. *Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa*. 3ª Edição, 1992.
- IPCC. *Intergovernmental Panel on Climate Change – Climate change 2007: The Physical Science Basis*. Summary for Policy makers. Working Group I of the IPCC, Paris, February 2007.
- IEEE *Power Engineering Review. Solar Electric Generating Stations (SEGS)*. Sumário publicado com permissão de Kearney D. - LUZ Intenational Limited. Los Angeles Califórnia, August 1989.
- JONES, S. A.; BLAIR N.; PITZ-PAAL, R.; SCHWARZBOEZL, P.; CABLE, B. *TRNSYS Modeling of de SEGS VI Parabolic Trough Solar Electric Generating System*. Forum 2001, Solar Energy: The Power to Choose (Proceedings of the ASME International Solar Energy Conference), Washington, DC April 21-25, 2001.
- KREITH, F; KREIDER, J.F. *Principles of Thermodynamics and Heat Transfer Appliede to Solar Energy*. In Solar Energy Handbook, Kreith, F and Kreider, J.F., editors. New York: McGraw-Hill, 1980.

- LEITNER, A. *Fuel from the Sky: Solar Power's Potential for Western Energy Supply*. RDI Consulting, NREL/SR-550-32160, July 2002.
- LIPPKE F. (1995). *Simulation of the Part-Load Behavior of a 30 MWe SEGS Plant*. SAND95-1293, Sandia National Laboratories, Albuquerque, NM.
- LISBOA, A. H.; BRAGA, J. P. P. V. *Usina termoelétrica solar experimental utilizando concentradores cilíndrico-parabólicos*. Anais do I Congresso Brasileiro de Energia Solar. Fortaleza – CE. 8 a 11 de abril de 2007.
- LISBOA, A. H. *Comunicação Pessoal*, 2007.
- LOVELOCK, J. E.; GUIFFEN, C. E. *Planetary atmospheres: compositional and other changes associated with the presence of life, advanced space experiments*. (Ed. O. L. Tiffany and E. Zaitoff) pp 179-193. American Astronautical Soc., Washington, D.C., 1969
- LOVELOCK, J. E.; MARGULIS, L. *Atmospheric homeostasis by and for the biosphere: the gaia hypothesis*. Tellus XXVI 1-2, 1974
- LÖFF, G. O. G.; DUFFIE, J. A.. *Optimization of focusing solar-collector design*. Trans. ASME, J. Engrn for Power, 85A, 221, 1963.
- LÖFF, G. O. G.; FESTER, D. A.; DUFFIE, J. A.. *Energy balance on a parabolic cylinder solar reflector*. Trans. ASME, J. Engrn for Power, 84A, 24, 1962.
- MEINEL, A. B., MEINEL, M. P., *Applied solar energy. An introduction*. Addison Wesley Publishing Company, Reading, Massachusetts, U.S.A., 1977.
- MILLER, R. W. *Flow measurement Engineering Handbook*. New York: MacGraw-Hill, 1983.
- NELSON R.; CABLE, R. *The KJC Plant Performance Model – An Improved SEGS Plant Simulation*. Proceedings of the ASES 1999, Annual Conference, 1999.

OLIVEIRA C. A. A.; FRAIDENRAICH G; FRAIDENRAICH N.; VELELA O. C. *Desenvolvimento de um software para projeto e traçado de linhas de dimensionamento de sistemas fotovoltaicos de eletrificação rural*. XI Congresso Ibérico e VI Congresso Ibero-Americano de Energia Solar, Portugal, 2002.

PILKINTON. *Status Report on Solar Thermal Power Plants*. Study sponsored by the German Federal Ministry for Education, Science, Research and Technology. Flabeg Solar International, Cologne, Germany, 1996.

PICO DO PETRÓLEO. Disponível em <http://www.picodopetroleo.net/>. Acessado em 26 de junho de 2007.

