

Victor César Pigozzo Filho

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA SOLAR COM
CONCENTRADOR CILINDRO PARABÓLICO**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Santa Catarina
para a obtenção do Grau de mestre em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Júlio César Passos

Florianópolis
2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Pigozzo Filho, Victor César

Análise experimental de um sistema solar com concentrador
cilindro parabólico / Victor César Pigozzo Filho/
Orientador, Júlio César Passos – Florianópolis, SC, 2013.

114 p.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós Graduação
em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Concentrador cilindro parabólico.
3. Eficiência energética. 4. Energias renováveis. 5. Energia Solar concentrada. I. Passos, Júlio César. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Victor César Pigozzo Filho

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA SOLAR COM
CONCENTRADOR CILINDRO PARABÓLICO**

Esta Dissertação foi julgada adequada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica” e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina.

Florianópolis, 14 de junho de 2013

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Programa

Banca Examinadora

Prof. Júlio César Passos, Dr.
Orientador/Presidente
UFSC

Eng. Rafaela Frota Reinaldo, Dra.
CENPES – PETROBRÁS

Prof. Sérgio Colle, Dr.
UFSC

Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.
UFSC

Este trabalho é dedicado aos meus pais e irmãos, pelo apoio incondicional.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que tornaram possível a realização deste trabalho de dissertação:

A CAPES, ao CNPq, e ao POSMEC pelo apoio financeiro. Ao LEPTEN/BOILING e ao POSMEC pela infra-estrutura oferecida.

A TAESA, pelo apoio financeiro através de um projeto de P&D da ANEEL. Agradeço também a FAPEU, administradora do projeto.

Ao meu orientador Júlio César Passos, pela orientação e confiança depositada em mim.

Aos integrantes do laboratório, Elaine, Reinaldo, Pedro Alvim, Aécio e principalmente ao André Oliveira por sua competência e proatividade que tornaram possível a realização deste trabalho, e aos demais integrantes do LEPTEN.

Aos amigos Bruno Barros, Pedrão, Andréa e Julia por tornarem os longos dias de estudo muito agradáveis e divertidos.

Aos funcionários do Departamento de Engenharia Mecânica Edevaldo, Jair, Valtair e Cléber. Ao Guilherme, Maycon e Rubinei, do LABSOLAR, por disponibilizarem e darem todo o suporte necessário na instalação da estação solarimétrica.

Aos grandes amigos Barros, Alyson, Mari, Boggi, Kim, Thiago, Jack, Gege, Mag, Ju, Finha, Zé, Mariano, Direne, Herege, Alcides, Tobias e Loic.

Agradeço à Mariana, minha companheira, pela paciência, motivação e compreensão. Muitas horas dedicadas a este trabalho nos pertenciam.

Agradeço com muito carinho aos meus irmãos Ivan e Hugo que me acompanharam em boa parte deste trabalho, pela paciência em ouvir os problemas que enfrentei, pelas valiosas dicas e discussões sobre os problemas técnicos.

Finalmente agradeço aos meus pais, Sônia e Victor, por acreditarem e me apoiarem nessa jornada. Por terem investido em minha carreira científica. Por terem paciência e compreensão nos momentos difíceis e principalmente por terem sido meus maiores motivadores.

Muito obrigado.

Até que a filosofia que sustenta uma raça
Superior e outra inferior,
Seja finalmente e permanentemente
desacreditada e abandonada
Haverá guerra, eu digo guerra.

Bob Marley, War, 1976

RESUMO

Neste trabalho foi realizado um estudo experimental de um coletor solar cilindro parabólico, com 4m de comprimento e 3m de largura, operando em Florianópolis, Santa Catarina. O projeto e a construção do coletor também foram realizados durante este trabalho. O fluido de trabalho utilizado foi água destilada, com vazões variando de 0,05 kg/s a 0,3 kg/s. A temperatura de operação variou entre a temperatura ambiente, 25°C, até 150°C e a pressão dos testes foi mantida entre 4 e 6 bar. O concentrador cilindro parabólico é equipado com elementos absorvedores com recobrimento seletivo e isolamento térmico evacuado. O diâmetro interno dos elementos absorvedores, por onde escoar a água é de 67 mm, semelhante ao utilizado em centrais solares de grande porte. Dados de radiação solar global e direta foram medidos durante os testes e confrontados com os resultados das medições realizadas no coletor. Com isso foram obtidos os parâmetros de rendimento global e óptico do coletor. Foram realizados também testes de perdas térmicas para se obter um coeficiente global de perdas de calor e assim o rendimento térmico.

Palavras-chave: concentrador cilindro parabólico, eficiência energética, energia renovável, energia solar concentrada.

ABSTRACT

In this study an experimental analysis of a parabolic trough solar collector, which is 4m long and 3m wide, was carried out in the city of Florianópolis, Santa Catarina, Brazil. The design and the assembly of the collector were carried out as part of this project. Tests were also carried out with water as the working fluid. The water mass flow rate ranged from 0,05 kg/s to 0,3kg/s. The temperature of operation ranged between the ambient temperature, 25°C, up to 150°C, and the pressure was maintained at between 4 and 6 bar. The parabolic trough collector is equipped with a heat collector element covered with selective coating and with a vacuum for thermal insulation. The inner diameter of the heat collector element, where the water flows, is 67mm, the same as used in commercial scale solar power plants. Direct and global solar radiation was measured during the tests and compared with the measurements in the collector. With these measurements, the global and optical efficiencies of the collector were determined. To determine the thermal efficiency and to obtain a global heat loss coefficient, thermal loss tests were carried out.

Keywords: concentrated solar power, energy efficiency, parabolic trough collector, renewable energy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Espectro solar extraterrestre e para diversas massas de ar.	30
Figura 2.2 - Ângulo de declinação solar.....	31
Figura 2.3 - Correção horária para Florianópolis	32
Figura 2.4 - Tipos de concentradores solar	34
Figura 2.5 - Concentrador cilindro parabólico	37
Figura 2.6 - Dimensões de um coletor CCP	37
Figura 2.7 - Ângulos de um coletor CCP	38
Figura 2.8 - Esquema do elemento absorvedor	41
Figura 2.9 - Coeficientes ópticos de um coletor cilindro parabólico.....	43
Figura 2.10 - Perdas de final de linha.....	44
Figura 2.11 - Rendimento teórico de um ciclo de Carnot	48
Figura 3.1 - Esquema ilustrativo do aparato experimental	53
Figura 3.2 - Esquema de montagem dos elementos absorvedores	55
Figura 3.3 - Seção de visualização	55
Figura 3.4 - Rolo da película espelhada	56
Figura 3.5 - Rastreador solar Fusionseeker DS-50S5	57
Figura 3.6 - Atuador linear e suporte	57
Figura 3.7 - Espinha de peixe.....	58
Figura 3.8 - Estrutura parabólica.....	59
Figura 3.9 - Estrutura de suporte com mancais	60
Figura 3.10 - Coletor cilindro parabólico montado	60
Figura 3.11 - Resistência elétrica e montagem do pré-aquecedor.....	61
Figura 3.12 - Bomba centrífuga de três estágios	62
Figura 3.13 - Inversor de frequência CFW10.....	62
Figura 3.14 - Válvula redutora de pressão	63
Figura 3.15 - Instrumentação da seção de testes	64
Figura 3.16 - Medidor de vazão magnético.....	66
Figura 3.17 - Sistema de aquisição de sinais Agilent 34972A	67
Figura 3.18 - Sensores de radiação solar.....	68
Figura 3.19 - Dados de radiação para um dia de céu limpo	68
Figura 3.20 - Dados de radiação para um dia parcialmente nublado.....	69
Figura 3.21 - Filtro: carcaça e elemento filtrante	70
Figura 3.22 - Mancal de rolamento UCP208.....	70
Figura 3.23 - Estação de controle da bancada	71
Figura 3.24 - Instrumentação da seção de testes	73
Figura 3.25 - Balanço de energia nos testes de perdas térmicas.....	74
Figura 3.26 - Balanço de energia nos testes de perdas térmicas com incidência de radiação direta não concentrada	75

Figura 3.27 - Balanço de energia na absorção da radiação direta, sem concentração, pelos elementos absorvedores.....	76
Figura 3.28 - Balanço de energia no elemento absorvedor nos testes com concentração da radiação solar.....	78
Figura 4.1 - Teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo: Teste completo.....	86
Figura 4.2 - Teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo: Parte estabilizada.....	86
Figura 4.3 - Teste de perdas térmicas 4-16(4), terceiro tipo: Parte estabilizada.....	89
Figura 4.4 - Resultado dos testes de perdas térmicas: Valores obtidos para o coeficiente global de perdas térmicas.....	91
Figura 4.5 - Resultado dos testes de perdas térmicas: Evolução das perdas térmicas em função da diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente	92
Figura 4.6 - Teste completo 4-18(1)	94
Figura 4.7 - Parte estabilizada do teste 4-18(1).....	95
Figura 4.8 - Ângulo de incidência e perdas de final de linha para o teste 4-15(1)	95
Figura 4.9 - Parte estabilizada do teste 4-17(1).....	98
Figura 4.10 - Teste 3-23(1)	98
Figura 4.11 - Perdas de final de linha	100
Figura 4.12 - Resultado dos testes com concentração solar	101
Figura 4.13 - Rendimento global corrigido em função hora de início do teste	101
Figura 4.14 - Sombra do tubo absorvedor pela manhã	102
Figura 4.15 - Sombra do tubo absorvedor pela tarde	103
Figura 4.16 - Detalhe da sombra do elemento absorvedor no final do coletor durante a tarde.....	103
Figura 4.17 - Fator de interceptação em função da hora de início do teste	104
Figura 4.18 - Sujeira nos espelhos	105
Figura 4.19 - Sujeira no tubo de vidro do elemento absorvedor	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Coeficientes ópticos do coletor <i>Eurotrough</i>	43
Tabela 2.2 – Coeficientes da eq. (2.15) para um coletor LS-3.....	46
Tabela 2.3 – Rendimento global do coletor IST-PT para diferentes valores de DNI e com $\Delta T=80^{\circ}\text{C}$, calculados pela eq. (2.16).....	47
Tabela 3.1 - Curvas e incertezas dos termopores T1 e T2.....	65
Tabela 4.1 - Média das medições realizadas no teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo	87
Tabela 4.2 - Resultados do teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo.....	88
Tabela 4.3 - Média das medições realizadas no teste de perdas térmicas 4-16(4), terceiro tipo	89
Tabela 4.4 - Resultados do teste de perdas térmicas 4-16(4), terceiro tipo	90
Tabela 4.5 - Comparação entre os valores medidos e calculados da absorção da radiação direta sem concentração, nos testes do terceiro tipo	90
Tabela 4.6 - Resultado dos testes de perdas térmicas.....	92
Tabela 4.7 - Parâmetros e média das medições do teste 4-18(1).....	96
Tabela 4.8 - Resultados obtidos no teste 4-18(1)	97
Tabela 4.9 - Resultado dos testes com concentração solar.....	99
Tabela 4.10 - Parâmetros para o teste ilustrado pela Figura 4.11	100

LISTA DE SIMBOLOS

Letras maiúsculas:

A_{abs} – Área superficial externa do tubo absorvedor (m^2)

A_{col} – Área do plano de abertura do coletor (m^2)

$A_{proj-abs}$ – Área projetada da superfície externa do tubo absorvedor (m^2)

C_v – Coeficiente de vazão

E – Equação do tempo (minutos)

G_b – Radiação direta (W/m^2)

G_d – Radiação difusa (W/m^2)

G_g – Radiação global (W/m^2)

G_{SC} – Constante solar ($1367 W/m^2$)

$K(\theta)$ – Modificador do ângulo de incidência

L_{loc} – Longitude local ($^\circ$)

L_{std} – Longitude padrão do fuso horário ($^\circ$)

P – Pressão (bar)

\dot{Q}_{abs} – Taxa de calor que é absorvida pelo absorvedor (W)

$\dot{Q}_{abs-amb}$ – Perdas térmicas do elemento absorvedor para o ambiente (W)

$\dot{Q}_{DNI-abs}$ – Taxa de calor incidente no elemento absorvedor pela radiação direta não concentrada (W)

\dot{Q}_{fluido} – Taxa de calor absorvida pelo fluido de trabalho (W)

\dot{Q}_{sol} – Taxa de calor incidente sobre o coletor proveniente da incidência da radiação solar direta (W)

R_d – Razão de densidades

T – Temperatura ($^\circ C$)

T_{abs} – Temperatura da parede externa do tubo absorvedor ($^\circ C$)

T_{amb} – Temperatura ambiente ($^\circ C$)

T_f – Temperatura da fonte fria (K)

T_{med} – Temperatura média ($^\circ C$)

T_q – Temperatura da fonte quente (K)

U_{abs} – Coeficiente global de perdas de calor do absorvedor (W/m^2K)

Letras minúsculas:

c_g – Razão de concentração geométrica do concentrador solar

c_p – Calor específico da água a pressão constante (J/kgK)

d_o – Diâmetro externo do tubo absorvedor (m)

f – Distância focal (m)

l – Comprimento do coletor e dos tubos absorvedores (m)

\dot{m} – vazão mássica (kg/s)

n – Dia do ano

\dot{q} – vazão volumétrica (l/min)

r_o – Raio externo do tubo absorvedor (m)

uf – Incerteza experimental de uma função genérica f

w – Largura do coletor ou abertura da parábola (m)

Letras gregas maiúsculas:

ΔP – Queda de pressão (bar)

ΔT – Diferença de temperatura (K ou °C)

$\Gamma(\theta)$ – Fator de perdas de final de linha

Letras gregas minúsculas:

α – Absortividade

α_n – Absortividade à radiação incidente perpendicular ao plano da superfície

γ – Fator de interceptação

δ_s – Ângulo de declinação solar (°)

ε – Emissividade

Φ – Latitude (°)

θ – ângulo de incidência da radiação no coletor (°)

θ_{ac} – ângulo de aceitação (°)

θ_{ab} – ângulo de abertura (°)

θ_z – ângulo de zênite (°)

η_c – Rendimento de um ciclo de Carnot

η_g – Rendimento global

$\eta_{g-\Gamma(\theta)}$ – Rendimento global aparente

η_{opt} – Rendimento óptico

$\eta_{opt,0^\circ}$ – Rendimento óptico de pico

η_{th} – Rendimento térmico

ρ – Refletividade

τ – Transmissividade

ω_s – Ângulo horário (°)

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

- AM – Massa de ar (air mass)
- CCP – Concentrador Cilindro Parabólico
- CSP – Concentrated Solar Power (Energia solar concentrada)
- CV – Cavalo vapor, unidade de potência. (1 CV = 735,5 W)
- DSG – Direct Steam Generation (Geração Direta de Vapor)
- DNI – Direct Normal Irradiance (Radiação solar direta)
- HTF – Heat Transfer Fluid (Fluido de Transferência Térmica)
- IPH – Industrial Process Heat (Calor para processos industriais)
- LEPTEN – Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão e Tecnologia de Energia
- P&D – Pesquisa e Desenvolvimento
- PID – Proporcional Integral Derivativo (Tipo de controlador)
- PWM – Pulse Width Modulation (Modulação por largura de pulso)
- PVD – Physical Vapor Deposition
- SEGS – Solar Energy Generating System
- UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	7
RESUMO	11
ABSTRACT	13
LISTA DE FIGURAS	15
LISTA DE TABELAS	17
LISTA DE SIMBOLOS	19
LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS	21
SUMÁRIO	23
1. INTRODUÇÃO	25
1.1 MOTIVAÇÃO.....	25
1.2 OBJETIVOS.....	26
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	26
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ESTADO DA ARTE	29
2.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS REFERENTES À ENERGIA SOLAR	29
2.2 SISTEMAS DE CONCENTRAÇÃO DA ENERGIA SOLAR.....	33
2.2.1 Concentrador solar cilindro parabólico	36
2.2.1.1 Principais componentes de um concentrador cilindro parabólico.....	39
2.2.1.2 Rendimentos óptico, geométrico, térmico e global de coletores cilíndrico parabólicos.....	42
2.2.1.3 Fluidos de trabalho para coletores cilindro parabólicos	47
3 MATERIAIS E MÉTODOS	53
3.1 APARATO EXPERIMENTAL.....	53
3.1.1 Coletor solar	54
3.1.1.1 Elemento absorvedor	54
3.1.1.2 Espelhos.....	56
3.1.1.3 Sistema de rastreamento solar.....	56
3.1.1.4 Estrutura parabólica e de suporte	58
3.1.2 Pré-aquecedor	61
3.1.3 Bomba e inversor de frequência	62
3.1.4 Válvula redutora de pressão	62
3.1.5 Condensador / Resfriador de líquido	63
3.1.6 Instrumentação da bancada	64
3.1.6.1 Termopares	64
3.1.6.2 Transdutores de pressão.....	66
3.1.6.3 Medidor de vazão	66

3.1.6.4	Sistema de aquisição de sinais.....	67
3.1.6.5	Sensores de radiação solar.....	67
3.1.7	Outros componentes	69
3.2	TESTES.....	71
3.2.1	Testes de perdas térmicas.....	72
3.2.2	Testes com concentração da radiação solar.....	77
3.2.3	Incertezas experimentais	80
3.2.3.1	Incertezas experimentais nos testes de perdas térmicas.....	81
3.2.3.2	Incertezas experimentais nos testes com concentração da radiação solar	82
4	ANÁLISE DOS RESULTADOS	85
4.1	TESTES DE PERDAS TÉRMICAS.....	85
4.2	TESTES COM CONCENTRAÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR.....	93
5	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.....	107
5.1	CONSIDERAÇÕES SOBRE OS RESULTADOS OBTIDOS NOS TESTES EXPERIMENTAIS.....	107
5.2	CONSIDERAÇÕES SOBRE O PROJETO DA BANCADA..	108
	REFERÊNCIAS.....	111

1. INTRODUÇÃO

O presente trabalho de mestrado trata da análise experimental de um sistema solar com concentrador cilíndrico parabólico operando com água como fluido de trabalho.

1.1 MOTIVAÇÃO

A busca por novas fontes de energia é de importância fundamental na sociedade atual, seja por questões ambientais, econômicas ou estratégicas.

No quesito ambiental, a busca é por fontes energéticas não poluentes ou que causem pouco impacto ambiental. Quanto ao viés econômico a busca é por fontes de energia viáveis economicamente, e finalmente no quesito estratégico a busca é para diversificar a matriz energética e se obter a independência de combustíveis fósseis, cujos preços estão sujeitos à grande variação e dependem do cenário geopolítico global atual.

Nos últimos anos, a produção de energia elétrica por meio de fontes renováveis vem apresentando um crescimento contínuo. Em 2011, observou-se no mundo um aumento de 19% na produção de eletricidade, excetuando hidrelétricas, com relação ao ano anterior. O aumento percentual da geração de eletricidade por fontes renováveis com relação à geração total é ainda mais importante. Em 2010, 20% da eletricidade gerada foi feita através de fontes renováveis. Para 2020 o cenário é de que este percentual seja de 28% e em 2050 de até 57% (IEA, 2013).

A energia solar, em especial a energia solar concentrada, CSP (Concentrated Solar Power), tema deste trabalho, também vem apresentado crescimento. De 2001 a 2011 o crescimento foi de 20% ao ano. Recentemente, o barateamento de tecnologias para geração solar fotovoltaica vem roubando mercado da CSP. Entretanto os desenvolvimentos recentes da tecnologia CSP, como armazenamento térmico e hibridização com combustíveis convencionais prometem retomar o crescimento da tecnologia (IEA, 2013).

A utilização da energia solar concentrada estava, até recentemente, praticamente restrita a dois países: Espanha e Estados Unidos. Este cenário está mudando com a instalação de grandes centrais solares geradoras de eletricidade, especialmente em países do Oriente Médio, do norte da África, na Austrália, China e Índia.

O Brasil não possui centrais geradoras de eletricidade por energia solar concentrada, apesar de possuir regiões que recebem níveis de radiação satisfatórios para seu uso. A região da bacia hidrográfica do rio São Francisco, reúne todos os requisitos necessários para a instalação de grandes centrais solares: altos níveis de insolação, acesso a rodovias e à rede elétrica, temperaturas amenas e com baixa variação diária e a proximidade com a linha do equador, o que traz vantagens ópticas ao longo do ano (Cordeiro, 1997). No Brasil seria interessante utilizar a tecnologia CSP em ciclos híbridos, utilizando biomassa proveniente da indústria sucroalcooleira, como complementação para se produzir energia elétrica ao longo do ano inteiro, inclusive no período de entressafas.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo deste trabalho é a análise experimental de um concentrador solar cilindro parabólico (CCP). Para isto, durante este trabalho foi construída uma bancada de teste, com um CCP de dimensões 4m x 3m e todos os sistemas auxiliares.

O objetivo dos testes realizados é a verificação do desempenho de um CCP operando em condições reais. Testes de perdas térmicas e de desempenho foram realizados e seus resultados são discutidos ao longo desta dissertação.

A bancada construída servirá ainda para projetos futuros, tanto para trabalhos de conclusão de curso de graduação já em andamento, como também para trabalhos com alunos do ensino médio e de graduação com o objetivo de iniciação científica.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No segundo capítulo é feita uma introdução aos conceitos fundamentais referentes a sistemas solares, especialmente aos que utilizam CCPs. Ainda, neste capítulo também é apresentado o estado da arte da tecnologia de coletores com concentradores cilindro parabólicos, CCP.

No capítulo três, são apresentados os materiais e métodos utilizados no presente trabalho. A descrição da bancada de testes e todos os componentes é realizada com rigor. Os testes realizados são descritos, assim como seus objetivos. As equações pertinentes para a análise dos resultados e o procedimento para calcular as incertezas experimentais propagadas também são descritos neste capítulo.

O quarto capítulo apresenta os resultados obtidos nos testes realizados. Os resultados dos testes de perdas térmicas e dos testes com concentração solar são apresentados.

Por fim o capítulo cinco apresenta as conclusões deste trabalho, assim como recomendações para os trabalhos que se seguirão na bancada de teste construída e recomendações para melhoria da bancada.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA E ESTADO DA ARTE

Neste capítulo, uma breve introdução aos conceitos fundamentais referentes à energia solar é realizada. As formas mais comuns de utilização da energia solar são citadas. As principais tecnologias termossolares são brevemente descritas e maior ênfase é dada aos concentradores cilindro parabólicos. O estado da arte desta tecnologia é detalhado em seus principais componentes e formas de utilização.

2.1 CONCEITOS FUNDAMENTAIS REFERENTES À ENERGIA SOLAR

Visto da Terra o Sol se comporta como um corpo negro a uma temperatura de 5777K. Na superfície do sol, a intensidade da radiação por ele emitida é da ordem dos 63 MW/m². Este valor é reduzido para 1367 W/m² no topo da atmosfera terrestre e é conhecido como constante solar, G_{SC} . Ela é medida quando a Terra está em sua distância média do sol, no topo da atmosfera, em um plano cuja normal é paralela à direção de propagação da radiação solar, (Duffie & Beckman, 2006).

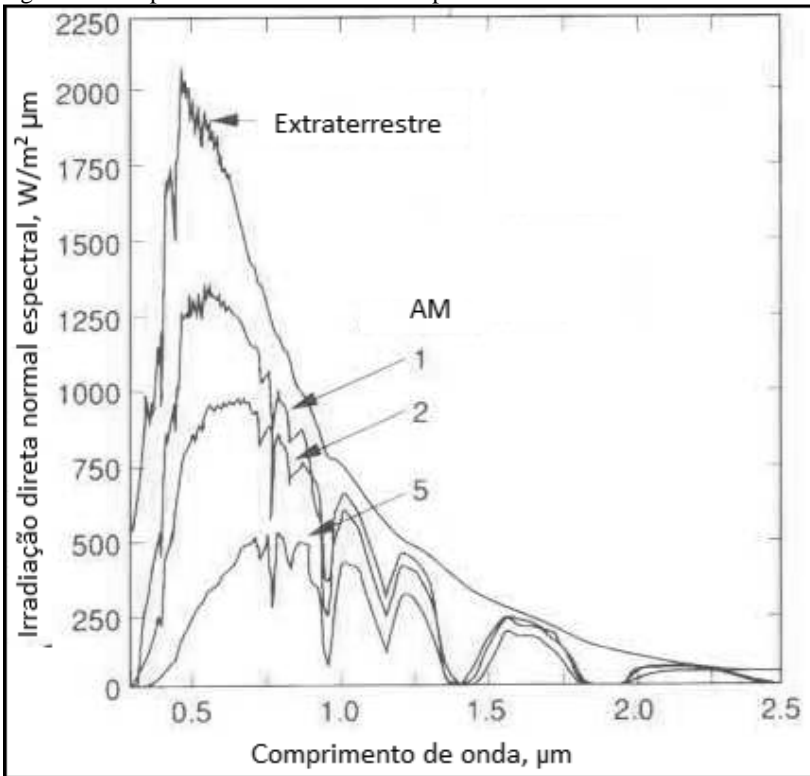
Na interação da radiação com a atmosfera terrestre ocorrem os processos de reflexão, absorção e dispersão. A dispersão é o espalhamento da radiação solar e ocorre em todas as direções, é o tipo de radiação de um dia nublado, por exemplo, e que não produz uma sombra definida. A radiação que sofreu o espalhamento é denominada radiação difusa. O espalhamento da radiação ocorre da interação da radiação com partículas presentes na atmosfera e depende do comprimento de onda da radiação e do tamanho das partículas com a qual aquela interage pelo caminho. A absorção acontece de maneira diferente ao longo do espectro solar e é feita também por partículas, vapor d'água e ozônio por exemplo.

A atenuação da radiação solar pela atmosfera depende além da composição do tamanho da massa de ar, AM (air mass), que a radiação precisa atravessar. O ângulo de zênite, θ_z , é o ângulo entre a vertical e a linha que liga ao sol. Se o ângulo de zênite é $\theta_z = 0^\circ$ e no nível do mar tem-se que AM=1, e quando $\theta_z = 60^\circ$, ainda ao nível do mar, AM=2.

A Figura 2.1 mostra o espectro solar extraterrestre e, na superfície terrestre, para vários valores de AM.

A radiação total que chega à superfície terrestre é denominada radiação global, G_g , e é a soma das parcelas direta e difusa, G_b e G_d , respectivamente. O subíndice b para a radiação direta vem da palavra em inglês *beam*, que significa raio.

Figura 2.1 - Espectro solar extraterrestre e para diversas massas de ar



Fonte: Adaptado de Duffie e Beckman (2006)

Para se projetar sistemas solares é necessário conhecer a quantidade de radiação disponível no local. Para medir a radiação global utiliza-se o piranômetro e para a direta utiliza-se um pirheliômetro que deve estar acoplado a um rastreador solar. Para medir a radiação difusa utiliza-se um piranômetro com um pequeno disco de sombreamento, tapando o sol para impedir que a radiação direta atinja o sensor. Entretanto, não há dados disponíveis para todos os lugares nos quais se deseja analisar a viabilidade de sistemas solares. Para lidar com este fato foram desenvolvidas aproximações que estimam a radiação disponível em função da constante solar fazendo correções baseadas em condições atmosféricas e geográficas locais.

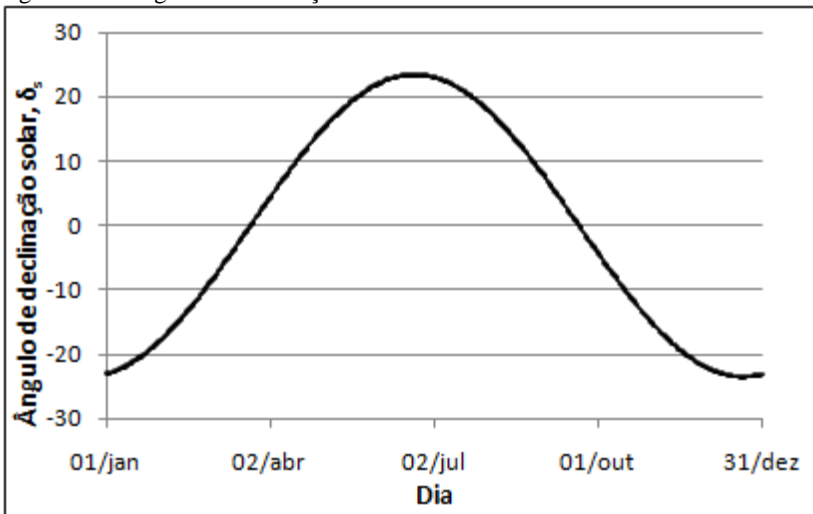
Devido à inclinação do eixo de rotação da terra e ao seu movimento de translação existe um ângulo de declinação solar, δ_s , que varia conforme o ano. Nos solstícios a incidência da radiação solar é

paralela à reta normal a um plano horizontal situado nos trópicos, e nos equinócios à reta normal a um plano horizontal situado no equador. Pela equação (2.1), calcula-se δ_s em função do dia do ano, n , (Duffie & Beckman, 2006).

$$\delta_s = 23,45 \cdot \text{sen} \left[360 \cdot \left(\frac{284 + n}{365} \right) \right] \quad (2.1)$$

Na Figura 2.2 tem-se a evolução da declinação solar ao longo dos dias do ano.

Figura 2.2 - Ângulo de declinação solar



Como será visto adiante, o ângulo de incidência da radiação direta, θ , em coletores cilindro parabólicos altera o rendimento óptico do mesmo, e este ângulo é diretamente dependente do ângulo de declinação solar. A dependência do rendimento óptico do coletor se dá devido à dependência angular das propriedades absorvidade, transmissividade e refletividade dos componentes do coletor.

Outro conceito fundamental é o de hora solar e ângulo horário. A hora local é a hora oficial de uma dada localidade. Ela depende do fuso horário local, que muda a cada 15° em média, mas também depende de fatores geopolíticos. A hora solar é a hora definida pela posição do sol em cada lugar. A diferença entre a hora solar e a hora local é dada pela equação (2.2), (Duffie & Beckman, 2006).

$$\text{Hora Solar} - \text{Hora Local} = 4(L_{std} - L_{loc}) + E \quad (2.2)$$

Na equação (2.2), E é a equação do tempo, dada pela equação (2.3), e fornece uma correção horária em minutos. O parâmetro B é dado pela equação (2.4), e n é o dia do ano, (Duffie & Beckman, 2006).

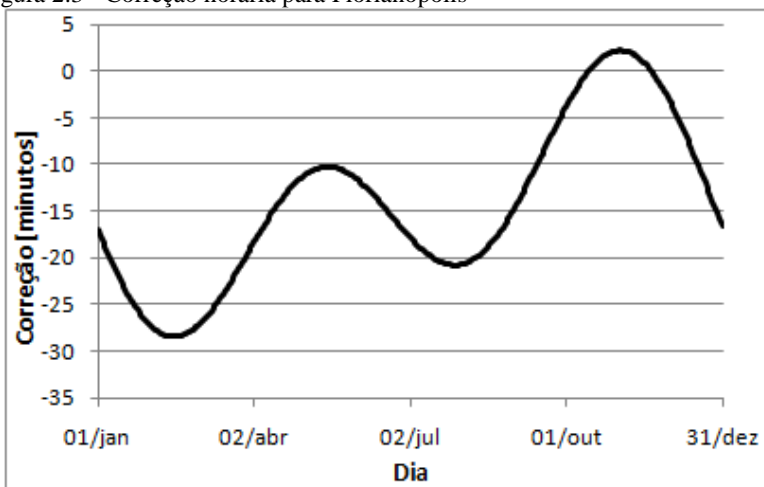
$$E = 229,2(0,000075 + 0,001868\cos B - 0,032077\sen B - 0,014615\cos 2B - 0,04089\sen 2B) \quad (2.3)$$

$$B = (n - 1) \frac{360}{365} \quad (2.4)$$

O coletor solar deste trabalho está localizado em Florianópolis na longitude $-48,52^\circ$. Para esta localidade a curva da correção a ser feita na hora local para se determinar a hora solar está apresentada na Figura 2.3. A equação (2.5) mostra como esta correção horária deve ser utilizada. A correção é obtida em minutos. Deve-se ainda estar atento que a equação do tempo não leva em conta o horário de verão adotado. No verão de 2012/2013, o horário de verão iniciou-se no dia 21 de outubro de 2012 e terminou em 27 de fevereiro de 2013. Neste período, deve-se ainda subtrair 60 minutos da hora local além da correção obtida.

$$\text{Hora Solar} = \text{Hora Local} + \text{Correção [minutos]} \quad (2.5)$$

Figura 2.3 - Correção horária para Florianópolis



O ângulo horário, ω_s , é o deslocamento angular do sol no céu, de leste para oeste, devido ao movimento de rotação da terra. São 15° por hora, sendo negativo pela manhã, positivo à tarde e zero ao meio dia solar.

2.2 SISTEMAS DE CONCENTRAÇÃO DA ENERGIA SOLAR

Atualmente, existem duas tecnologias comercialmente disponíveis para o aproveitamento da energia solar, a fotovoltaica e a termossolar. A fotovoltaica transforma diretamente os fótons de energia da radiação solar em energia elétrica através de painéis solares feitos com materiais semicondutores. Esta tecnologia é utilizada geralmente para gerar eletricidade para equipamentos isolados da rede elétrica que possuem baixo consumo de energia. Entretanto, existem usinas de médio porte com várias placas fotovoltaicas fornecendo energia para a rede. Uma aplicação recente e promissora é a geração descentralizada, em pequenas escalas, ligada a rede.

A tecnologia termossolar utiliza a energia solar como fonte de calor. A tecnologia termossolar mais difundida é a que utiliza coletores solares de placa plana para aquecimento de água para uso doméstico. Nestes coletores, a radiação solar incide sob uma superfície metálica absorvedora e depois é transmitida por condução e convecção do calor para um fluido, neste caso a água.

Nos coletores de placa plana, a temperatura obtida situa-se em torno de 80°C , ainda que nos coletores de alto nível, com placas evacuadas, esta possa chegar até 150°C . Esta limitação da temperatura se dá pelo fato de que a parte que absorve a radiação solar e transforma em calor possui uma grande área e, portanto, perde calor para o ambiente.

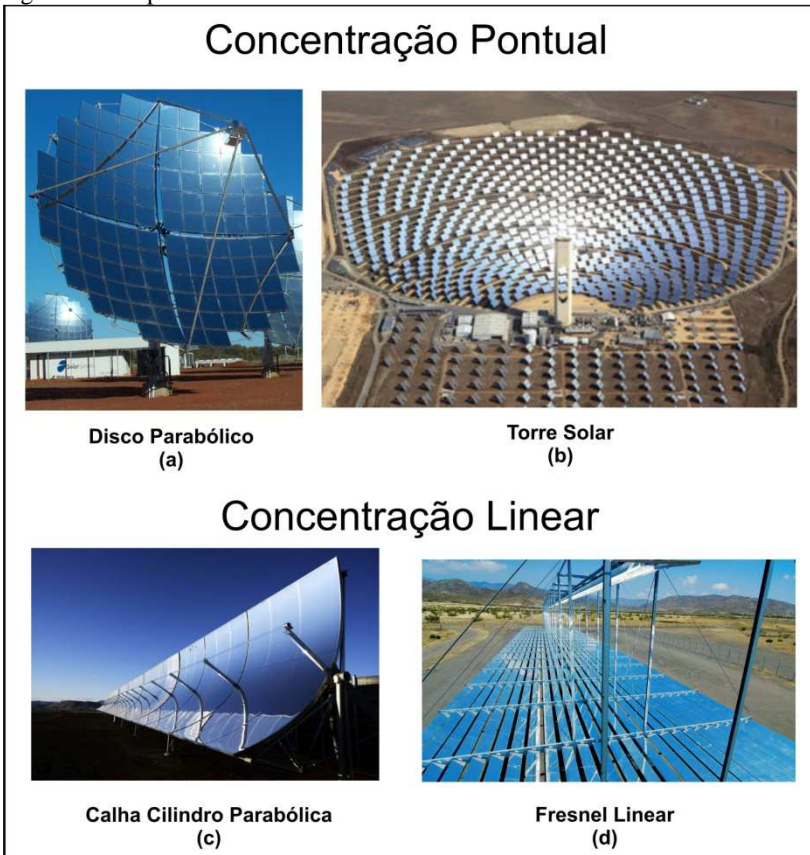
Muitos processos industriais, entre eles a geração de eletricidade através de centrais térmicas necessitam de vapor de água pressurizado saturado ou superaquecido a temperaturas elevadas. Para se conseguir temperaturas maiores que 150°C recorre-se ao uso de concentradores da radiação solar. Deste modo uma grande superfície concentra a radiação incidente em uma pequena superfície absorvedora, diminuindo a área da parte quente do sistema e, por consequência, diminuindo as perdas térmicas. As tecnologias que trabalham com concentração da radiação solar são conhecidas pela sigla CSP, (Concentrated Solar Power), iniciais em inglês para energia solar concentrada.

O fator de concentração geométrica, c_g , é definido como a razão entre a área de abertura do coletor e a área da superfície absorvedora. Este parâmetro será detalhado na seção seguinte para os coletores cilíndrico parabólicos.

A concentração da radiação solar pode ser feita através de lentes ou espelhos dependendo do tipo de tecnologia. Geralmente lentes são utilizadas em concentradores fotovoltaicos e espelhos em concentradores termossolares.

Só é possível concentrar a parcela direta da radiação solar, e os sistemas devem estar sempre seguindo o sol, buscando a orientação correta.

Figura 2.4 - Tipos de concentradores solar



Fonte: SolarPaces (www.solarpaces.com, acessado em outubro de 2011)

A radiação solar pode ser concentrada em um foco pontual ou linear. A Figura 2.4 ilustra os quatro tipos principais de concentração solar utilizados em sistemas termossolares. Estes quatro tipos de concentradores são classificados em concentração pontual ou linear da radiação. Com concentração pontual consegue-se fatores de concentração maiores e, conseqüentemente, obter maiores temperaturas, (Rabl, 1985).

Na Figura 2.4(a) observa-se a tecnologia de disco parabólico. Esta tecnologia não apresenta competitividade econômica na produção de eletricidade, entretanto, está em desenvolvimento e pode competir em nichos específicos do mercado, como por exemplo para situações que demandem baixas potências em lugares remotos, (Müller-Steinhagen, 2004). Muitos desses sistemas com disco parabólico operam com o ciclo Stirling, atingindo eficiências de até 42%, e outros operam com ciclos Brayton com eficiências entre 25% e 33%. Apesar da maior eficiência, os motores Stirling são mais caros que as turbinas Brayton disponíveis, fazendo com que as duas tecnologias sejam concorrentes entre si. O uso de sistemas fotovoltaicos de alta concentração com discos parabólicos está sendo investigado e têm demonstrado grande competitividade, (Mills, 2004).

A tecnologia de torre solar, representada pela Figura 2.4(b), é outra forma de concentração pontual, onde o disco parabólico é discretizado em vários espelhos espalhados ao redor da torre. Esses espelhos, denominados de heliostatos, cada um com seu próprio sistema de rastreamento solar em dois eixos, movimentam-se para refletir a radiação solar em um ponto no alto da torre, onde se situa o absorvedor. Os fluidos de trabalho mais utilizados no absorvedor são: água, sais fundidos e ar. Os ciclos de potência utilizados podem ser os de Rankine, Brayton ou ciclos combinados. (Pavlović et al., 2012). Um dos principais desafios desta tecnologia está no desenvolvimento de absorvedores eficientes a temperaturas elevadas, maiores do que 500°C, e na otimização do layout do campo de heliostatos, (Collado & Guallar, 2013).

A Figura 2.4(c) apresenta o sistema de calha cilindro parabólica, neste sistema a radiação é concentrada em um foco linear, assim como na tecnologia conhecida como fresnel linear, Figura 2.4(d), onde a parábola, neste caso, é discretizada em espelhos planos situados no mesmo plano.

A tecnologia de Fresnel linear, apesar de menos eficiente opticamente do que a calha parabólica, promete obter competitividade

através da redução de custos, devido à utilização de espelhos planos e a vantagens estruturais, (Morin et al., 2012). Um dos maiores problemas desta tecnologia é o sombreamento causado de um espelho sobre o outro. Este problema pode ser evitado elevando os tubos absorvedores ou aumentando o espaçamento entre os espelhos, (Mills & Morrison, 1997). Uma vantagem é que o sistema é plano, podendo ser instalado sobre telhados, principalmente de grandes fábricas, onde exista demanda de calor industrial ou vapor, podendo ser suprido por esta tecnologia.

Métodos de armazenamento térmico são utilizados em grandes centrais termossolares pois permitem à planta trabalhar durante a noite e também manter a estabilidade durante transientes causados por passagem de nuvens, por exemplo. Este armazenamento aumenta a confiabilidade de se produzir energia elétrica em centrais solares, uma vez que esta fica menos sensível às variações diárias e anuais das condições atmosféricas e de radiação, sendo fundamental para o funcionamento confiável e constante da planta, (Barlev & Stroeve, 2011). O excedente de calor pode ser armazenado sob a forma de calor sensível, pelo armazenamento em tanques do próprio fluido de trabalho, em sistemas de sais fundidos ou concreto, como também pode ser armazenado como calor latente em materiais com mudança de fase, (Pilkington, 2000).

2.2.1 Concentrador solar cilindro parabólico

Das tecnologias de concentração citadas acima o concentrador cilindro parabólico, conhecido pela sigla CCP, é, sem dúvida a tecnologia mais madura e utilizada até o momento. O maior expoente desta tecnologia é o conjunto de nove centrais termelétricas instaladas durante os anos 80 no deserto de Mojave na Califórnia, conhecidos como SEGS (Solar Energy Generating System) com mais de 350 MW instalados, (Fernández-García et al., 2010).

O princípio de funcionamento de um CCP baseia-se na propriedade geométrica de que um espelho parabólico reflete para o foco os raios incidentes normais ao plano de abertura da parábola, conforme ilustrado na Figura 2.5. No foco da parábola localiza-se o elemento absorvedor, que recebe a radiação concentrada e transfere esta energia sob a forma de calor para um fluido de trabalho.

A Figura 2.6 ilustra as principais dimensões de um coletor CCP, onde w é a largura do coletor, l é o comprimento, d_o o diâmetro externo do tubo absorvedor e f é a distância focal. O plano de abertura da parábola é o plano formado pelas quatro extremidades da parábola

Figura 2.5 - Concentrador cilindro parabólico

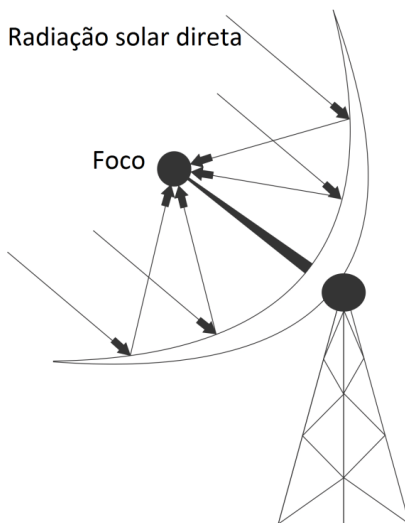
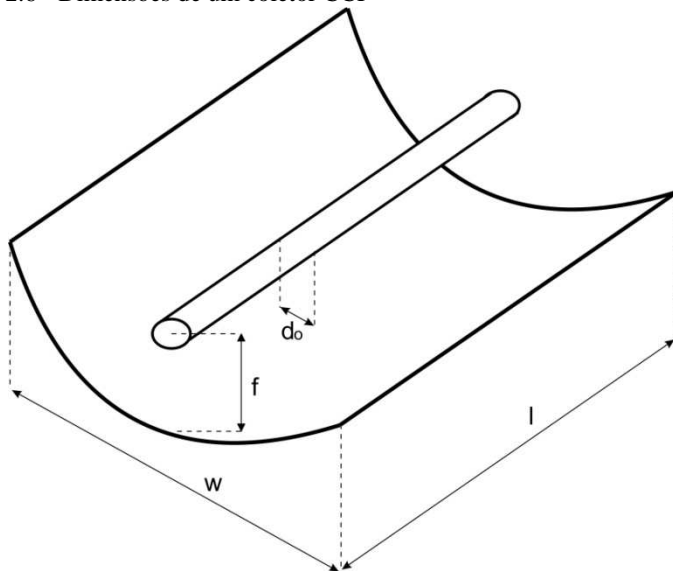


Figura 2.6 - Dimensões de um coletor CCP



O fator de concentração geométrico, c_g , é calculado pela razão entre a largura dos espelhos, w , e a circunferência do tubo absorvedor. Alguns autores utilizam uma definição diferente, considerando a razão entre a largura do coletor, w , e o diâmetro externo do tubo absorvedor, d_o . Neste trabalho utilizaremos a primeira definição, calculando o c_g pela equação (2.6).