PRICE, H., KEARNEY, D.. *Parabolic -Trough Technology Roadmap – A Pathway for Sustained Commercial Development and Deployment of Parabolic Trough Technology*. Prepared for the U.S. Department of Energy Trough Initiative. NICH Report No. TP-550 24748. 1999.

PRICE, H.; KEARNEY, D. *Reducing the Cost of Energy from Parabolic Trough Solar Power Plants*. NREL, Conference Paper to be presented at the International Solar Energy Conference, ISES 2003.

PRICE H. *A Parabolic Trough Solar Power Plant Simulation Model*. NREL/CP-550-33209. January 2003. (To be presented at the ISES 2003: International Solar Energy Conference. Hawaee Island, Hawaii, March 16-18, 2003).

QUASCHNING V.; KISTNER, R.; ORTMANNNS W.; GAYER, M. *Greenius – A new Simulation Environment for Technical and Economical Analysis of Renewable Independent Power Projects*. Proceedings of ASME International Solar Energy Conference Solar Forum. Washington DC, 22-25., p. 413-417, April, 2001a.

QUASCHNING V.; KISTNER R.; ORTMANNNS W. *Simulation of Parabolic Trough Power Plants*. 5th Cologne Solar Symposium. Cologne,. pp 46-5021 June, 2001b.

- RABL, A. *Active Solar Collectors and Their Applications*. Oxford University Press. New York, 1985.
- RABL, A.; BENDT P. *Effect of Circumsolar Radiation on Performance of Focussing Collectors*. ASME J. Solar Energy Eng. 104:237, 1982.
- ROLIM, M. M.; FRAIDENRAICH N.; TIBA C. (2006). *Modelagem analítica de geração solar térmica de eletricidade, com concentradores parabólicos de foco linear*. Revista de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Ambiente. Volumen 10, 2006.
- SOLAR TROUGH. Disponível em http://www.solarpaces.org/solar_trough.pdf. Acessado em abril de 2007.
- STINE W.; HARRIGAN R. *Solar Energy Fundamentals and Design with Computer Applications*. Wiley Interscience, New York, 1985.
- STODDARD, L., ABIECUNAS, J., O'CONNELL, R., Economic, Energy, and Environmental Benefits of Concentrating Solar Power in California, Black & Veatch Overland Park, Kansas, Subcontract Report NREL/SR-550-39291, 2006. Em Internet, <http://www.nrel.gov/docs/fy06osti/39291.pdf>, Consultado em junho de 2007.
- STUETZLE T.; BLAIR N.; MITCHELL W.; BECKMAN W.A. *Automatic control of a 30 MWe SEGS VI parabolic trough plant*. Solar Energy 76 pp 187-193, 2004.
- TIBA, C. *Estado da Arte da Tecnologia Solar Termoelétrica*. Palestra apresentada no X SEMINÁRIO IBEROAMERICANO DE ENERGIA SOLAR. Recife, novembro de 2005.
- TIBA, C.; FRAIDENRAICH, N.; MOSKOWICZ, M.; CAVALCANTI, E.S.C.; LYRA, F.J.M.; NOGUEIRA, A.M.B. et al. *Atlas Solarimétrico do Brasil*. CD-ROM, ISBN 85-7315-188-9, Editora Universitária da UFPE, 2003.

- VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. *Fundamentos da Termodinâmica clássica*. Editora Edgard Blücher Ltda, Tradução da terceira edição americana, São Paulo, 1993.
- WAHL, M.. *Object-oriented Design and Implementation of a Software System for Calculating the Part-Load Conditions of Solar Electric Power Plants* (in German), ZSW-report, SOT-WS 12/92, 1992.
- WORDBANK. *Cost Reduction Study for Solar Thermal Power Plants*. Final Report, Prepared by Enermodal Engineering Limited, 1999.
- WISCONSIN. Informações em <http://sel.me.wisc.edu/trnsys/trnlib/stec/stec.htm>. Acessado em 10/05/2006.
- WISTON, R.. *Light Collection within the framework of geometrical optics*. J. Opt. Soc. Am. 60, 245, 1970.