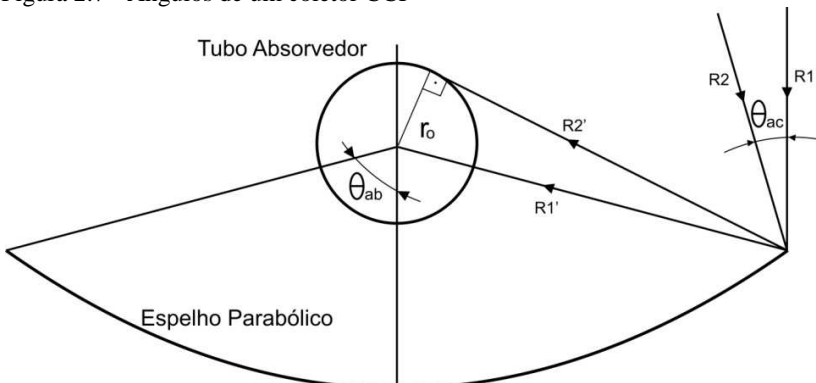
$$c_g = \frac{w}{\pi \cdot d_o} \quad (2.6)$$

A equação de uma parábola, que define a curvatura do espelho é dada pela equação (2.7), onde f é a distância focal.

$$y = \frac{1}{4 \cdot f} \cdot x^2 \quad (2.7)$$

Os principais ângulos de um coletor CCP são o ângulo de aceitação, θ_{ac} e o ângulo de abertura, θ_{ab} . O ângulo de aceitação define qual o desvio angular de um raio, com relação a uma linha reta normal ao plano de abertura da parábola, que o espelho consegue refletir para o tubo absorvedor. Este valor é menor nas extremidades da parábola. A precisão do sistema de rastreamento, que será visto em sequência, precisa ser menor do que este ângulo, caso contrário haverá uma grande parcela da radiação refletida que não atingirá o tubo absorvedor. O ângulo de abertura, conhecido em inglês por *rim angle*, define as características geométricas do coletor.

Figura 2.7 - Ângulos de um coletor CCP



Para os coletores CCP que possuem rastreamento solar em apenas um eixo, com orientação norte-sul e posicionados na horizontal, que é o caso do coletor da bancada de teste do presente estudo, o ângulo de incidência θ é calculado pela equação (2.8), (Rabl, 1985), onde δ_s é a declinação solar, Φ é a latitude do local e ω_s é o ângulo horário, todos em graus.

$$\theta = \arccos \left(\cos \delta_s \cdot \sqrt{(\cos \Phi \cdot \cos \omega_s + \tan \delta_s \cdot \sin \Phi)^2 + \sin^2 \omega_s} \right) \quad (2.8)$$

O ângulo de incidência da radiação, θ , em coletores cilindro parabólicos, varia conforme o dia do ano devido à declinação solar, δ_s , e também com a hora do dia.

2.2.1.1 Principais componentes de um concentrador cilindro parabólico

As principais partes que formam um CCP são: os elementos absorvedores, os refletores cilindro parabólicos, o sistema de rastreamento solar e a estrutura de suporte.

O elemento absorvedor é formado por um tubo metálico, localizado no foco da parábola, por onde escoo o fluido de trabalho. Um tubo de vidro, concêntrico ao tubo metálico, o envolve e o espaço anular formado é evacuado. Este vácuo suprime a convecção entre os dois tubos, reduzindo as perdas térmicas para o ambiente.

O tubo metálico absorvedor possui um recobrimento seletivo que confere alta absorvidade da radiação no espectro solar e uma baixa emissividade de radiação infravermelha. Os recobrimentos seletivos mais utilizados são compostos por material do tipo cermet, uma mistura de cerâmica com metal, e são depositados na superfície do tubo pelo processo sputtering, também conhecido por deposição física de vapor, PVD (Physical Vapor Deposition). A absorvidade de radiação no espectro solar chega a ser maior que 95,5% a 400°C e a emissividade de radiação térmica infravermelha é menor que 9,5%, (Schott Solar, 2013). Os recobrimentos obtidos por PVD sofrem grande degradação a altas temperaturas quando em contato com o ar, por isso alto vácuo é necessário no espaço entre os dois tubos. Um requisito de projeto importante para recobrimentos seletivos de absorvedores de coletores CCP é que sejam baratos e de fácil fabricação em série, além de serem estáveis se expostos ao ar a temperaturas elevadas, em caso de perda do vácuo, (Kennedy, 2002).

O tubo de vidro, geralmente de borossilicato, deve possuir alta transmissividade. Para isto eles possuem um tratamento anti-reflexivo nas superfícies interna e externa. Nos tubos de vidro mais modernos utilizados a transmissividade chega a ser próxima de 96,5% para a radiação no espectro solar, (Siemens, 2010).

Como o vidro e o metal possuem coeficientes de dilatação térmica diferentes, existe uma união vidro-metal que deve permitir um pequeno movimento relativo entre eles e ao mesmo tempo garantir a vedação para manter o vácuo. A concentração da radiação solar nestas uniões causa uma acelerada degradação das mesmas, fazendo com que estas percam o vácuo ou com que o tubo de vidro se quebre. Este é o tipo de falha mais comum reportado pelas grandes centrais heliotérmicas e uma grande fonte de despesas adicionais com reposição como também pela diminuição da performance dos absorvedores trabalhando sem vácuo, (Dudley et al., 1994).

Os elementos absorvedores contam ainda com um componente instalado no espaço anular entre o tubo metálico e o de vidro que ajuda a manter o vácuo, além de indicar a qualidade do vácuo. Este componente, conhecido como *getters*, é um composto químico que captura moléculas de hidrogênio originadas da degradação do fluido de trabalho a altas temperaturas. Estas moléculas de hidrogênio atravessam a parede do tubo metálico e são acumuladas no espaço anular que deve ser evacuado. A perda de vácuo faz com que haja troca de calor por convecção entre os dois tubos, aumentando assim as perdas térmicas totais para o ambiente. Tubos com hidrogênio chegam a ter perdas térmicas quatro vezes maiores do que tubos com o vácuo mantido, (Price et al., 2006).

A Figura 2.8 apresenta um esquema do elemento absorvedor com todas as suas partes indicadas.

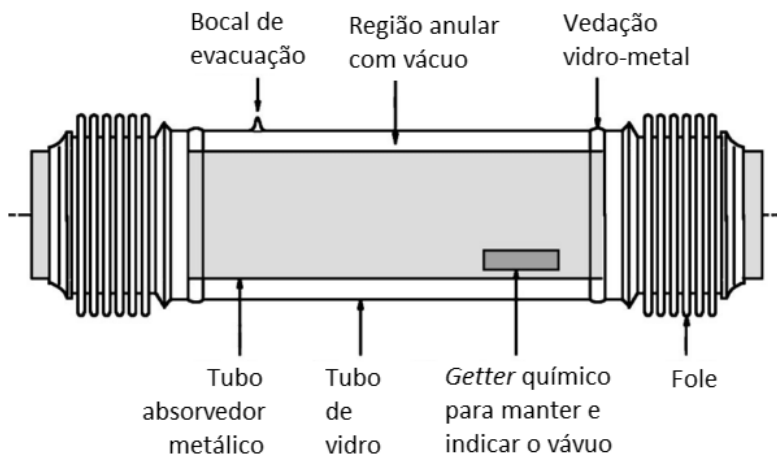
Os refletores de coletores cilindro parabólicos representam, a princípio, aproximadamente 30% do custo do coletor, entretanto, uma vez que o custo da estrutura do coletor está diretamente relacionada ao custo dos refletores, estes podem representar até 75% do custo total dos coletores, (Kennedy & Terwilliger, 2005). Esta constatação instiga o desenvolvimento de novos refletores com menores custos.

Os refletores empregados são, em geral, de três tipos, espelhos de vidro, chapas de alumínio de alta refletividade e películas adesivas espelhadas.

Os mais utilizados em grandes centrais de geração de eletricidade são os de vidro, onde o material refletor é de prata. Os espelhos de vidro possuem alta refletividade, ρ , maior que 95,5%, e grande durabilidade,

mas sempre existe o risco de quebras. Alguns fabricantes conseguem obter um fator de precisão geométrica de 99,9%, para cada espelho individual, na reflexão da radiação direta para o absorvedor, (Flabeg, 2013).

Figura 2.8 - Esquema do elemento absorvedor



Fonte: Adaptado de Flabeg Solar International GmbH (www.flabeg.com, acessado em março de 2013)

As películas adesivas espelhadas estão sendo desenvolvidas por diferentes empresas. Empresas como a 3M e a Reflectech desenvolveram uma tecnologia que emprega várias camadas de materiais poliméricos que têm potencial de atingir até 99% de refletividade no espectro visível, porém com baixa eficiência para ondas curtas, ultravioleta. O maior problema destas películas é a sua baixa durabilidade e o alto grau de sujabilidade dos espelhos, o que diminui a refletividade e implica em custos adicionais com a limpeza. Entretanto, novos desenvolvimentos mostram que esta tecnologia é uma forte candidata a competir com os espelhos de vidro. Camadas protetoras foram desenvolvidas e prometem aumentar a durabilidade dos mesmos, (Digrazia & Jorgensen, 2010).

As chapas de alumínio de alta refletividade representam uma opção com atrativos econômicos e estruturais pelo fato de serem leves e pela sua flexibilidade, onde a forma parabólica é atingida quando fixada

à estrutura. Entretanto, esta tecnologia apresenta problemas de durabilidade ainda não solucionados, (Kennedy & Terwilliger, 2005).

A sujeira acumulada nos espelhos, principalmente poeira, reduz a refletividade em torno de 2% ao dia, sendo necessário fazer a limpeza dos mesmos periodicamente, geralmente com água deionizada, (Zarza, 2003). Com relação à limpeza, os espelhos de vidro apresentam a grande vantagem em relação aos outros tipos pois após a limpeza a refletividade retorna ao valor original, enquanto os outros apresentam desgastes.

O uso de refletores secundários localizados na parte superior dos tubos absorvedores vem sendo investigado. Com o uso destes refletores a parcela da radiação que não é interceptada pelos tubos é novamente refletida para eles. Um aumento de 1% na eficiência do absorvedor e uma redução de 4% nas perdas térmicas foi observado, acarretando um aumento de 2% na eficiência total do coletor, (Price et al., 2002).

O sistema de rastreamento solar é responsável por movimentar o sistema de modo a estar sempre na orientação correta em relação ao sol. Os sistemas que buscam as coordenadas solares são, na maioria dos casos, baseados em algoritmos solares, embora também se utilizem outros tipos de sensores, como o utilizado neste trabalho e que será visto no capítulo 3. Alguns algoritmos utilizados atualmente têm precisão de 0,5 minuto de arco, (Blanco-Muriel et al., 2001). O sistema de rastreamento envia um sinal ao sistema de movimentação do CCP. Para a movimentação são utilizados motores elétricos com reduções ou pistões hidráulicos.

A estrutura de suporte e sustentação dos coletores deve suportar o próprio peso do sistema e garantir que este não sofra deformações em todas as posições em que o coletor trabalhará. A estrutura deve suportar ainda as cargas de vento, principalmente na primeira linha de coletores, que recebe o vento do campo aberto. As bases de sustentação do coletor são geralmente de concreto armado e a estrutura de sustentação metálica, formada por estruturas treliçadas.

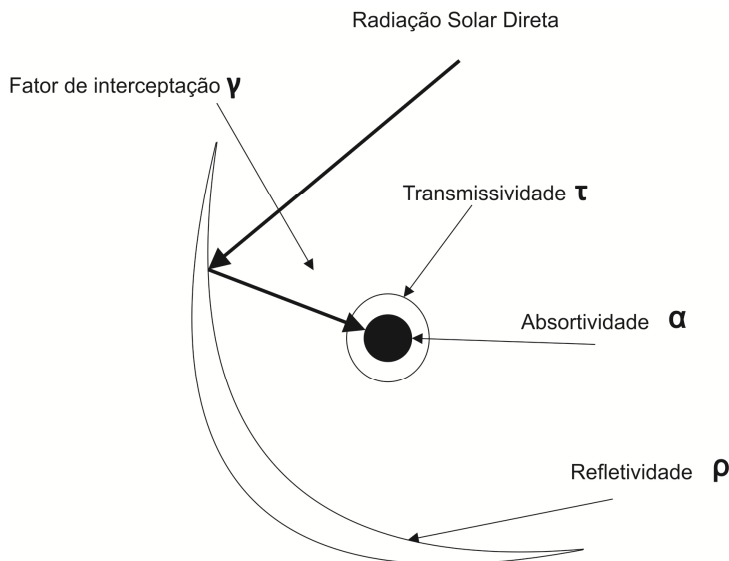
2.2.1.2 Rendimentos óptico, geométrico, térmico e global de coletores cilíndrico parabólicos

O rendimento de um coletor CCP depende de três tipos de perdas: ópticas, geométricas e térmicas.

As perdas ópticas são originadas na interação da radiação com as superfícies do coletor. As perdas se dão devido ao fato de que as superfícies não são ideais.

Existe ainda um fator chamado de fator de interceptação, γ , que mede a porcentagem da radiação que é refletida pelos espelhos e é interceptada pelo absorvedor. Imperfeições micro e macroscópicas, erros de posicionamento do coletor e até o sombreamento dos suportes dos tubos fazem com que este valor não seja de 100%.

Figura 2.9 - Coeficientes ópticos de um coletor cilindro parabólico



A Tabela 2.1 apresenta os coeficientes ópticos do coletor *Eurotrough*, (Pita, 2008), que é um dos coletores mais utilizados em grandes centrais solares para geração de eletricidade.

Tabela 2.1 - Coeficientes ópticos do coletor *Eurotrough*

Fator de interceptação, γ	0,92
Refletividade do espelho, ρ	0,92
Transmissividade do tubo de vidro, τ	0,945
Absortividade do tubo absorvedor, α	0,94
Rendimento óptico de pico	0,75

Fonte: (Pita, 2008)

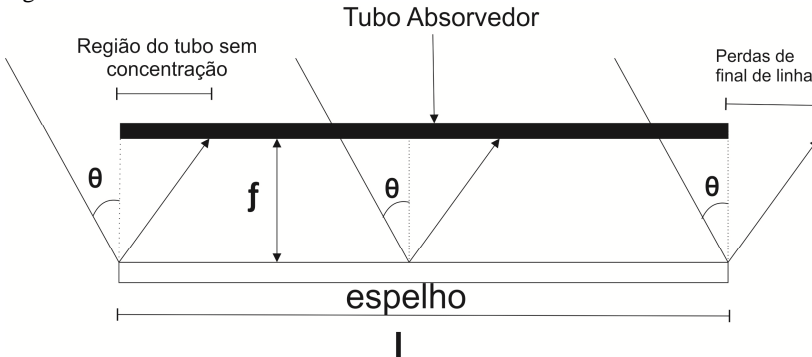
O rendimento óptico, é obtido multiplicando-se cada uma das propriedades ópticas contidas na Tabela 2.1 conforme a equação (2.9). Na Figura 2.9 é apresentado um esquema com a localização dos

diferentes coeficientes ópticos do coletor. Estas propriedades são válidas quando a direção de propagação da radiação direta incidente é paralela à reta normal ao plano de abertura do coletor. Este rendimento diminui com o aumento do ângulo de incidência. Dessa forma, fazendo a multiplicação direta destas propriedades obtém-se o rendimento óptico de pico, $\eta_{opt,0^\circ}$, ou seja, o rendimento quando a radiação solar direta incide com um ângulo de incidência de $\theta=0^\circ$.

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho \cdot \tau \cdot \alpha \cdot \gamma \quad (2.9)$$

As perdas geométricas se dão de duas formas. A primeira é devido à posição relativa das filas de coletores, que podem causar sombras de uns sobre os outros. A segunda é inerente a cada coletor e existe devido ao ângulo de incidência da radiação ser em quase a totalidade do tempo maior que zero. Este fato causa dois tipos de perdas: perdas de final de linha e perdas devido à dependência angular das propriedades ópticas de refletividade, transmissividade e absortividade dos componentes do coletor. As perdas de final de linha se dão devido ao fato que parte da radiação é refletida e concentrada para fora dos coletores. Quanto maior o comprimento das linhas de coletores menor o efeito relativo dessas perdas. A Figura 2.10 abaixo ilustra esse efeito.

Figura 2.10 - Perdas de final de linha



Para determinar esta perda define-se o fator de perdas de final de linha, $\Gamma(\theta)$, pela equação (2.10), (Rabl, 1985).

$$\Gamma(\theta) = 1 - \frac{f}{l} \cdot \left(1 + \frac{w}{48 \cdot f^2} \right) \cdot \tan\theta \quad (2.10)$$

Para quantificar a dependência do rendimento óptico e geométrico do coletor define-se o fator modificador do ângulo de incidência, $K(\theta)$. Neste fator, geralmente, estão embutidos a diminuição das propriedades de absorvidade, transmissividade e refletividade e o fator de perdas de final de linha, $\Gamma(\theta)$. Este valor é obtido através de testes de performance e fornecido pelos fabricantes dos coletores. A equação (2.11) estabelece a relação entre os rendimentos ópticos e o fator modificador do ângulo de incidência. Neste trabalho, como será discutido, no capítulo 3, o fator de perdas de final de linha é relativamente grande, devido ao pequeno comprimento do coletor, por isso ele não está incluso no fator modificador do ângulo de incidência.

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0^\circ} \cdot K(\theta) \quad (2.11)$$

Para o coletor *Eurotrough*, por exemplo, o fator $K(\theta)$ é definido pela equação (2.12). O valor de θ na equação deve ser expresso em graus, (Zarza, 2003).

$$K(\theta) = \cos\theta - 2,859621 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^2 - 5,25097 \cdot 10^{-4} \cdot \theta \quad (2.12)$$

Além das perdas ópticas e geométricas existem também as perdas térmicas. Estas perdas se dão através de convecção e radiação para o meio ambiente. As perdas térmicas ocorrem no elemento absorvedor do coletor CCP e nas tubulações adjacentes que unem os coletores uns aos outros e também os unem ao bloco de potência. Aqui serão tratadas apenas as perdas térmicas existentes no coletor.

As perdas térmicas no elemento absorvedor são formadas por: perdas por condução através dos suportes dos tubos, perdas por condução, convecção e radiação entre o tubo absorvedor e o tubo transparente e as perdas por convecção e radiação entre o tubo transparente e o ambiente. Geralmente as perdas por condução pelos suportes dos tubos podem ser desprezadas frente às outras.

Ao invés de se utilizar as equações de transferências de calor apropriadas para cada fenômeno, na prática, se usa determinar experimentalmente o coeficiente global de perdas térmicas do tubo absorvedor. A correlação desejada é da forma da equação (2.13), onde $Q_{abs-amb}$ é o calor perdido para o ambiente, U_{abs} é o coeficiente global de perdas térmicas do tubo absorvedor, A_{abs} é a área superficial externa do tubo metálico absorvedor, T_{abs} é a temperatura do absorvedor, T_{amb} é a

temperatura ambiente, d_o o diâmetro externo do tubo metálico absorvedor e l o comprimento do tubo absorvedor. A área superficial externa do tubo metálico absorvedor é dada pela equação (2.14).

$$\dot{Q}_{abs-amb} = U_{abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb}) \quad (2.13)$$

$$A_{abs} = \pi \cdot d_o \cdot l \quad (2.14)$$

No capítulo 3 deste trabalho será explicado o procedimento para se determinar o coeficiente global de perdas térmicas do tubo absorvedor, U_{abs} . Como este fator é dependente da diferença entre as temperaturas do tubo absorvedor metálico e do ambiente, é conveniente determinar uma função para este fator em função destas temperaturas, de acordo com a equação (2.15), (Zarza, 2003).

$$U_{abs} = a + b \cdot (T_{abs} - T_{amb}) + c \cdot (T_{abs} - T_{amb})^2 \quad (2.15)$$

A Tabela 2.2 mostra os valores dos coeficientes a , b e c para o coletor LS-3, utilizado, por exemplo, nas plantas SEGS V, VI, VII, VIII e IX, (Zarza, 2003)

Tabela 2.2 – Coeficientes da eq. (2.15) para um coletor LS-3

T_{abs} (°C)	a	b	c
$T_{abs} < 200$	0,687257	0,001941	0,000026
$200 < T_{abs} < 300$	1,433242	-0,00566	0,000046
$300 < T_{abs}$	2,895474	-0,0164	0,000065

Fonte:(Zarza, 2003)

Determinados os rendimentos óptico, geométrico e o coeficiente de perda térmica é possível determinar o rendimento global de um coletor CCP. Por rendimento global entende-se a razão entre a radiação incidente no plano de abertura do coletor e a quantidade que é entregue ao fluido de trabalho.

Através de testes experimentais determina-se uma curva para rendimento global de um CCP, em função do modificador do ângulo de incidência, diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente e da intensidade da radiação solar direta. A equação 2.16 ilustra a curva de desempenho do coletor IST-PT, que é um coletor de médio porte utilizado em centrais solares, (Dudley et al., 1995).

$$\eta_g = K(\theta) \cdot (0,7236 - 0,00006836 \cdot \Delta T) - 0,1468 \cdot \frac{\Delta T}{DNI} - 0,1661672 \cdot \frac{\Delta T^2}{DNI} \quad (2.16)$$

O rendimento global diminui com o aumento da diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente, uma vez que as perdas térmicas crescem com este aumento na diferença de temperatura. Para uma mesma temperatura de operação o rendimento global diminui com a diminuição intensidade da radiação solar direta. Este diminuição se deve ao fato que a uma mesma temperatura de operação as perdas térmicas são iguais, e assim relativamente maiores quando a parcela da energia absorvida da radiação solar é menor.

Na Tabela 2.3 são apresentados valores para o rendimento global do coletor IST-PT para diferentes níveis de radiação, quando operando à uma diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente de 80°C. Nota-se uma pequena redução no rendimento global com a diminuição da DNI.

Tabela 2.3 – Rendimento global do coletor IST-PT para diferentes valores de DNI e com $\Delta T=80^\circ\text{C}$, calculados pela eq. (2.16)

DNI	η_c
500	0,6725
750	0,6877
900	0,6928

2.2.1.3 Fluidos de trabalho para coletores cilindro parabólicos

Nas centrais solares com coletores CCP, em quase a totalidade dos casos, o fluido de trabalho que escoar no campo de coletores é um óleo sintético. O óleo é aquecido no campo solar e depois é enviado a um trocador de calor óleo-água, onde vapor é gerado para alimentar o ciclo de potência. Esta tecnologia, em que o fluido de trabalho no campo solar é diferente do fluido do ciclo de potência, é conhecida pela sigla em inglês HTF (Heat Transfer Fluid), em português Fluido de Transferência Térmica.

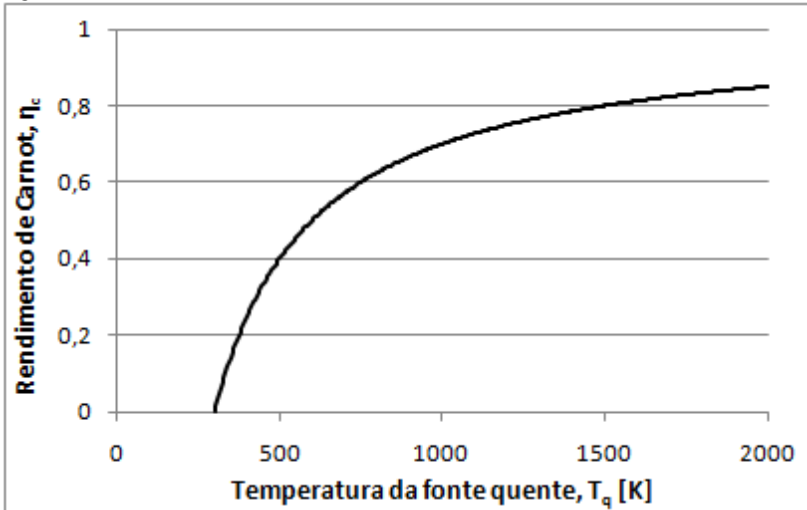
A principal limitação de se utilizar óleo como fluido de trabalho é a temperatura máxima que se pode atingir, 400°C, temperatura a partir da qual o óleo se degrada. A limitação da temperatura máxima de trabalho se dá também devido ao recobrimento seletivo do tubo

absorvedor, que também se degrada a temperaturas superiores a 400°C, porém já foram desenvolvidos tubos absorvedores com recobrimentos seletivos estáveis até 500°C e para temperaturas ainda superiores estão em desenvolvimento, (Benz et al., 2006).

Maiores temperaturas implicam em maiores rendimentos no ciclo de potência, operando num ciclo de Rankine. Para se ter uma idéia deste incremento de rendimento, no gráfico apresentado pela Figura 2.11 está plotado o rendimento de um ciclo de Carnot, η_c para uma temperatura da fonte fria de 300K (temperatura ambiente). O rendimento de Carnot é obtido pela equação (2.17), onde T_f é a temperatura absoluta da fonte fria e T_q a temperatura absoluta da fonte quente.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_f}{T_q} \quad (2.17)$$

Figura 2.11 - Rendimento teórico de um ciclo de Carnot



Desde que se concebeu a utilização de coletores CCP para a geração de eletricidade através de um ciclo térmico, considerou-se utilizar água como fluido de trabalho, já que este é o fluido geralmente utilizado nos blocos de potência. Entretanto as primeiras experiências demonstraram que devido às complexidades inerentes à existência de um escoamento bifásico nos tubos absorvedores a tecnologia não estava pronta para a geração direta de vapor. Por este motivo, um óleo sintético

foi escolhido para ser utilizado nas plantas com coletores CCP e continuará a ser utilizado em novas plantas por algum tempo, (Eck & Hennecke, 2007).

Atualmente, existem alguns candidatos para substituir o óleo como fluido de trabalho. O uso de sais fundidos, água, CO₂, entre outros e mesmo o uso de óleo é um campo aberto de investigações. No texto que segue as características, vantagens e limitações de cada fluido serão discutidas. Como o óleo é o mais utilizado ele é a base de comparação.

Quando se usa óleo como fluido de trabalho tem-se apenas escoamento monofásico nos coletores. Como o óleo possui uma baixa pressão de vapor, as pressões são baixas, inclusive a temperaturas de 400°C. O óleo mais utilizado nas centrais com coletores CCP é o *Therminol VP-1*, que possui temperatura máxima de trabalho de 400°C e ponto de fusão de 12°C. Este elevado ponto de fusão acarreta custos adicionais para manter o fluido com temperatura sempre superior a este valor, para evitar solidificação nos tubos. Existem óleos com pontos de fusão mais baixos, porém seu custo mais elevado inviabiliza sua utilização. Considerando que deve existir um trocador de calor óleo-água, a temperatura do vapor obtido é de 380°C. Não existe ainda tecnologia viável para armazenamento térmico de óleos. As plantas solares que operam com óleo e possuem armazenamento térmico, geralmente este é feito com sais fundidos, com exceção da SEGS I, que possui armazenamento térmico diretamente com óleo. Entretanto, este armazenamento térmico direto com óleo se mostrou inviável e não foi utilizado nos demais projetos das SEGS posteriores, (Pita, 2008). Ainda o uso de um trocador de calor intermediário acarreta custos adicionais e ineficiências, ainda que pequenas. Quanto aos aspectos de segurança, os óleos são inflamáveis e tóxicos, fazendo com que sistemas de segurança sejam necessários.

O uso de sais fundidos permite que se trabalhe a temperaturas de até 600°C, e se obtenha vapor a temperaturas de 490°C, (Eck & Hennecke, 2007). Os sais fundidos possuem temperaturas de solidificação ainda maiores que os óleos, sendo 220°C para o sal de nitrato *Hitec*, o que acarreta custos para manter sua temperatura acima deste valor. A grande vantagem dos sais fundidos é que possuem a melhor tecnologia para armazenamento térmico, o que é desejado em muitos projetos. Assim como o óleo o uso de sais não apresenta mudanças de fase, o que é uma vantagem, mas precisa do trocador de calor intermediário. Sais fundidos não apresentam problemas de toxicidade nem flamabilidade.

A geração direta de vapor nos coletores CCP, conhecido pela sigla DSG (Direct Steam Generation), vem sendo muito investigada nos últimos anos, (Eck et al., 2003; Zarza et al., 2004). Esta tecnologia permite obter altas temperaturas de vapor, de até 500°C, e elimina-se o trocador de calor intermediário. As principais desvantagens são a existência de um escoamento bifásico nos coletores nas seções de evaporação, o que exige maior complexidade no seu controle. As altas pressões envolvidas no processo, até 100bar, acarretam custos adicionais com componentes mais robustos.

Entre as principais vantagens da geração direta de vapor em CCPs pode-se citar a maior temperatura de vapor superaquecido atingido, a eliminação do óleo sintético utilizado, redução do tamanho do campo solar, simplificação na configuração da usina e redução de custos.

A substituição do óleo por água traz benefícios econômicos pelo fato de a água ser muito mais barata, além de se eliminar um componente tóxico e todos os sistemas de segurança auxiliares.

Trabalhando com o processo DSG a maior parte do campo de coletores solar serve para o processo de vaporização da água. Neste processo a temperatura permanece constante, fazendo com que a temperatura média do campo de coletores seja menor neste processo do que no processo HTF. Ainda, a menores temperaturas as perdas térmicas para o ambiente são menores. Este efeito aumenta a eficiência dos coletores resultando em um campo solar menor para uma dada potência, (Zarza, 2003).

A simplificação na configuração da usina se dá com a eliminação dos subsistemas de óleo e principalmente da eliminação do trocador de calor intermediário.

Existem, entretanto, desvantagens em se utilizar o processo DSG quando comparado com o HTF. Entre elas podemos citar a necessidade de componentes e tubos mais robustos para resistir às altas pressões, o maior grau de dificuldade de controle do campo solar devido ao escoamento bifásico, e ainda à falta de alguns componentes comercialmente disponíveis para trabalhar nesses níveis de pressões e temperaturas, entre eles juntas rotativas entre coletores adjacentes, (Zarza et al., 2004).

Pressões maiores são atingidas nos tubos absorvedores devido ao fato de que vapor é gerado e superaquecido diretamente nestes. Enquanto que no processo HTF a pressão de trabalho a 400°C é de 25 bar, para o processo DSG esta pressão seria de 100 bar, exigindo parede dos tubos absorvedores mais espessa, assim como de toda a tubulação

auxiliar. Nos tubos absorvedores, especificamente, este incremento na espessura de parede aumenta a resistência à condução de calor na própria parede. Elementos de liga podem ser adicionados ao metal dos tubos a fim de elevar a sua condutividade térmica.

Como existe um movimento relativo entre um coletor e outro e entre os coletores e a tubulação de entrada e saída, se faz necessário o uso de juntas rotativas. Como os níveis de pressão e temperatura são mais elevados esses componentes estão em fase de desenvolvimento.

A maior dificuldade no controle do campo se dá devido ao fato de se ter um escoamento de fluido que sofre mudança de fase no interior dos tubos. Como a água líquida e vapor possuem propriedades termodinâmicas diferentes, e como a radiação solar pode variar, com a passagem de nuvens, por exemplo, é difícil prever a qualidade do vapor na saída do campo de coletores. Ainda, alguns padrões de escoamentos bifásicos devem ser evitados para evitar gradientes térmicos elevados nos tubos absorvedores, (Almanza et al., 2002). Após a evaporação, o vapor deve ser superaquecido. Este processo também traz desafios para a implementação desta tecnologia, uma vez que devido ao fato de que a radiação não é uniformemente distribuída ao redor do tubo absorvedor os gradientes térmicos são ainda maiores nesta seção. Para evitar isso altas vazões de vapor são necessárias, trazendo problemas de grandes perdas de carga, (Roldán et al., 2013)

No processo HTF, como não há mudança de fase, é mais fácil controlar a temperatura de saída por meio do controle da vazão e ainda existem controles no trocador de calor.

Apesar de a tecnologia DSG se apresentar mais eficiente, não existe ainda um método comprovadamente eficaz para o armazenamento térmico nesta tecnologia. Este fato faz com que as plantas que operam com óleo ainda sejam economicamente mais viáveis do que as com geração direta de vapor, (Eck & Zarza, 2006). Mesmo sendo tecnicamente comprovada, (Zarza et al., 2006), e mais eficiente, esta tecnologia precisa se desenvolver comercialmente, no sentido de baratear custos, e demonstrar sua confiabilidade antes de ser amplamente implementada, (Feldhoff et al., 2012).

Outros fluidos como o CO₂, ar, enxofre e até metais líquidos vêm sendo investigados para serem utilizados como fluido de trabalho. Entretanto todos precisam de análises experimentais mais contundentes, até que sua viabilidade se comprove, antes de se partir para a utilização destes, (Eck & Hennecke, 2007).

Além da utilização de coletores CCP para a geração de eletricidade através de ciclos termodinâmicos, existem outras aplicações

em que os CCPs têm sido utilizados com sucesso. Entre elas podem ser citadas utilizações em processos de dessalinização de água, refrigeração por ciclos de absorção, fonte de potência para processos de irrigação em localidades isoladas e, principalmente, para processos industriais que necessitem de calor, IPH (Industrial Process Heat), (Cabrera et al., 2013) (Fernández-García et al., 2010).

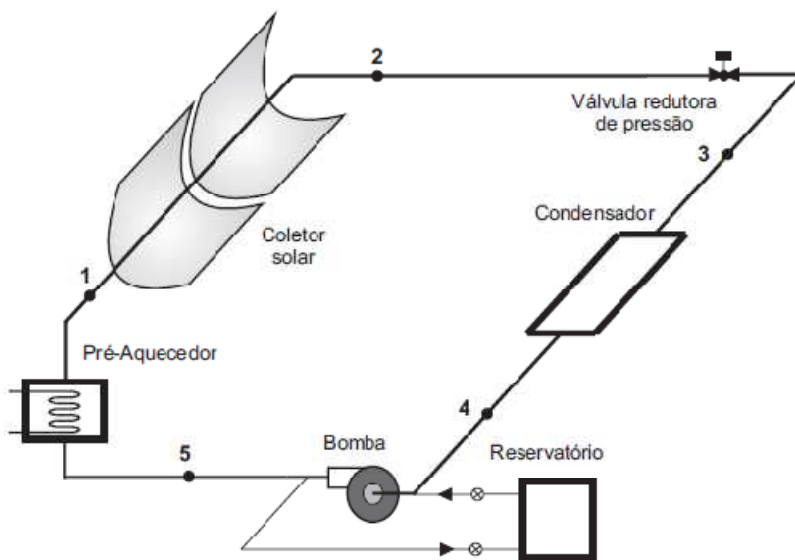
3 MATERIAIS E MÉTODOS

Inicialmente, neste capítulo, serão apresentados os equipamentos utilizados na bancada de teste. Na segunda parte serão detalhadas as condições de teste, bem como o procedimento experimental durante os testes e o cálculo das incertezas experimentais.

3.1 APARATO EXPERIMENTAL

A Figura 3.1 mostra o esquema do aparato experimental cujo projeto e construção foram realizados durante o presente mestrado. Na seqüência, cada um dos componentes principais será explicado.

Figura 3.1 - Esquema ilustrativo do aparato experimental



A bancada de teste é constituída pelo coletor solar, válvula redutora de pressão, condensador ou resfriador, bomba e um pré-aquecedor elétrico.

A bancada foi projetada para fornecer água com temperatura, pressão e vazão controlada na entrada do coletor solar, ponto 1. Além dos componentes mostrados na Figura 3.1 a bancada conta ainda com todo o sistema de instrumentação, válvulas de controle e outros sistemas auxiliares que serão detalhados nas próximas seções.

3.1.1 Coletor solar

O coletor solar é a seção de teste da bancada. Ele é composto dos seguintes subsistemas: elemento absorvedor, espelhos, sistema de rastreamento solar e a estrutura de suporte.

3.1.1.1 Elemento absorvedor

O elemento absorvedor é o componente responsável por absorver a radiação solar concentrada pelos espelhos e transferi-la ao fluido de trabalho sob a forma de calor. Foram utilizados dois elementos, com dois metros de comprimento cada um, conforme Figura 3.2, importados da empresa Gaia-Solar, da China.

Cada elemento absorvedor é formado por um tubo de aço inoxidável AISI 304, com 70mm de diâmetro externo e 1,5mm de espessura de parede, montado coaxialmente no interior de um tubo de vidro borossilicato, com 120mm de diâmetro externo e 3mm de espessura de parede.

A união entre o tubo absorvedor metálico e o tubo de vidro é feita por uma junta de expansão nas extremidades. Esta junta permite um movimento relativo entre o aço e o vidro devido à expansão térmica e garante a vedação para manter o espaço evacuado.

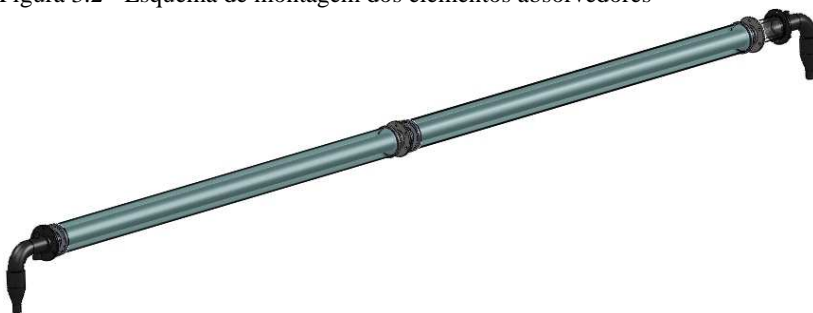
A superfície externa do tubo de aço inoxidável possui um recobrimento seletivo à radiação solar. Este recobrimento é feito por deposição de plasma, processo Sputtering, de material tipo CERMET, de composição Al-N/Al. De acordo com o fabricante esta superfície seletiva confere ao tubo uma absorvidade da radiação no espectro solar de 93% e emissividade de 8% no espectro infravermelho, a uma temperatura de referência de 80°C.

O espaço anular formado entre os dois tubos é evacuado para minimizar as perdas térmicas por convecção para o ambiente e também para garantir a estabilidade do recobrimento seletivo do tubo metálico. A pressão no espaço anular é, segundo o fabricante, menor que 5×10^{-3} Pa. A transmissividade do tubo de vidro borossilicato é, segundo o fabricante, de 90% no espectro da radiação emitida pelo sol. O tubo de vidro borossilicato é opaco à radiação infravermelha emitida pelo tubo metálico, diminuindo assim ainda mais as perdas térmicas para o ambiente.

Nas extremidades de cada elemento absorvedor foram soldados flanges de aço inoxidável. A união entre os dois tubos é feita por estes flanges e a vedação com anel oring de *viton*. Na entrada e na saída da

seção de testes, os flanges fixos aos elementos absorvedores possibilitam a conexão a flanges de aço carbono (SAE 1020) soldados a uma curva de 90° e uma redução 70mm para 2,54mm (1 pol), que é o diâmetro do restante da tubulação da bancada. Na Figura 3.2 observa-se o esquema de montagem dos elementos absorvedores.

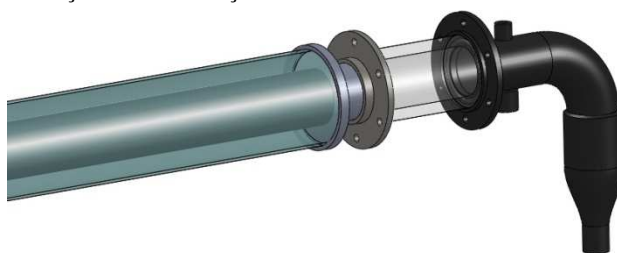
Figura 3.2 - Esquema de montagem dos elementos absorvedores



O tubo de aço inoxidável será denominado tubo absorvedor, enquanto que o conjunto completo, formado pelos dois tubos, juntas de expansão e flanges será denominado elemento absorvedor.

Na saída do coletor existe um tubo de vidro, com o mesmo diâmetro interno do tubo absorvedor, para possibilitar a visualização do escoamento. Este tubo possui 67mm de diâmetro interno e 9mm de espessura de parede. Esta seção é importante para a visualização do escoamento. Na Figura 3.3 é mostrado um esquema da montagem da seção de visualização montada depois do elemento absorvedor e a conexão desta com curva e redução para o circuito da bancada.

Figura 3.3 - Seção de visualização



3.1.1.2 Espelhos

A superfície do coletor solar, com forma parabólica é constituída de oito folhas de aço inoxidável, com espessura de 1,2mm, 1,7m de comprimento e seis delas possuem largura de 1m e duas delas largura de 1,11m.

A fim de possibilitar que a radiação solar direta incidente seja refletida em direção ao foco da parábola, onde está localizado o elemento absorvedor, uma película adesiva espelhada foi colada sobre as chapas de aço inoxidável. Esta película especular é formada por uma fina camada de alumínio puro, que é o material refletor, recoberta por camadas de material polimérico.

Esta película, importada da França na forma de rolo mostrado na Figura 3.4, é fabricada pela empresa IDCOOK. Uma vez cortada com tesoura no tamanho desejado, a película é facilmente aplicada sob as placas de aço inoxidável na forma plana. O formato parabólico se dá apenas após o encaixe das chapas na estrutura do coletor.

Segundo o fabricante esta película possui 90% de refletividade de radiação no espectro solar e uma vida útil de três a cinco anos.

Figura 3.4 - Rolo da película espelhada



Fonte: IDCOOK (www.idcook.com)

3.1.1.3 Sistema de rastreamento solar

O sistema de rastreamento solar do coletor é responsável por buscar a posição do sol e movimentar o coletor para a orientação correta.

O rastreador, também chamado de tracker, Figura 3.5, foi importado da Eslovênia, da empresa Fusionseeker.

O tracker possui uma precisão de $\pm 0,3^\circ$ a uma DNI de 1000W/m^2 . Ele possui dois sensores fotovoltaicos que devem estar coplanares com o plano de abertura da parábola. Se um dos sensores recebe mais

intensidade de radiação do que o outro o tracker envia um sinal para o motor movimentar o coletor.

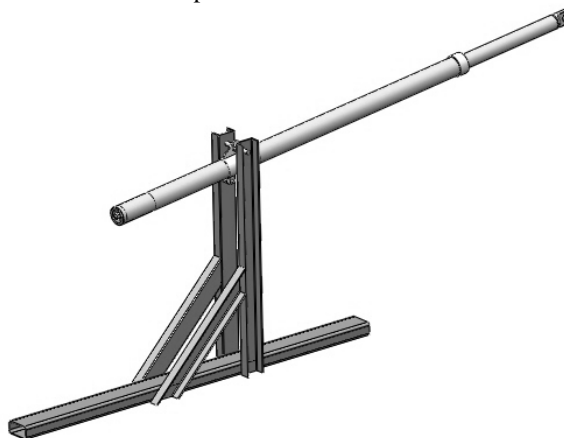
Figura 3.5 - Rastreador solar Fusionseeker DS-50S5



Fonte: Fusionseeker (www.fusionseeker.com)

O motor que movimenta o coletor funciona a 24V DC. Ele possui um sistema de reduções que transforma o movimento em linear. O motor possui um curso de 1100mm e uma força de atuação de até 20000N. Este atuador linear foi importado da mesma empresa do tracker, a Fusionseeker.

Figura 3.6 - Atuador linear e suporte



O atuador se conecta ao eixo de rotação do coletor através de um braço de alavanca de 480mm soldado no eixo e articulado no encaixe com o motor. O motor é também articulado na fixação com sua estrutura de suporte.

A estrutura que suporta o atuador foi feita em aço e está acoplada a estrutura de suporte do coletor. A montagem do atuador linear no seu suporte está representada no esquema apresentado na Figura 3.6.

Um controlador permite selecionar entre controlar o atuador linear de forma manual ou pelo tracker. Para controlá-lo de forma manual foi implementado um circuito elétrico conhecido como ponte H, que permite selecionar o sentido de rotação de um motor DC.

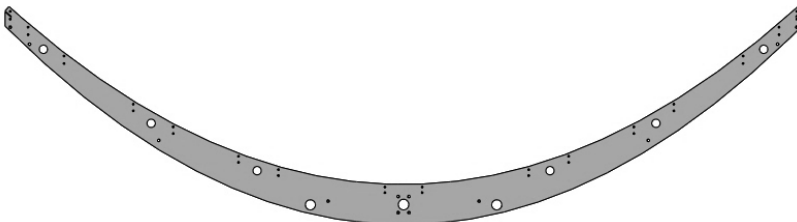
Foram instalados dois sensores de fim de curso que limitam a rotação do coletor a fim de garantir a integridade do sistema. Junto à estrutura parabólica foram instalados dois contrapesos para aliviar a força necessária ao motor e também que minimizam as deformações por torção no eixo de giro do coletor.

3.1.1.4 Estrutura parabólica e de suporte

A estrutura do coletor é a estrutura física metálica parabólica e a estrutura responsável pela sustentação de todo o coletor. Para garantir a precisão do formato parabólico, estruturas conhecidas como “espinhas de peixe”, Figura 3.7, foram feitas por corte a laser em máquina de coordenadas. A largura de abertura da parábola foi limitada em 3m devido às possibilidades de manufatura. Além disso uma parábola mais larga traria requisitos de projeto e dimensionais muito mais elaborados e complexos do ponto de vista estrutural. A forma geométrica da parábola fabricada é definida pela equação (3.1). Esta equação confere uma distância focal de 0,833m (5/6 m).

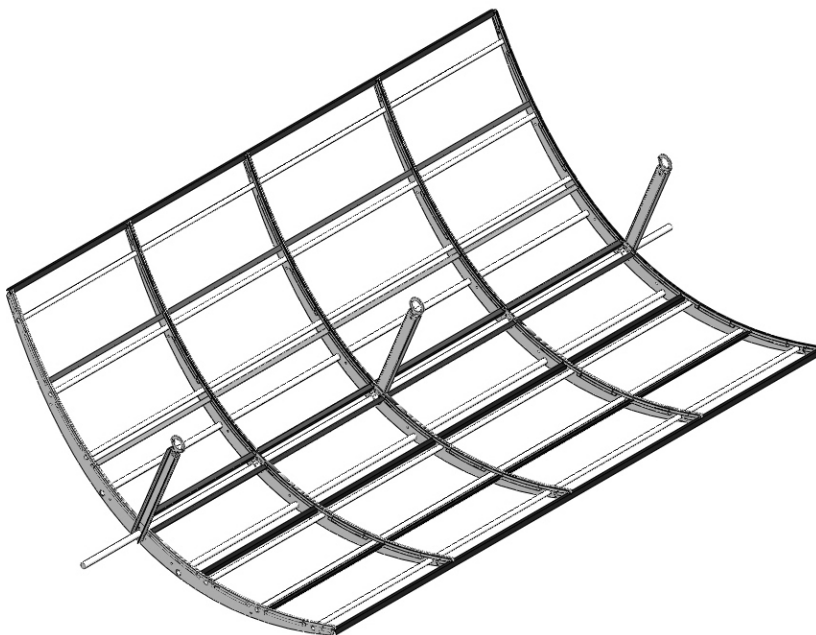
$$y = 0,3 \cdot x^2 \quad (3.1)$$

Figura 3.7 - Espinha de peixe



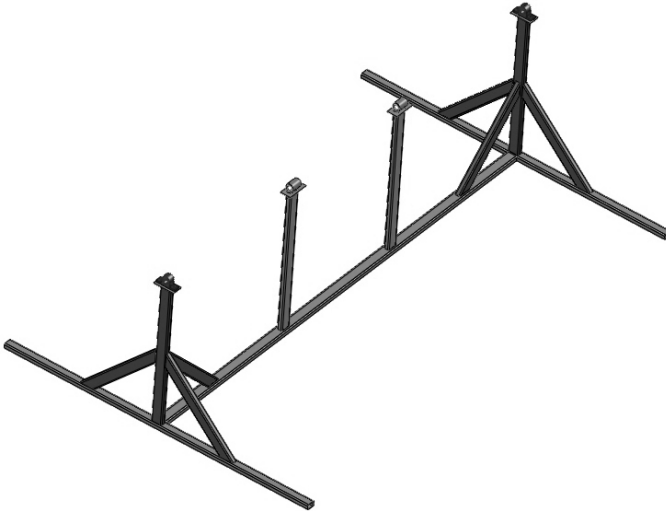
O ângulo de aceitação desta parábola em sua extremidade é de $\theta_{ac}=1,3296^\circ$. O ângulo de abertura é de $\theta_{ab}=83,9744^\circ$. O fator de concentração geométrica obtido pela equação (2.6) é de $c_g=13,6419$. Com 3m de largura e 4m de comprimento o plano de abertura do coletor tem uma área de $12m^2$.

Figura 3.8 - Estrutura parabólica



A estrutura parabólica do coletor possui cinco espigas de peixe conectadas ao eixo através de flanges. As espigas de peixe são unidas e presas por tubos de união longitudinais, paralelos ao eixo de giro da parábola, mostrados no esquema da Figura 3.8. Cantoneiras fixas às espigas de peixe permitem o encaixe das chapas de aço inoxidável. O eixo, de aço com 40mm de diâmetro, e os suportes dos tubos absorvedores também estão representados na Figura 3.8.

Figura 3.9 - Estrutura de suporte com mancais



A estrutura parabólica está apoiada nos suportes representados pela Figura 3.9. Estes suportes são feitos por tubos retangulares de aço, soldados. Na Figura 3.10 é mostrado o modelo completo do coletor construído durante o presente trabalho de mestrado.

Figura 3.10 - Coletor cilindro parabólico montado



3.1.2 Pré-aquecedor

A função do pré-aquecedor é aquecer a água até a temperatura desejada na entrada dos tubos absorvedores. Este pré-aquecimento aumenta significativamente as configurações de testes possíveis. Ainda, para a realização de testes com mudança de fase é necessário que a água esteja bem próxima a temperatura de saturação na entrada do coletor.

O pré-aquecedor utilizado é uma resistência elétrica, tubular de passagem, trifásica com ligação em estrela, com 20kW de potência, adquirida do fabricante Almatec. O vaso do pré-aquecedor é um tubo de aço inoxidável com tampos soldados em suas extremidades, sendo um deles com rosca, 2½ BSP, para encaixe do elemento aquecedor. O vaso tem duas conexões para a tubulação, também em aço inoxidável de 1 pol, com entrada e saída para água nas partes inferior e superior respectivamente. Na Figura 3.11 tem-se uma fotografia da resistência elétrica utilizada e um esquema da montagem da resistência no seu vaso. O pré-aquecedor montado foi instalado dentro de um tubo de PVC com tampa para protegê-lo do sol e da chuva.

Figura 3.11 - Resistência elétrica e montagem do pré-aquecedor



Para controlar a potência dissipada foi implementado um controle on-off por PWM (pulse width modulation). Um controlador PID de temperatura é utilizado em conjunto com um módulo eletrônico com três relês para realizar o controle PWM.

3.1.3 Bomba e inversor de frequência

A bomba utilizada, Figura 3.12, é do tipo centrífuga de três estágios, do fabricante Thebe. A bomba possui rotores de bronze e vedação com selo de viton para poder trabalhar até 130°C. O motor é WEG de alto rendimento, com potência de 3CV.

A rotação da bomba é controlada por um inversor de frequência, do fabricante WEG, modelo CFW10-0100S2024PSZ – 3CV – 220V, Figura 3.13.

Figura 3.12 - Bomba centrífuga de três estágios



Fonte: Thebe Bombas Hidráulicas (www.thebe.com.br)

Figura 3.13 - Inversor de frequência CFW10



Fonte: WEG (www.weg.net/br)

3.1.4 Válvula redutora de pressão

A válvula redutora de pressão reduz a pressão da água após sair do coletor solar e antes de ir para o condensador. A válvula utilizada é

do tipo agulha, do fabricante TCU Válvulas, Figura 3.14. A válvula possui conexões com rosca fêmea BSP 1” em ambos os lados e seu material é aço inoxidável.

O C_v , coeficiente de vazão, da válvula pode variar entre 0 e 2,4. A válvula é totalmente estanque quando fechada. A equação (3.2) relaciona o C_v com a vazão e queda de pressão, onde ΔP é a queda de pressão em bar, \dot{q} é a vazão em l/min e R_D é a razão entre a massa específica do fluido e a da água a 15,6°C e a 1 atm. Este procedimento é utilizado para caracterização e seleção de válvulas, de acordo com normas internacionais, (ANSI/ISA, 1985).

$$\dot{q} = 14,42 \cdot C_v \sqrt{\frac{\Delta P}{R_D}} \quad (3.2)$$

Figura 3.14 - Válvula redutora de pressão



Fonte: TCU Válvulas (www.tcuvalvulas.com.br)

3.1.5 Condensador / Resfriador de líquido

O condensador utilizado é do tipo tubo aletado. Sua função é condensar o vapor gerado no coletor ou na válvula redutora de pressão (vapor de flash), ou apenas resfriar o líquido, antes de este seguir para a bomba. O modelo é um trocador de calor ar-água conhecido pelo nome em inglês *drycooler*, do fabricante Refrio, modelo FCR16D61H, com fluxo de ar horizontal.

3.1.6 Instrumentação da bancada

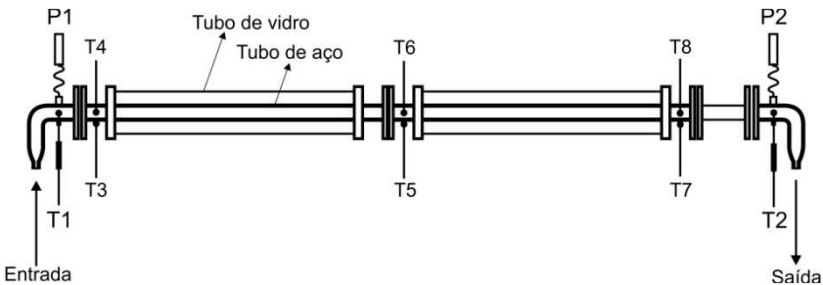
A bancada de testes foi instrumentada com termopares, transdutores de pressão e um medidor de vazão. Além disso, o LEPTEN também está equipado de uma completa estação solarimétrica.

3.1.6.1 Termopares

Na bancada estão instalados termopares tipo T e tipo K. Na entrada e saída dos elementos absorvedores são utilizados termopares blindados de imersão, ou seja, a medição é feita com o termopar em contato direto com o fluido. Estes dois termopares são do tipo K, com 1mm de diâmetro, fabricados pela empresa Distil.

Seis termopares do tipo T foram instalados nas paredes dos tubos em três seções na entrada, na saída e entre os dois elementos absorvedores. Estes termopares são importantes para monitorar a temperatura ao longo de todo o circuito fechado de teste e também para a medição de temperatura ambiente.

Figura 3.15 - Instrumentação da seção de testes



A Figura 3.15 indica a posição da instrumentação na seção de testes. Os termopares T1 e T2 são os dois blindados tipo K e medem diretamente a temperatura do líquido no meio da seção transversal das peças que se conectam à entrada e saída dos elementos absorvedores. O diâmetro desta peça é o mesmo do tubo absorvedor. Os termopares T3 ao T8 medem as temperaturas na parede do tubo. Estes localizam-se na entrada, no meio onde há a conexão entre dois tubos absorvedores adjacentes e na saída. Em cada uma destas três posições foram instalados dois termopares, um na parte inferior do tubo e outro na lateral. Estes seis termopares foram prensados na parede por

abraçadeiras de aço inoxidável e foram recobertos com material isolante. Por cima do isolante foi instalado ainda um material de alumínio para refletir a radiação incidente concentrada sobre eles. Esta medida é importante para garantir que a medição seja representativa da temperatura da parede do tubo.

O termopar T2 foi instalado após o tubo de vidro para visualização do escoamento. Para evitar perdas térmicas pelo tubo de vidro este também foi envolvido por material isolante.

A Tabela 3.1 apresenta as curvas de calibração dos termopares T1 e T2. As equações da tabela fornecem a temperatura T em graus Celsius em função da voltagem V em volts. A partir de 90°C utiliza-se a curva padrão de termopares tipo K e sua respectiva incerteza fornecida pelo fabricante.

Tabela 3.1 - Curvas e incertezas dos termopares T1 e T2

		20 - 90 [$^{\circ}\text{C}$]	90 - 170 [$^{\circ}\text{C}$]
T1	curva	$T = 24430V + 0,9158$	$T = 24316V + 0,6392$
	incerteza	$\pm 0,35^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$
T2	curva	$T = 24415V + 0,9257$	$T = 24316V + 0,6392$
	incerteza	$\pm 0,30^{\circ}\text{C}$	$\pm 1,1^{\circ}\text{C}$

A equação (3.3) mostra a curva dos termopares T3 ao T8. Esta curva e a incerteza, equação (3.4) é a padrão para termopares tipo T fornecida pelo fabricante.

$$T = -359910x^2 + 24587x + 1,3897 \quad (3.3)$$

$$u(T) = \pm 1,1^{\circ}\text{C} \quad (3.4)$$

Existem ainda mais seis termopares instalados no circuito para monitorar o processo. Estes estão instalados na entrada e saída do pré-aquecedor, entrada e saída do condensador, descarga da bomba e por fim um para medir a temperatura ambiente. Destes o único que tem importância na análise do coletor é o da temperatura ambiente. Sua incerteza é de $\pm 1,1^{\circ}\text{C}$. Este termopar está localizado próximo ao coletor protegido da incidência da radiação solar e encontra-se inserido em um

cubo de cobre com 1,5cm de lado para aumentar a inércia térmica da medição.

Como temperatura de referência utiliza-se um termopar tipo K imerso em uma mistura de água e gelo em uma garrafa térmica. Os termopares foram calibrados utilizando este termopar de referência. As juntas frias de todos os termopares estão dentro de um tubo de cobre para homogeneizar sua temperatura, garantindo que todos estão à mesma temperatura.

3.1.6.2 Transdutores de pressão

Quatro transdutores são utilizados para a medição da pressão no circuito. Os principais, na entrada e saída dos elementos absorvedores são do tipo piezorresistivos e medem pressão absoluta até 10bar. O fabricante é a Zurich. Os outros dois transdutores de pressão foram instalados um na sucção e outro na descarga da bomba, para melhor acompanhar o processo.

Os transdutores da entrada e saída da seção de testes foram calibrados no LABMETRO da UFSC e possuem uma precisão de $\pm 0,053$ bar.

3.1.6.3 Medidor de vazão

A seleção do tipo do medidor de vazão foi determinada principalmente pela grande faixa de vazões que se pretende trabalhar, de aproximadamente 0,01 até 0,5kg/s. Dentre os medidores de vazão, os magnéticos são os que apresentam a maior faixa de medição.

Figura 3.16 - Medidor de vazão magnético



Fonte: Flomag (www.flomag.com)

Foi adquirido um medidor de vazão magnético da empresa Flomag da República Tcheca, Figura 3.16. O medidor é do tipo *wafer*, ele deve ser posicionado e pressionado entre dois flanges. O diâmetro interno é de 10mm, que apesar de ser pequeno não causará muita perda de carga devido ao comprimento também ser pequeno. Como o diâmetro do medidor de vazão é diferente da tubulação, há um comprimento de tubulação na entrada e saída do medidor de vazão com o mesmo diâmetro do medidor, 10mm, com um comprimento de dez diâmetros.

A precisão do medidor depende da velocidade do escoamento em seu interior. Na maioria dos testes realizados a precisão é de 0,25% e em alguns testes de perdas de calor a precisão foi reduzida para 1% devido às condições de baixa vazão.

3.1.6.4 Sistema de aquisição de sinais

Um sistema de aquisição de sinais da marca Agilent, modelo 34972A, Figura 3.17, é utilizado para fazer as leituras de corrente e tensão dos instrumentos.

Figura 3.17 - Sistema de aquisição de sinais Agilent 34972A



Fonte: Agilent Technologies (www.agilent.com)

O software Labview é utilizado para a programação necessária e como painel de controle da bancada.

3.1.6.5 Sensores de radiação solar

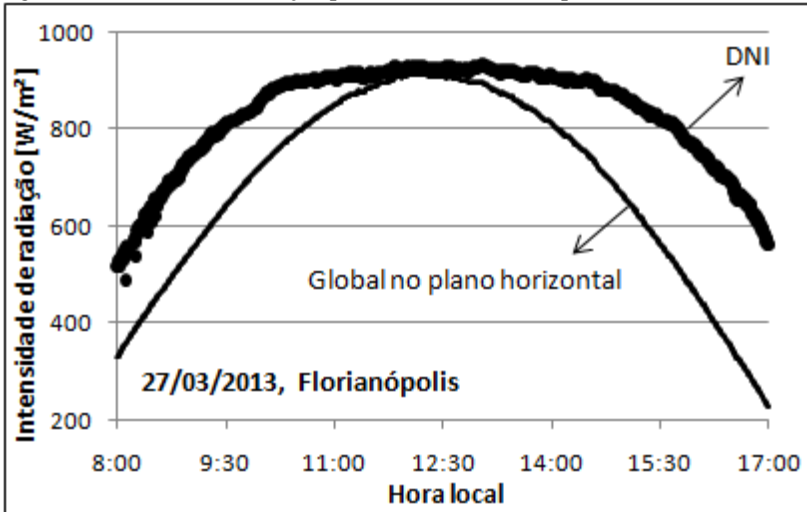
Localizados a aproximadamente 7m da bancada estão os sensores de radiação solar, Figura 3.18. Um piranômetro é utilizado pra medição da radiação global e um pirheliômetro para medir a parcela direta da radiação. Os sensores estão montados em um tracker que faz a movimentação azimutal e de elevação do pirheliômetro. Juntamente no

tracker está instalado um radiômetro de três bandas, de interesse de experimentos do LEPTEN.

Figura 3.18 - Sensores de radiação solar



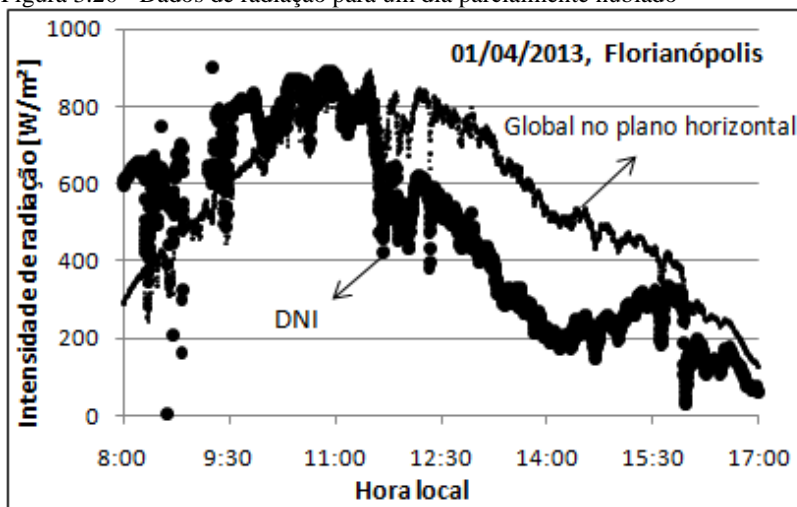
Figura 3.19 - Dados de radiação para um dia de céu limpo



A aquisição de dados é feita a cada 10 segundos. Estes sensores possuem uma incerteza de 3% do valor medido.

O piranômetro mede a radiação global no plano horizontal e o pirheliômetro mede a DNI, radiação direta normal. Por este motivo, nos dados obtidos, os valores da DNI são maiores do que a global. Existem correlações para transformar a global no plano horizontal para um plano normal em função do ângulo de incidência. Para a presente pesquisa, apenas a DNI é importante, por isso essas correlações não foram utilizadas. Na Figura 3.19 têm-se os dados obtidos para um dia de céu limpo e na Figura 3.20 os dados obtidos para um dia parcialmente nublado.

Figura 3.20 - Dados de radiação para um dia parcialmente nublado



3.1.7 Outros componentes

A tubulação do circuito é de cobre com diâmetro nominal de 1pol (2,54mm). Os tubos são isolados termicamente para facilitar o controle de temperatura.

Para permitir o movimento relativo entre coletor e a tubulação fixa de cobre, utilizou-se tubos flexíveis com malha de aço inoxidável, na entrada e saída dos elementos absorvedores. Estes tubos possuem o mesmo diâmetro nominal da tubulação de cobre, 1pol.

Uma caixa d'água de 100 litros é utilizada para armazenar água. Ela é ligada em paralelo com a bomba, de forma a facilitar o enchimento e esvaziamento da bancada.

Entre o condensador e a bomba encontra-se um filtro, Figura 3.21. Ele é necessário para filtrar as partículas da oxidação da tubulação. O elemento filtrante é do tipo cartucho plissado com grau de retenção de 5 micras e é lavável. A carcaça é de polipropileno de alta pureza, 100% virgem podendo trabalhar até 12bar e 90°C.

Figura 3.21 - Filtro: carcaça e elemento filtrante

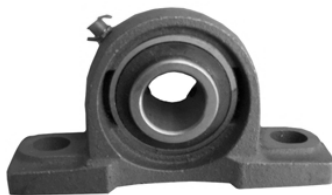


Fonte: Beckins Filtros Industriais (www.beckins.com.br)

Um total de sete válvulas esferas são utilizadas para facilitar os processos de carga e descarga, retirada de ar, processo de vácuo entre outros.

O eixo de rotação do coletor está apoiado em quatro pontos. Nas extremidades utilizam-se mancais de rolamento do tipo *pillow block*, modelo UCP208, auto-alinháveis, ilustrado na Figura 3.22. Nos dois apoios centrais utilizam-se mancais de escorregamento, feitos de nylon e aço inoxidável. A posição destes mancais foi apresentada na Figura 3.9.

Figura 3.22 - Mancal de rolamento UCP208



Fonte: NSK Brasil Ltda (www.br.nsk.com)

A estação de controle da bancada cuja fotografia está mostrada na Figura 3.23, está localizada próxima ao coletor. É um armário metálico selado, onde ficam instalados o computador de aquisição e todos os componentes eletrônicos necessários. Acoplada na lateral do armário fica o quadro elétrico, com toda a fiação, disjuntores e fusíveis utilizados.

Figura 3.23 - Estação de controle da bancada



3.2 TESTES

Foram realizados dois tipos de testes na bancada com o coletor CCP: os testes de perdas térmicas, sem a concentração da radiação solar e os testes com convecção monofásica da água com concentração da radiação solar.

A nomenclatura para referenciar os teste é baseada na data em que foram realizados, no formato (mês-dia(n°)), por exemplo o teste 3-

22(4) é o quarto teste realizado no dia 22 de março. No capítulo 4 são apresentados e discutidos os resultados.

3.2.1 Testes de perdas térmicas

Os testes de perdas térmicas têm por objetivo estabelecer correlações para determinar o coeficiente global de perdas térmicas, U_{abs} , em função da diferença de temperatura entre o tubo absorvedor e o ambiente. O subíndice *abs* no coeficiente U_{abs} faz referência ao elemento absorvedor, mais especificamente ao tubo de aço inoxidável, que é a parte quente do sistema, ou seja, a parte que perde calor.

Em uma primeira análise, os parâmetros que devem influenciar as perdas térmicas são a temperatura da parede do tubo metálico do elemento absorvedor, a temperatura ambiente, a velocidade do vento, a intensidade da radiação solar direta e a vazão de água nos tubos. Entretanto, uma correlação mais simples pode ser obtida em função apenas da diferença entre as temperaturas da parede do tubo absorvedor e da temperatura ambiente. O efeito de $\Delta T = T_{abs} - T_{amb}$, é suficiente para se obter uma correlação com boa precisão. (Pita, 2008).

Os testes de perdas térmicas consistem em fornecer água à temperatura elevada na entrada do coletor e, medindo-se a diferença de temperatura na entrada e na saída do coletor e a vazão mássica de água, calcula-se o calor perdido para o ambiente. Essas medições são realizadas apenas após o sistema atingir o regime permanente e por um período não inferior a 10 minutos. Nestes testes não há concentração da radiação solar.

Foram realizados testes com vazão variando de 0,01kg/s até 0,3kg/s e com temperatura do tubo absorvedor de 40°C a 160°C. Pela equação (3.5) observa-se que a queda na temperatura no coletor é inversamente proporcional a vazão, assim, nos testes com vazões altas a queda de temperatura torna-se muito pequena. Em consequência, a incerteza experimental, torna-se muito elevada nos testes com vazões maiores do que 0,1 kg/s. Outra observação importante a respeito da incerteza é com relação à temperatura do tubo absorvedor no teste. Como foi visto na seção anterior a incerteza dos termopares T1 e T2 é maior para temperaturas maiores do que 90°C, já que nesses casos está sendo adotada a incerteza indicada pelo fornecedor dos termopares.

Os testes a temperaturas mais elevadas só foram possíveis de se realizar com vazões baixas devido ao limite de potência no pré-aquecedor elétrico de 20kW. A temperatura na entrada do pré-aquecedor

é limitada pela temperatura máxima admissível no filtro e na bomba, situados antes do pré-aquecedor, limitada a 90°C.

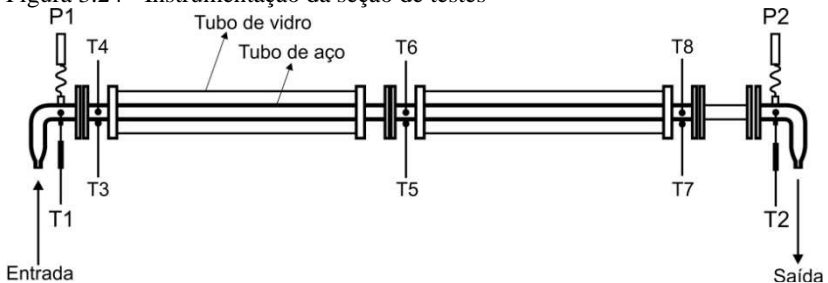
Iniciados os testes, espera-se que o sistema entre em regime estacionário e a partir daí as medições são realizadas, em cada condição de teste, durante um intervalo de tempo que variou entre dez minutos a quase três horas. Como este teste depende da temperatura ambiente, rigorosamente não se atinge o regime estacionário, e variações de até 3°C na temperatura ambiente foram admitidas. As médias dos valores medidos no período estacionário são utilizadas nos cálculos.

Como nestes testes não é necessário um dia ensolarado, muitos testes foram efetuados em dias nublados, que são muito frequentes em Florianópolis. Alguns testes foram realizados em dias com céu limpo, para efeito de comparação.

Nos dias de céu limpo, mesmo sem a concentração da radiação solar, a parte superior dos tubos fica exposta a radiação solar e é absorvida pelo elemento absorvedor. Alguns testes foram realizados a baixa vazão e sem o pré-aquecedor ligado em dias de céu limpo apenas para verificar o ganho de energia sem a concentração da radiação solar. Este ganho de energia foi computado nos cálculos. Mesmo nos dias nublados os dados de radiação foram adquiridos.

Para indicar as medições de temperatura e os respectivos pontos onde foram instalados os termopares, a Figura 3.24 apresenta um esquema da seção de testes com os pontos de medição. A nomenclatura utilizada nas equações que aparecem ao longo deste capítulo também está de acordo com a Figura 3.24. T_1 e T_2 são temperaturas do fluido e T_3 à T_8 são temperaturas da parede do tubo.

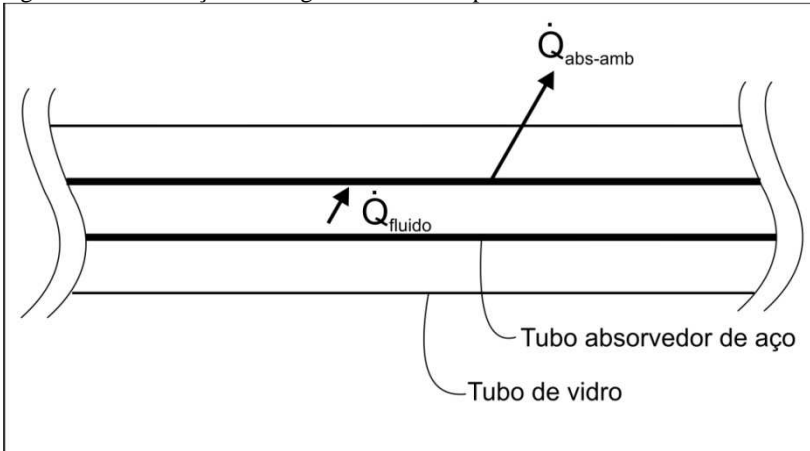
Figura 3.24 - Instrumentação da seção de testes



O cálculo da perda de calor é feito por um balanço de energia estabelecido pela equação (3.5) e representado esquematicamente na Figura 3.25. Nestes testes calor é transferido do fluido para o ambiente.

O calor específico da água, à pressão constante, c_p , foi obtido através das propriedades da água contidas no software EES. Com os valores contidos no EES foi determinado um polinômio de segunda ordem, equação (3.6), para o calor específico, em função da temperatura média do fluido no tubo, equação (3.7), que é a média entre a temperatura da água na entrada e na saída do elemento absorvedor.

Figura 3.25 - Balanço de energia nos testes de perdas térmicas



$$\dot{Q}_{\text{abs-amb}} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) \quad (3.5)$$

$$c_p = 4209,86 - 1,2493 \cdot T_{\text{med}} + 0,0131 \cdot T_{\text{med}}^2 \quad (3.6)$$

$$T_{\text{med}} = \frac{(T_1 + T_2)}{2} \quad (3.7)$$

Nos testes de perdas térmicas realizados nos dias com altos níveis de radiação direta mais um termo entra no balanço de energia, conforme mostrado na Figura 3.26 e na equação (3.8), onde o termo $\dot{Q}_{\text{DNI-abs}}$ é a energia absorvida da radiação direta incidente, sem concentração, no tubo metálico do elemento absorvedor.

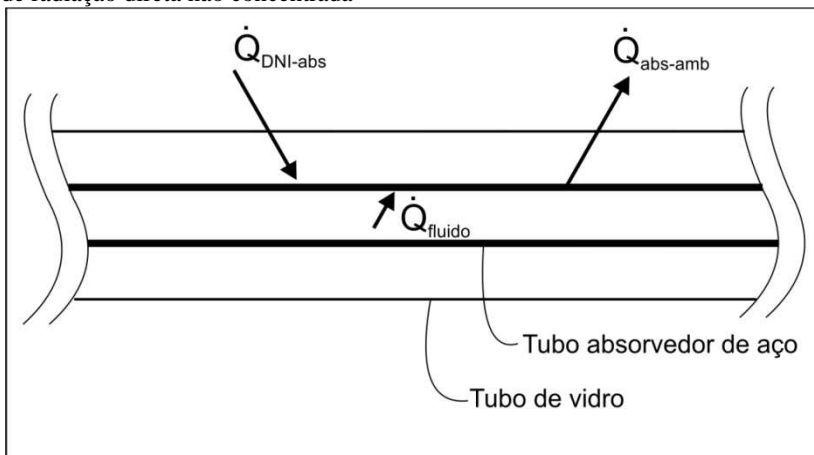
Para calcular a absorção da radiação direta, não concentrada, incidente sobre o tubo metálico do elemento absorvedor, são utilizadas as equações (3.9) e (3.10), onde $\dot{Q}_{\text{DNI-abs}}$ é a energia absorvida, $A_{\text{proj-abs}}$ é a área projetada do tubo metálico, θ é o ângulo de

incidência da radiação direta, τ é a transmissividade do tubo de vidro e α é a absortividade do tubo metálico absorvedor.

$$\dot{Q}_{abs-amb} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_1 - T_2) + \dot{Q}_{DNI-abs} \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_{DNI-abs} = A_{proj-abs} \cdot DNI \cdot \cos\theta \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3.9)$$

Figura 3.26 - Balanço de energia nos testes de perdas térmicas com incidência de radiação direta não concentrada



$$A_{proj-abs} = d_0 \cdot l \quad (3.10)$$

Antes de utilizar a equação (3.9) foi prudente realizar alguns testes para verificar sua coerência com o fenômeno físico real. Para quantificar o ganho energético pela absorção da radiação solar direta, não concentrada, incidindo sobre o elemento absorvedor, foram realizados alguns testes, com o pré-aquecedor desligado, de modo que a água entrasse a temperatura ambiente no elemento absorvedor. Assim as perdas de calor para o ambiente são mínimas e podem ser desprezadas. Com uma vazão pequena foi possível observar um incremento de temperatura no fluido. O balanço de energia neste caso é mostrado na Figura 3.27 e pela equação (3.11).

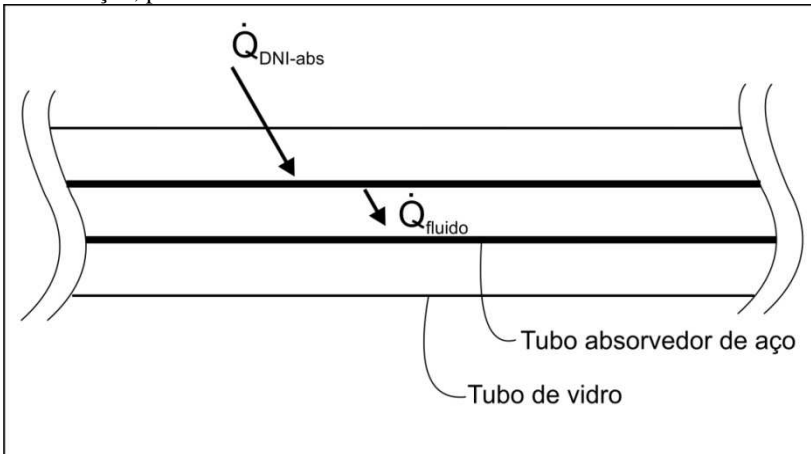
$$\dot{Q}_{DNI-abs} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.11)$$

Observa-se que na equação (3.11) a temperatura T_2 é maior que a temperatura T_1 , pois neste caso há uma transferência de calor para o fluido.

O objetivo dos testes de perdas térmicas é encontrar o coeficiente global de perda de calor, U_{abs} , definido conforme indicado na equação (3.12).

$$\dot{Q}_{abs-amb} = U_{abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb}) \quad (3.12)$$

Figura 3.27 - Balanço de energia na absorção da radiação direta, sem concentração, pelos elementos absorvedores



Na equação (3.12), A_{abs} é a área externa do tubo metálico do elemento absorvedor, que é a parte mais quente do sistema. Esta área é dada pela equação (3.13), onde d_o é o diâmetro externo do tubo absorvedor e l é o comprimento.

$$A_{abs} = \pi \cdot d_o \cdot l \quad (3.13)$$

A temperatura do absorvedor, T_{abs} , é a média aritmética das temperaturas medidas na parede do tubo absorvedor, T_3 à T_8 , conforme indicado na Figura 3.24. A equação (3.14) fornece esta temperatura.

$$T_{abs} = \frac{T_3 + T_4 + T_5 + T_6 + T_7 + T_8}{6} \quad (3.14)$$

Rearranjando a equação (3.12) obtém-se a equação (3.15) para o coeficiente global de perdas de calor, U_{abs} .

$$U_{abs} = \frac{\dot{Q}_{abs-amb}}{A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb})} \quad (3.15)$$

3.2.2 Testes com concentração da radiação solar

Os testes com convecção forçada monofásica consistem em fornecer água na entrada dos tubos absorvedores com temperatura, pressão e vazão controladas. O aumento de temperatura da água é medido e assim calcula-se a energia absorvida, através de um balanço de energia. Este resultado é analisado conjuntamente com os dados de radiação direta a fim de se obter as curvas de desempenho do coletor.

As vazões utilizadas nestes testes foram de 0,01 kg/s a 0,3 kg/s, ou em termos de velocidade mássica, entre 2,84 kg/m².s e 85,09 kg/m².s. As temperaturas na entrada do coletor nestes testes, variaram desde a temperatura ambiente, 25 a 35°C, até 150°C. A temperatura na saída depende, além da temperatura na entrada, da radiação solar direta e da vazão.

Devido aos limites de movimentação angular do coletor (rotação no sentido leste-oeste), estes teste foram realizados no período entre as 8 e 16 horas.

A Figura 3.28 apresenta, de forma esquemática, o balanço de energia no elemento absorvedor nos testes com concentração da radiação solar. Os quatro termos indicados na figura representam as taxas de transferência de calor envolvidas no processo durante os testes com concentração da radiação solar. O balanço de energia, considerando-se um volume de controle que englobe o tubo absorvedor, é obtido pela equação (3.16). As parcelas são descritas a seguir.

\dot{Q}_{abs} representa a parcela da radiação concentrada que é absorvida pelo elemento absorvedor. Ela é calculada pela equação (3.17) sendo a multiplicação da energia proveniente do sol, \dot{Q}_{sol} , pelas propriedades óticas do coletor: refletividade dos espelhos ρ , fator de interceptação γ , transmissividade do tubo de vidro τ , e absorvidade do tubo absorvedor metálico α , respectivamente.

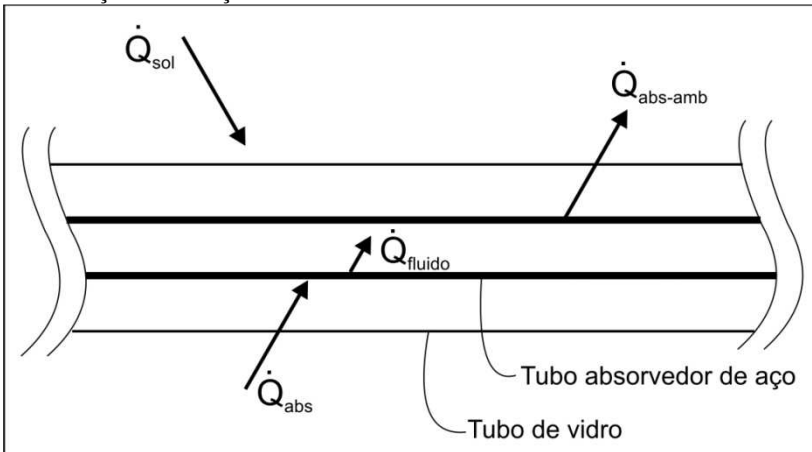
\dot{Q}_{sol} representa a energia radiante proveniente do sol que incide normal ao plano de abertura do coletor. Esta parcela é calculada pela

equação (3.18) onde se tem a DNI multiplicada pelo ângulo de incidência da radiação solar, θ , multiplicada pela área de abertura do coletor, definida pela equação (3.19).

\dot{Q}_{fluido} representa a energia que é entregue ao fluido de trabalho, e de fato é a energia útil absorvida pelo sistema. Esta parcela é calculada pela equação (3.20) através das medições de vazão e temperatura do fluido nos elementos absorvedores.

$\dot{Q}_{abs-amb}$ representa as perdas térmicas do coletor para o ambiente. Ela é definida pela equação (3.12), que se utiliza do coeficiente global de perdas de calor U_{abs} , já apresentada anteriormente.

Figura 3.28 - Balanço de energia no elemento absorvedor nos testes com concentração da radiação solar



$$\dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_{fluido} + \dot{Q}_{abs-amb} \quad (3.16)$$

$$\dot{Q}_{abs} = \dot{Q}_{sol} \cdot \rho \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha \cdot K(\theta) \quad (3.17)$$

$$\dot{Q}_{sol} = DNI \cdot \cos \theta \cdot A_{col} \quad (3.18)$$

$$A_{col} = w \cdot l = 12m^2 \quad (3.19)$$

$$\dot{Q}_{fluido} = \dot{m} \cdot c_p \cdot (T_2 - T_1) \quad (3.20)$$

O ângulo de incidência, θ , da radiação solar é calculado pela equação (3.21). O coeficiente de perdas de final de linha, $\Gamma(\theta)$, é determinado pela equação (3.22). Estas equações estão melhor descritas e referenciadas no capítulo 2 onde foram introduzidas pela primeira vez e constam novamente aqui para facilitar o acompanhamento.

$$\theta = \arccos \left(\cos \delta_s \cdot \sqrt{(\cos \Phi \cdot \cos \omega_s + \tan \delta_s \cdot \sin \Phi)^2 + \sin^2 \omega_s} \right) \quad (3.21)$$

$$\Gamma(\theta) = 1 - \frac{f}{l} \cdot \left(1 + \frac{w}{48 \cdot f^2} \right) \cdot \tan \theta \quad (3.22)$$

O rendimento global do coletor solar é a razão entre a energia solar disponível e a energia útil, \dot{Q}_{fluido} , que é aquela responsável pelo aumento da entalpia da água. A equação (3.23) representa o rendimento global.

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_{fluido}}{\dot{Q}_{sol}} \quad (3.23)$$

Como o ângulo de incidência da radiação varia ao longo dos dias do ano o coeficiente de perdas de final de linha também varia. Pelo fato de o coletor ser relativamente curto, as perdas de final de linha tornam-se acentuadas. Para melhor comparar os resultados obtidos é interessante normalizar o rendimento global pelo coeficiente de perdas de final de linha. Este novo coeficiente será denominado rendimento global aparente, denotado pelo símbolo $\eta_{g-\Gamma(\theta)}$ e definido pela equação (3.24).

$$\eta_{g-\Gamma(\theta)} = \frac{\eta_g}{\Gamma(\theta)} \quad (3.24)$$

O rendimento térmico define uma relação entre a energia absorvida pelo tubo absorvedor e a perda termicamente para o ambiente. A idéia de rendimento denota que quanto maior melhor, assim este coeficiente é definido pela unidade subtraída da razão entre a energia perdida para o ambiente e a absorvida pelos elementos absorvedores, conforme a equação (3.25).

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_{abs-amb}}{\dot{Q}_{abs}} \quad (3.25)$$

O rendimento óptico é obtido pela equação (3.26) e o rendimento óptico de pico pela equação (3.27). (Zarza, 2003)

$$\eta_g = \eta_{opt} \cdot \eta_{th} \quad (3.26)$$

$$\eta_{opt} = \eta_{opt,0^\circ} \cdot K(\theta) \cdot \Gamma(\theta) \quad (3.27)$$

O fator modificador do ângulo de incidência foi utilizado apenas para a absorvidade do tubo metálico dos elementos absorvedor, de acordo com a equação (3.28), (Duffie & Beckman, 2006).

$$\frac{\alpha}{\alpha_n} = 1 - 1,5879 \cdot 10^{-3} \cdot \theta + 2,7314 \cdot 10^{-4} \cdot \theta^2 - 2,3026 \cdot 10^{-5} \cdot \theta^3 + 9,0244 \cdot 10^{-7} \cdot \theta^4 - 1,8000 \cdot 10^{-8} \cdot \theta^5 + 1,7734 \cdot 10^{-10} \cdot \theta^6 - 6,9937 \cdot 10^{-13} \cdot \theta^7 \quad (3.28)$$

Nos testes realizados o ângulo de incidência variou entre 0° e 40° aproximadamente. A dependência angular da refletividade dos espelhos e da transmissividade do tubo de vidro são significativas apenas para ângulos elevados, maiores que 40° (Duffie & Beckman, 2006). A dependência angular da absorvidade também é pequena entre 0° e 40°, sendo para 40° igual a 97,87% da absorvidade à radiação normal incidente. Sendo assim a equação utilizada para o $K(\theta)$ é idêntica a equação (3.28).

O rendimento óptico de pico, $\eta_{opt,0^\circ}$, é definido pelas propriedades dos elementos do coletor, segundo a equação (3.29). A refletividade, transmissividade e absorvidade são fornecidas pelos fabricantes dos equipamentos e foram descritas anteriormente neste capítulo. O fator de interceptação pôde ser obtido com as medições realizadas e é discutido no próximo capítulo.

$$\eta_{opt,0^\circ} = \rho \cdot \gamma \cdot \tau \cdot \alpha \quad (3.29)$$

3.2.3 Incertezas experimentais

Os resultados de medições realizadas estão sempre sujeitos a erros que devem ser tratados de maneira conveniente. Sendo assim os

resultados apresentados devem ser acompanhados de sua incerteza. A discussão a seguir descreve o método utilizado para a determinação das incertezas experimentais segundo Holman, (Holman, 1989).

A incerteza associada a uma função multivariável genérica $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ é dada pela equação (3.30), onde o prefixo u vem da palavra incerteza em inglês (*uncertainty*), comumente utilizada.

$$uf(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_1} \cdot ux_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2} \cdot ux_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n} \cdot ux_n \right)^2 \right]} \quad (3.30)$$

A análise das incertezas será dividida em duas partes: Incertezas nos testes de perdas térmicas e incertezas nos testes com concentração da radiação solar.

3.2.3.1 Incertezas experimentais nos testes de perdas térmicas

A incerteza propagada na determinação do coeficiente global de perdas de calor, U_{abs} , é obtida aplicando a equação (3.30) na equação (3.15). O resultado obtido é dado pela equação (3.31).

$$uU_{abs} = \sqrt{\left[\left(\frac{u\dot{Q}_{abs-amb}}{A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb})} \right)^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_{abs-amb} \cdot uT_{abs}}{A_{abs} \cdot (T_{amb} - T_{abs})^2} \right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{abs-amb} \cdot uT_{amb}}{A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb})^2} \right)^2 \right]} \quad (3.31)$$

Pode-se observar que a incerteza propagada do coeficiente global de perdas térmicas depende das incertezas do calor perdido para o meio ambiente $u\dot{Q}_{abs-amb}$, da temperatura do tubo absorvedor uT_{abs} e da temperatura ambiente uT_{amb} . A incerteza associada à temperatura ambiente é a própria incerteza da medição da temperatura, descrita na seção que trata da instrumentação neste capítulo. Rigorosamente o valor de uU_{abs} depende também da incerteza da área do tubo absorvedor, uA_{abs} , mas esta foi ignorada por ser bem menor do que as outras, já que a incerteza propagada de uma medida depende majoritariamente da maior incerteza associada.

A incerteza da quantidade de calor perdido para o ambiente, determinado pela equação (3.8) é calculada pela equação (3.32), e depende das incertezas das temperaturas medidas na entrada e saída, uT_I

e uT_2 , da vazão $u\dot{m}$ e da incerteza da quantidade de calor absorvido pela incidência da radiação não concentrada sobre o elemento absorvedor. A incerteza associada ao calor específico foi desprezada por ser pequena quando comparada as outras incertezas envolvidas. As incertezas das medições de temperatura e vazão são as descritas na seção instrumentação deste capítulo.

$$u\dot{Q}_{abs-amb} = \sqrt{\left[(c_p \cdot (T_1 - T_2) \cdot u\dot{m})^2 + (\dot{m} \cdot c_p \cdot uT_1)^2 + (-\dot{m} \cdot c_p \cdot uT_2)^2 + u\dot{Q}_{DNI-abs} \right]} \quad (3.32)$$

A quantidade de calor absorvido pela incidência da radiação solar direta, sem concentração nos elementos absorvedores, $\dot{Q}_{DNI-abs}$, é dada pela equação (3.9). A incerteza associada a esta grandeza é a mesma da incerteza no valor medido da DNI, uma vez que as incertezas dos outros parâmetros da equação (3.9) podem ser desprezadas.

Voltando a equação (3.31) que determina a incerteza propagada do coeficiente global de perdas térmicas, falta determinar a incerteza da temperatura do absorvedor, uT_{abs} , que é dada pela equação (3.14) e sua incerteza dada pela equação (3.33). As incertezas das medições de temperatura de T_3 a T_8 são $\pm 1,1^\circ\text{C}$, conforme foram descritas na seção instrumentação deste capítulo.

$$uT_{abs} = \sqrt{\left(\frac{uT_3}{6} \right)^2 + \left(\frac{uT_4}{6} \right)^2 + \left(\frac{uT_5}{6} \right)^2 + \left(\frac{uT_6}{6} \right)^2 + \left(\frac{uT_7}{6} \right)^2 + \left(\frac{uT_8}{6} \right)^2} \quad (3.33)$$

3.2.3.2 Incertezas experimentais nos testes com concentração da radiação solar

A incerteza propagada no cálculo do calor absorvido pelo fluido é dada pela equação (3.34)

$$u\dot{Q}_{fluido} = \sqrt{\left[(c_p \cdot (T_2 - T_1) \cdot u\dot{m})^2 + (\dot{m} \cdot c_p \cdot uT_2)^2 + (-\dot{m} \cdot c_p \cdot uT_1)^2 \right]} \quad (3.34)$$

A incerteza propagada da quantidade de calor perdida é calculada de maneira semelhante à descrita na seção anterior. A incerteza da energia fornecida pelo sol, \dot{Q}_{sol} é a própria incerteza da *DNI*. A incerteza associada ao rendimento global obtido é dada pela equação (3.35). Para o rendimento global aparente utiliza-se a mesma incerteza do rendimento global, já que para o fator de perdas de final de linha não se associou uma incerteza.

$$u\eta_g = \sqrt{\left[\left(\frac{u\dot{Q}_{fluido}}{\dot{Q}_{sol}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{fluido} \cdot u\dot{Q}_{sol}}{\dot{Q}_{sol}^2}\right)^2\right]} \quad (3.35)$$

Para o rendimento térmico a incerteza propagada é calculada pela equação (3.36), e depende das incertezas $u\dot{Q}_{abs-amb}$ e $u\dot{Q}_{abs}$. A primeira já foi definida e a segunda está definida pela equação (3.37).

$$u\eta_{th} = \sqrt{\left[\left(\frac{u\dot{Q}_{abs-amb}}{\dot{Q}_{abs}}\right)^2 + \left(\frac{\dot{Q}_{abs-amb} \cdot u\dot{Q}_{abs}}{\dot{Q}_{abs}^2}\right)^2\right]} \quad (3.36)$$

$$u\dot{Q}_{abs} = \sqrt{\left[(u\dot{Q}_{abs-amb})^2 + (u\dot{Q}_{fluido})^2\right]} \quad (3.37)$$

A incerteza propagada associada ao rendimento óptico é dada pela equação (3.38). Para o rendimento óptico de pico e fator de interceptação utiliza-se a mesma incerteza obtida para o rendimento óptico.

$$u\eta_{opt} = \sqrt{\left[\left(\frac{u\eta_g}{\eta_{th}}\right)^2 + \left(\frac{\eta_g \cdot u\eta_{th}}{\eta_{th}^2}\right)^2\right]} \quad (3.38)$$

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos nos testes de perdas térmicas e nos testes com a concentração da radiação solar. O desenvolvimento teórico, com as equações principais, foi descrito no capítulo anterior. Ao apresentar e discutir os resultados neste capítulo algumas equações serão reescritas para facilitar o acompanhamento do texto.

4.1 TESTES DE PERDAS TÉRMICAS

Os testes de perdas térmicas são de três tipos. O primeiro tipo trata de perdas térmicas realizados nos dias nublados, sem absorção da radiação solar direta. O segundo tipo de testes de perdas térmicas engloba os testes que foram realizados em dias com altos índices de radiação solar direta, onde há absorção de parte desta radiação que incide nos elementos absorvedores mesmo sem a concentração. O terceiro tipo de testes são aqueles realizados para verificar a absorção da radiação direta, sem concentração, pelos elementos absorvedores onde o fluido está à temperatura ambiente para não haver perdas de calor. Este terceiro tipo de teste não é exatamente um teste de perdas térmicas mas é complementar ao segundo tipo, e por isso é descrito nessa seção.

São apresentados, a seguir, os resultados completos obtidos em um teste de cada tipo, com gráficos e tabelas de cada um e posteriormente os resultados obtidos em todos os testes de perdas térmicas realizados.

Na Figura 4.1, é mostrado um gráfico com os valores medidos durante o teste de perdas térmicas 4-8(1), do primeiro tipo. No gráfico observam-se os dados de radiação solar no eixo da esquerda e as temperaturas de entrada e saída no coletor no eixo da direita. Neste gráfico está representado o teste inteiro, desde o início até se atingir o regime considerado permanente para a análise. As duas linhas verticais na figura indicam o intervalo do teste em regime permanente.

Observa-se que até as 15:20 o dia estava completamente nublado, a DNI estava zerada, e a partir dessa hora houve uma variação na intensidade de radiação. O teste estava ficando estável e o aumento na intensidade da radiação solar causou perturbações tanto na temperatura de entrada como na temperatura de saída. A influência da radiação na temperatura de entrada se dá pelo aquecimento do condensador e tubulações, que ficam expostos ao sol e fazem parte do circuito da bancada, antes do coletor. A temperatura na saída do coletor varia com a

variação da radiação devido à variação na temperatura de entrada, como também pelo fato de o elemento absorvedor absorver parte da radiação incidente, mesmo que não haja concentração da mesma.

Figura 4.1 - Teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo: Teste completo

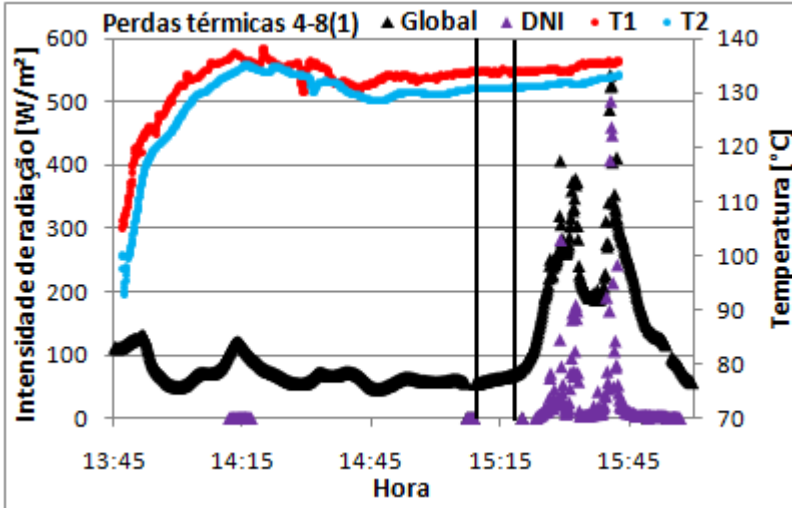
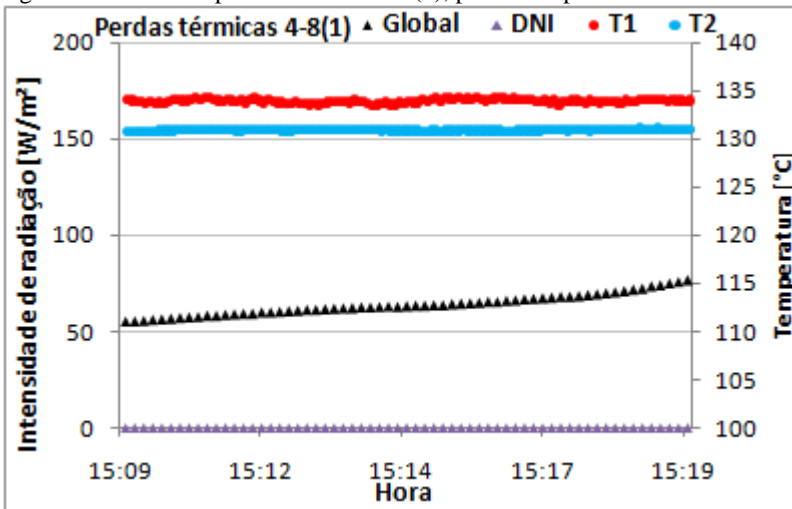


Figura 4.2 - Teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo: Parte estabilizada



A Figura 4.2 mostra apenas a parte estável do teste 4-8(1), sendo uma ampliação da região compreendida entre as duas linhas verticais da Figura 4.1. Observa-se na Figura 4.2 que a DNI é zero durante todo o período e a radiação global fica entre 50 e 80 W/m². Estes valores são típicos de um dia completamente nublado.

A Tabela 4.1 apresenta os resultados das medições realizadas durante o teste. Na primeira coluna, **valor**, tem-se a média das medições no período e nas outras o **desvio padrão**, a **incerteza** experimental e a **unidade** da variável, respectivamente. A nomenclatura das variáveis e a correspondente localização da medição seguem o esquema apresentado na Figura 3.24 da página 73. A pressão é a média do valor medido na entrada e na saída dos elementos absorvedores.

Tabela 4.1 - Média das medições realizadas no teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo

variável	valor	Desvio padrão	incerteza	unidade
Pressão	5,831	0,03	0,053	bar
m	0,0397	0,0003	0,0002	kg/s
T ₁	133,9	0,19	1,1	°C
T ₂	130,9	0,07	1,1	°C
T ₃	116,0	0,006	1,1	°C
T ₄	126,3	0,005	1,1	°C
T ₅	117,9	0,005	1,1	°C
T ₆	125,7	0,006	1,1	°C
T ₇	108,8	0,005	1,1	°C
T ₈	122,9	0,005	1,1	°C
G _G	63,9	5,4	3,19	W/m ²
DNI	0,00	0,000	0	W/m ²

Aplicando-se as equações apresentadas no capítulo 3, a partir da equação (3.5), nos valores apresentados na Tabela 4.1, obtém-se os resultados apresentados pela Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Resultados do teste de perdas térmicas 4-8(1), primeiro tipo

	valor	incerteza	unidade	
T_{med}	132,4	0,78	°C	
c_p	4274,2	-	J/kgK	
T_{abs}	121,6	0,45	°C	
T_{amb}	25,9	1,10	°C	incerteza %
Q_{abs-amb}	512,7	264,17	W	51,5%
U_{abs}	6,1	3,14	W/m ² K	51,5%

Observa-se uma alta incerteza no resultado obtido na medição do calor perdido para o ambiente e conseqüentemente para o valor calculado do coeficiente global de perdas térmicas, U_{abs} . Isto se deve ao fato de que a queda na temperatura entre a entrada e a saída, $T_1 - T_2 = 3^\circ\text{C}$, ser próxima da incerteza de medição dos termopares, que é de $1,1^\circ\text{C}$ para cada.

Neste teste o dia estava nublado, a DNI era nula durante o teste, assim não houve absorção da radiação solar direta. A absorção da radiação difusa foi desconsiderada em todos os testes, por ser muito baixa quando comparada com as outras taxas de transferência de calor envolvidas.

Nos testes realizados em dias ensolarados, onde há absorção de radiação pelos elementos absorvedores, foi utilizado o mesmo procedimento descrito no teste anterior. A diferença está na forma como é feita a análise em que o balanço de energia segue o esquema lógico representado pela Figura 3.26 da página 75, juntamente com a equação (3.8). Estes testes compreendem o segundo tipo de teste descrito no início da seção.

O gráfico apresentado pela Figura 4.3 é referente ao teste 4-16(4), do terceiro tipo, onde água entra à temperatura ambiente nos elementos absorvedores e há um incremento de temperatura devido à absorção de radiação direta nos elementos absorvedores, mesmo sem concentração. A Tabela 4.3 apresenta os resultados das medições realizadas durante o teste no período estabilizado. Observa-se na figura que neste teste a DNI ficou todo o período próxima aos 700 W/m^2 .

Figura 4.3 - Teste de perdas térmicas 4-16(4), terceiro tipo: Parte estabilizada

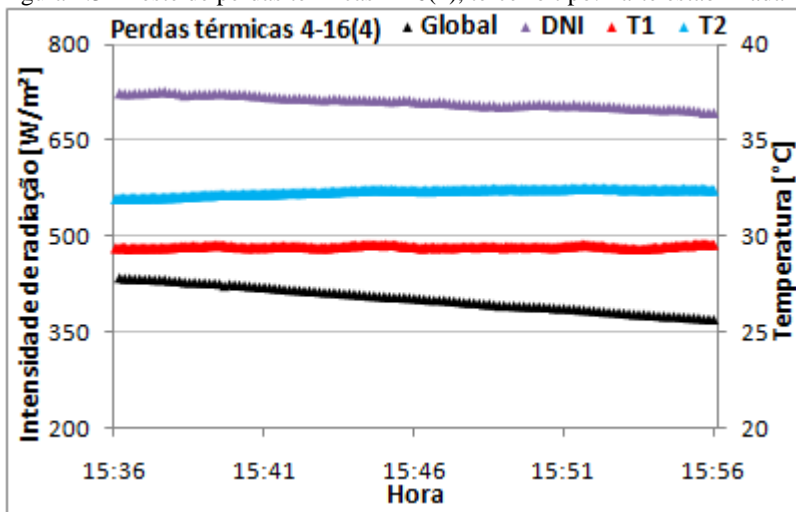


Tabela 4.3 - Média das medições realizadas no teste de perdas térmicas 4-16(4), terceiro tipo

Variável	Valor	Desvio padrão	Incerteza	Unidade
Pressão	5,103	0,006	0,053	bar
m	0,0116	0,0003	0,0001	kg/s
T1	29,4	0,057	0,35	°C
T2	32,2	0,166	0,35	°C
T3	28,7	0,001	1,1	°C
T4	29,3	0,001	1,1	°C
T5	29,8	0,001	1,1	°C
T6	30,7	0,001	1,1	°C
T7	30,5	0,001	1,1	°C
T8	31,8	0,001	1,1	°C
G _G	402,41	20,07	20,12	W/m ²
DNI	709,77	9,05	34,49	W/m ²

A Tabela 4.4 apresenta os resultados obtidos no teste 4-16(4). A quantidade de calor absorvida pelos elementos absorvedores é, neste caso, calculada pela equação (3.11).

Tabela 4.4 - Resultados do teste de perdas térmicas 4-16(4), terceiro tipo

	valor	incerteza	unidade	
c_p	4183,8	-	J/kgK	
T_{abs}	30,2	0,45	°C	
T_{amb}	24,2	1,10	°C	incerteza
				%
Q_{DNI-abs}	139,2	24,11	W	17,3%

Os testes do terceiro tipo têm por objetivo comparar os valores calculados para a quantidade de calor absorvida pela equação (3.9) com os resultados obtidos com os testes e utilizando a equação (3.11).

Foram realizados três testes deste tipo e os resultados obtidos estão apresentados na Tabela 4.5. Os resultados experimentais são comparados aos calculados para a taxa de calor absorvido pela incidência da radiação direta nos elementos absorvedores, sem concentração. O resultado é satisfatório uma vez que a maior diferença percentual é menor que 10%.

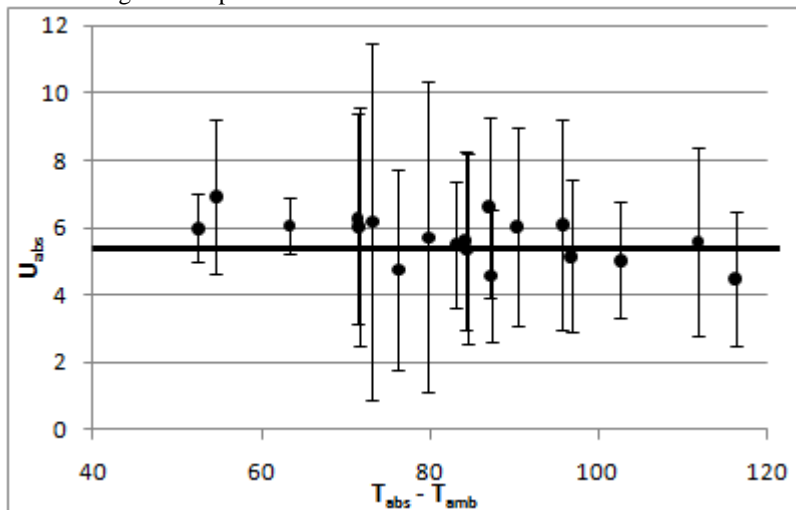
Tabela 4.5 - Comparação entre os valores medidos e calculados da absorção da radiação direta sem concentração, nos testes do terceiro tipo

	Q_{DNI-abs} [W]		
Teste	Medido	Calculado	Diferença
4-16(3)	166,64	162,63	2%
4-16(4)	139,17	152,22	9%
4-17(4)	107,70	100,12	7%

Foram realizados dezenove testes de perdas térmicas, considerando apenas os testes do primeiro e segundo tipo, com diferenças de temperatura entre o tubo absorvedor e o ambiente variando desde 50°C até 120°C.

O gráfico da Figura 4.4 mostra os valores do coeficiente global de perdas de calor obtidos em todos os testes junto com as barras da incerteza associada a cada valor

Figura 4.4 - Resultado dos testes de perdas térmicas: Valores obtidos para o coeficiente global de perdas térmicas

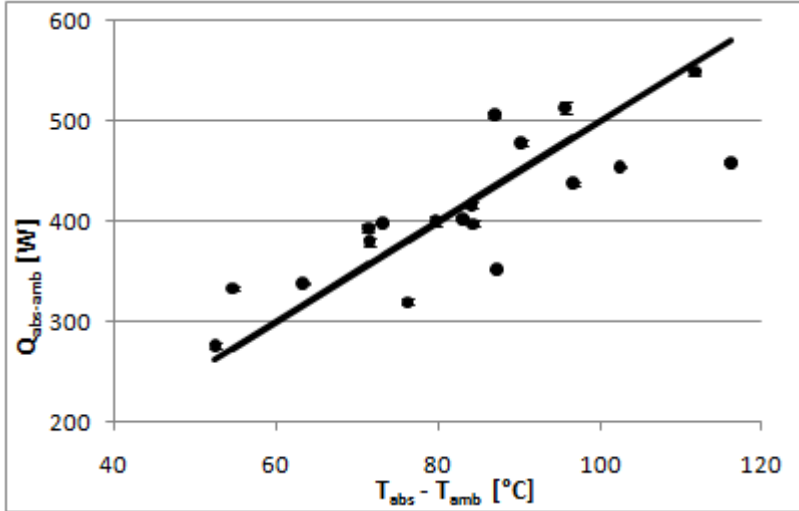


Devido ao alto valor da incerteza associada ao resultado obtido para o coeficiente global de perdas de calor, não foi possível observar uma tendência esperada para o resultado, que seria de aumentar o coeficiente global de perdas de calor com o aumento da diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente. Entretanto, para efeitos de comparação, os valores obtidos para o coletor LS-3, considerando os coeficientes contidos na Tabela 2.2 da página 46, acusam um aumento muito pequeno no valor do coeficiente global de perdas de calor para uma diferença de temperatura de até 150°C.

O fato de se adotar um coeficiente global de perdas de calor constante leva a uma dependência linear da taxa de perda de calor com o aumento da temperatura. O gráfico da Figura 4.5 mostra os pontos obtidos experimentalmente para a taxa de calor perdida, em Watts, em função da diferença de temperatura. A reta nos dá o valor calculado para a taxa de calor perdida utilizando a equação (4.1) e um valor para o coeficiente global de perdas térmicas, U_{abs} , de 5,68 W/m²K, que foi o valor médio obtido.

$$\dot{Q}_{abs-amb} = U_{abs} \cdot A_{abs} \cdot (T_{abs} - T_{amb}) \quad (4.1)$$

Figura 4.5 - Resultado dos testes de perdas térmicas: Evolução das perdas térmicas em função da diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente



A Tabela 4.6 apresenta os resultados obtidos nos dezenove testes de perdas térmicas realizados. O valor médio obtido foi de 5,68 W/m²K para o coeficiente global de perdas de calor e as incertezas experimentais dos testes variaram entre 0,85 W/m²K e 5,28 W/m²K, com incerteza média de 2,66 W/m²K.

Tabela 4.6 - Resultado dos testes de perdas térmicas

Teste	$T_{abs}-T_{amb}$	vazão	DNI	$Q_{col-amb}$	U_{abs}	incerteza	
	°C	kg/s	W/m ²	W	W/m ² K	W/m ² K	%
02-21(1)	83,0	0,0206	887,92	402,24	5,51	1,88	34%
03-12(1)	84,4	0,0316	0,00	397,20	5,35	2,82	53%
03-14(1)	96,7	0,0290	0,00	437,48	5,14	2,26	44%
03-17(1)	87,0	0,0310	803,42	506,25	6,62	2,68	40%
03-17(2)	76,2	0,0304	0,00	318,95	4,76	2,98	63%

03-21(1)	84,1	0,0295	900,00	415,62	5,62	2,64	47%
3-21(2)	71,4	0,0296	733,51	392,84	6,26	3,11	50%
3-21(3)	71,5	0,0339	0,01	379,47	6,03	3,54	59%
3-22(4)	54,6	0,0529	313,73	332,86	6,93	2,30	33%
3-23(2)	79,7	0,0490	215,52	400,51	5,71	4,61	81%
3-23(4)	90,2	0,0354	209,75	478,49	6,03	2,96	49%
3-27(5)	102,5	0,0232	652,13	453,29	5,03	1,72	34%
4-1(1)	73,1	0,0516	260,77	397,90	6,19	5,28	85%
4-8(1)	95,7	0,0397	0,00	512,74	6,09	3,14	52%
4-8(2)	111,7	0,0413	0,00	548,74	5,58	2,81	50%
4-16(5)	52,4	0,0222	402,38	275,94	5,98	1,01	17%
4-16(6)	63,3	0,0226	0,00	337,78	6,07	0,85	14%
4-16(7)	87,2	0,0228	0,00	351,49	4,58	1,96	43%
4-17(5)	116,2	0,0304	0,00	458,41	4,49	2,00	45%
				média	5,68	2,66	45%

4.2 TESTES COM CONCENTRAÇÃO DA RADIAÇÃO SOLAR

Os testes com concentração solar são de fato os testes de performance do coletor cilindro parabólico. Nestes testes, o coletor é colocado para operar com vazão constante e temperatura constante na entrada do coletor. A temperatura na saída do coletor é medida e por um balanço de energia no fluido, calcula-se a energia absorvida pelo fluido.

Em todos os testes foi utilizado como valor constante para o coeficiente global de perdas de calor o valor médio encontrado nos dezenove testes de perdas de calor, cujos resultados foram apresentados na seção 4.1. O calor perdido para o meio ambiente é calculado com a equação (4.1) e o valor utilizado está apresentado abaixo.

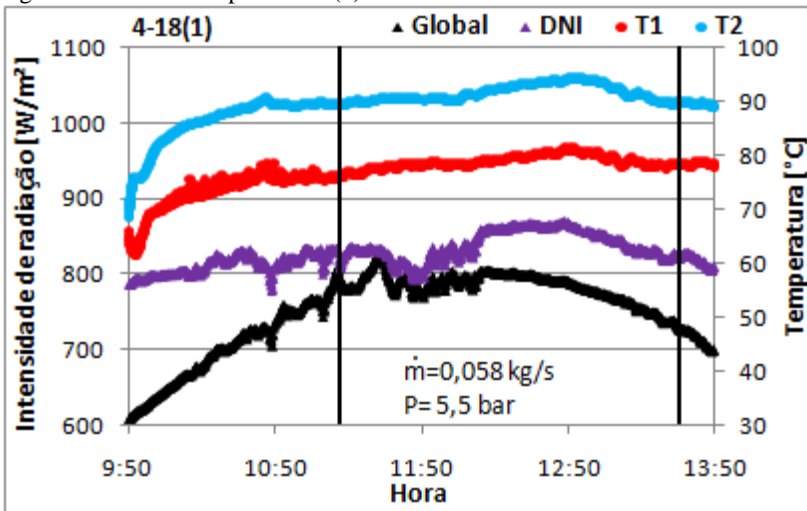
$$U_{abs} = 5,68 \frac{W}{m^2K}$$

Nos testes realizados, adotaram-se os mesmos procedimentos descritos nos testes de perdas térmicas. Com uma vazão e temperatura

constante na entrada, espera-se o sistema entrar em regime permanente e nesse período, considerado permanente, calcula-se as médias das medições para efetuar os cálculos.

Na Figura 4.6 tem-se um gráfico do teste 4-18(1) completo, desde o início até se atingir o regime permanente. Neste gráfico têm-se os valores medidos da radiação direta e global no eixo da esquerda e os valores para a temperatura de entrada e saída no eixo da direita. As duas linhas verticais representam a parte considerada estabilizada do teste, utilizadas na análise de desempenho do coletor. Esta região está detalhada no gráfico da Figura 4.7.

Figura 4.6 - Teste completo 4-18(1)



O gráfico da Figura 4.8 mostra a variação do ângulo de incidência e das perdas de final de linha durante o intervalo de tempo do teste. Este gráfico é para a parte estabilizada do teste 4-18(1). Dentro do gráfico ainda está representado o dia do ano, n , o ângulo de declinação solar, δ , e a latitude, ϕ . Deve-se ter atenção na escala dos eixos verticais, que é pequena. A variação no ângulo de incidência e do coeficiente de perda de final de linha ao longo de um dia existem e foram consideradas nas análises, apesar de serem pequenas.

Da mesma forma das outras medições, o valor considerado para a análise do ângulo de incidência e do coeficiente de perdas de final de linha é a média aritmética dos valores durante o período estabilizado. A

Tabela 4.7 mostra a média dos valores obtidos no teste 4-18(1) durante o período considerado estável para análise.

Figura 4.7 - Parte estabilizada do teste 4-18(1)

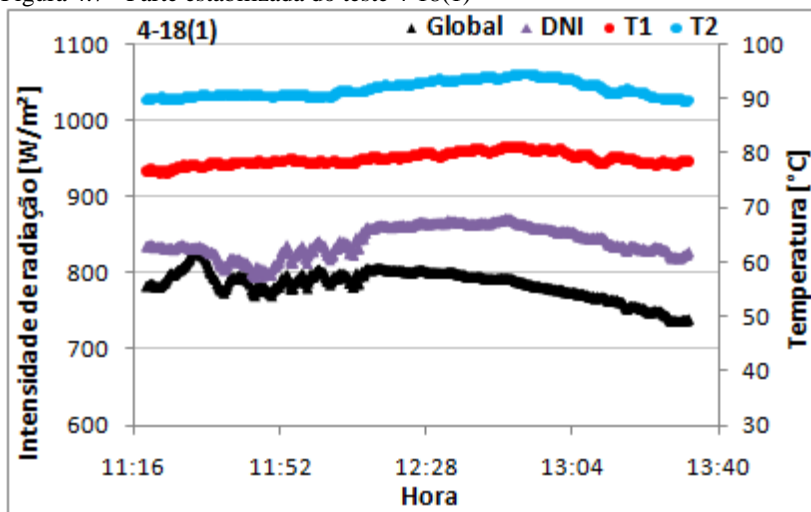


Figura 4.8 - Ângulo de incidência e perdas de final de linha para o teste 4-15(1)

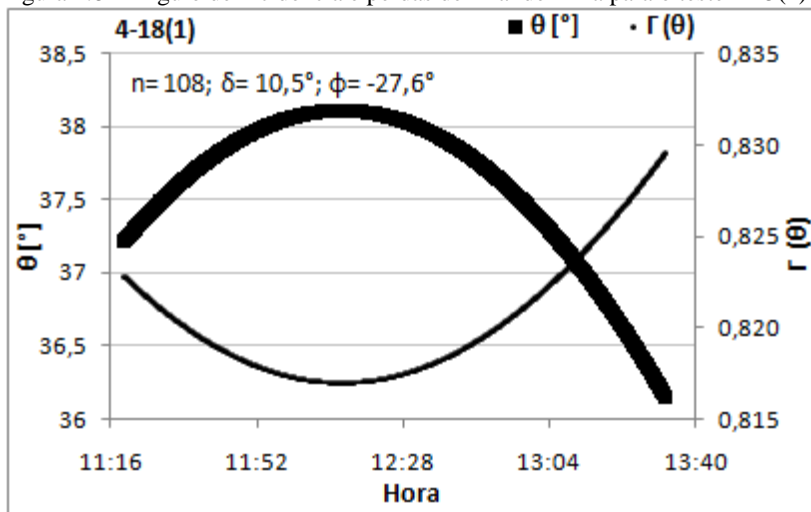


Tabela 4.7 - Parâmetros e média das medições do teste 4-18(1)

4-18(1)			
Horário de início do teste: 11:20		Horário de término do teste: 13:33	
Variável	Valor	Incerteza	Unidade
n	108	-	-
δ	10,51	-	°
θ	37,60	-	°
Γ (θ)	0,820	-	-
p	5,500	0,053	bar
m	0,0575	0,0001	kg/s
T₁	78,90	0,35	°C
T₂	91,74	0,3	°C
T₃	85,78	1,1	°C
T₄	83,37	1,1	°C
T₅	92,77	1,1	°C
T₆	96,66	1,1	°C
T₇	88,27	1,1	°C
T₈	95,43	1,1	°C
T_{amb}	28,32	1,1	°C
C_p	4198,66	-	J/kg K
Global	785,25	23,56	W/m²
DNI	841,17	25,24	W/m²

Valendo-se das equações já apresentadas obtêm-se os resultados para as taxas de transferência de calor e rendimento térmico, óptico e global, mostrados na Tabela 4.8.

O teste 4-18(1) foi um dos testes realizados de maior duração, com duas horas e treze minutos de teste operando no regime considerado permanente. Observa-se no gráfico da Figura 4.7 que houve

alguma variação nos níveis de radiação direta e global, devido à passagem de nuvens, e também nas temperaturas, mas esta variação foi pequena e manteve-se próxima ao valor médio.

Tabela 4.8 - Resultados obtidos no teste 4-18(1)

	Valor	Incerteza		Unidades
$Q_{\text{abs-amb}}$	310,10	145,34	47%	W
Q_{fluido}	3100,58	111,58	4%	W
Q_{abs}	3410,68	183,23	5%	W
Q_{sol}	7997,92	224,97	3%	W
η_{th}	0,909	0,043	5%	-
η_{opt}	0,426	0,028	7%	-
η_{g}	0,388	0,018	5%	-

Na maioria dos testes realizados a duração do regime permanente variou entre dez e vinte minutos. Além da variação da temperatura ambiente e na intensidade da radiação solar, que também afetavam a estabilidade dos testes de perdas térmicas, os testes com concentração solar são muito afetados por passagens de nuvens, por menores que sejam os intervalos de tempo dessas interferências.

Na Figura 4.9, têm-se representado os resultados para o teste 4-17(1), com duração bem mais curta do que o teste anterior. A duração deste teste foi de apenas dezesseis minutos, mas com os valores mantidos mais estáveis durante o período.

Alguns testes foram realizados em dias com várias nuvens dispersas no céu. O gráfico da Figura 4.10 apresenta os resultados do teste 3-23(1), realizado em um dia com grande variação na intensidade da radiação global e direta causada por passagem de nuvens. O teste estava tendendo ao regime permanente mas teve que ser interrompido por volta das 11:50h, pois como se observa na Figura 4.10 a DNI ficou zerada após este período. Alguns outros testes deste tipo foram realizados mas não puderam ser aproveitados para a análise de desempenho do coletor.

A Tabela 4.9 contém os resultados obtidos nos dezoito testes realizados com concentração solar. Em cada coluna, da esquerda para direita, tem-se o nome do teste, ângulo de incidência da radiação direta,

o coeficiente de perdas de final de linha, a pressão, vazão, o aumento na temperatura do fluido entre a entrada e a saída do absorvedor, a diferença de temperatura entre o tubo absorvedor e o ambiente e a intensidade da radiação solar direta.

Figura 4.9 - Parte estabilizada do teste 4-17(1)

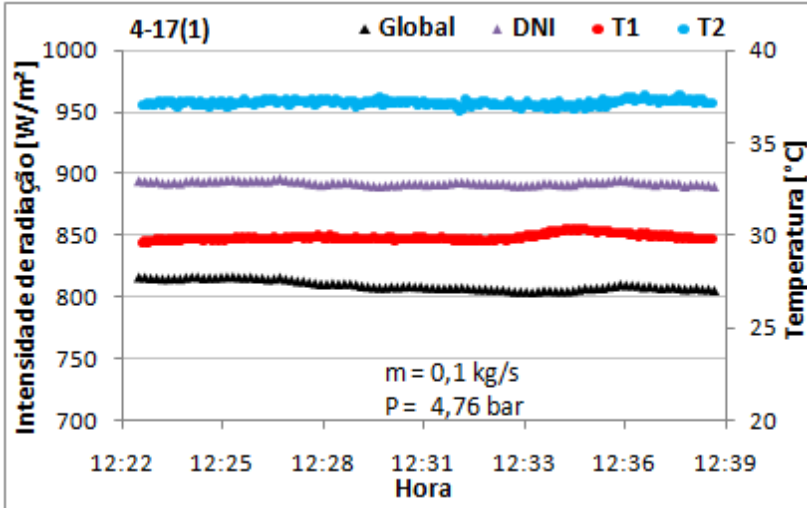


Figura 4.10 - Teste 3-23(1)

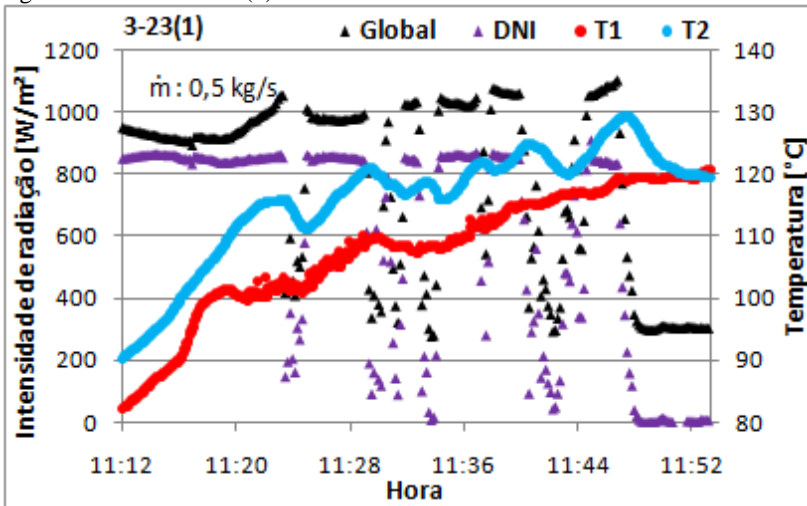


Tabela 4.9 - Resultado dos testes com concentração solar

Teste	θ [°]	Γ (θ)	P [bar]	Vazão [kg/s]	$T_2 - T_1$ [°C]	$T_{abs} - T_{amb}$ [°C]	DNI [W/m ²]	$\eta_{g-\Gamma(\theta)}$
3-22(1)	19,5	0,917	6,18	0,039	23,8	17,5	803,49	0,47
3-23(3)	24,3	0,895	6,04	0,049	10,2	103,6	779,10	0,29
3-27(2)	26,1	0,885	5,98	0,038	21,7	106,4	896,26	0,43
3-27(3)	29,1	0,870	4,61	0,070	14,8	90,6	922,61	0,53
3-27(4)	24,2	0,895	2,93	0,171	5,0	34,8	889,23	0,42
4-1(1)	30,2	0,864	5,67	0,162	5,4	69,2	777,43	0,54
4-1(2)	31,4	0,858	5,51	0,050	9,2	61,4	475,11	0,48
4-6(1)	29,4	0,869	5,45	0,049	11,4	54,1	900,61	0,30
4-14(1)	34,1	0,842	6,21	0,093	8,3	107,6	897,93	0,45
4-15(1)	37,0	0,824	5,29	0,1025	7,1	9,1	922,97	0,42
4-15(2)	35,9	0,831	5,67	0,0519	14,6	13,8	915,30	0,44
4-15(3)	30,4	0,863	5,37	0,1009	7,1	13,3	862,82	0,40
4-16(1)	35,5	0,834	6,71	0,1007	8,3	80,9	851,64	0,52
4-16(2)	36,9	0,825	4,22	0,1004	7,8	12,9	847,67	0,50
4-17(1)	37,6	0,820	4,77	0,0994	7,3	8,8	891,84	0,44
4-17(2)	36,7	0,826	5,38	0,0708	11,2	35,3	861,09	0,50
4-17(3)	31,5	0,857	6,30	0,0715	6,8	54,5	779,20	0,30
4-18(1)	37,6	0,820	5,50	0,0575	12,8	62,1	841,17	0,48

Na Figura 4.11 é possível observar a porção do tubo absorvedor que não é atingida pela radiação concentrada pelos espelhos. Na Tabela 4.10 têm-se os parâmetros representativos para o teste ilustrado pela fotografia apresentada na Figura 4.11. Neste caso, o valor para o coeficiente de perdas de final de linha é de 0,789. Fisicamente este parâmetro significa que apenas 78,9% do tubo recebe a radiação concentrada.

Figura 4.11 - Perdas de final de linha



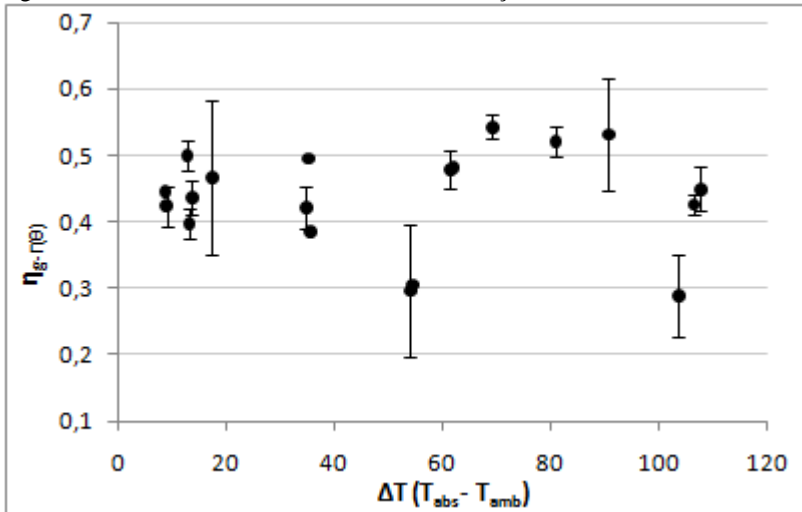
Tabela 4.10 - Parâmetros para o teste ilustrado pela Figura 4.11

Dia	30/04/2013
n	120
Hora	12:11
ϕ	$-27,6^\circ$
δ_s	$14,6^\circ$
θ	$42,1^\circ$
$\Gamma(\theta)$	0,789

Percebe-se que as perdas de final de linha são diferentes nos testes e exercem uma grande influência no desempenho do coletor. Para melhor comparar os resultados obtidos utiliza-se o rendimento global aparente definido na equação (3.25). No gráfico da Figura 4.12 tem-se o rendimento global aparente em função da diferença de temperatura entre tubo absorvedor e o ambiente. Uma grande variação nos valores obtidos é observada no gráfico apesar da grande maioria situar-se entre os valores 0,4 a 0,5.

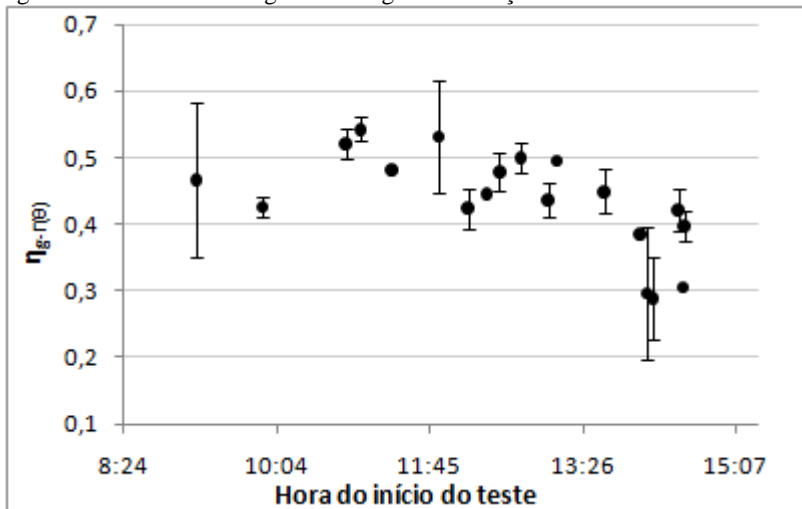
Esta grande variação nos resultados obtidos, mostrados na Figura 4.12 pode ser explicada pela influência de fatores que serão considerados a seguir. Na Figura 4.13 observa-se um gráfico do rendimento global aparente em função do horário de início do teste. A reta no gráfico está inserida apenas para apontar a tendência dos valores observados.

Figura 4.12 - Resultado dos testes com concentração solar



Percebe-se claramente uma redução no rendimento global corrigido nos testes realizados após o meio dia. Este comportamento deve-se a uma torção observada no coletor quando se vira para o oeste, que é onde o sol se encontra após o meio dia.

Figura 4.13 - Rendimento global corrigido em função hora de início do teste



Na fotografia apresentada na Figura 4.14 observa-se a sombra do tubo absorvedor nos espelhos pela manhã. Quando corretamente alinhado com o sol, este sombreamento deve coincidir com o centro dos espelhos parabólicos. As linhas em vermelho desenhadas sobre a figura mostram a posição que a sombra se encontrava no momento da fotografia. Percebe-se que neste caso o sombreamento está corretamente alinhado com o centro dos espelhos. Por outro lado, a

Figura 4.15 mostra o sombreamento em um teste realizado à tarde. No início do coletor, à direita na fotografia, a sombra está corretamente alinhada, pois é onde se situa o tracker. Já no final do coletor, a esquerda na fotografia, percebe-se um desalinhamento. A Figura 4.16 detalha melhor esta região e percebe-se claramente tal efeito.

Este efeito é causado por uma torção no eixo de giro do coletor. A explicação para que ele seja observado apenas no período da tarde é provavelmente porque durante a montagem do coletor o eixo foi pré-tensionado nesta direção. Assim, quando o coletor gira para o leste a torção para o outro lado subtrai ao pré-tensionamento, e quando gira para o oeste se somam.

Figura 4.14 - Sombra do tubo absorvedor pela manhã

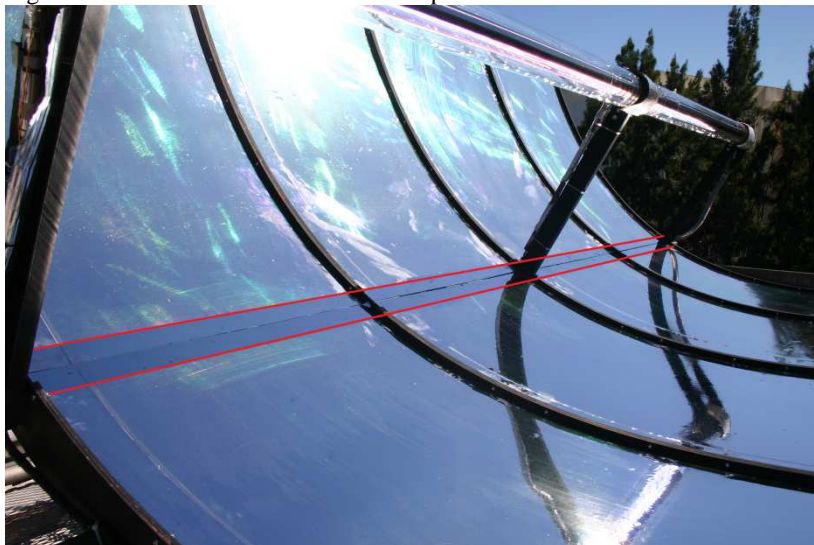


Figura 4.15 - Sombra do tubo absorvedor pela tarde

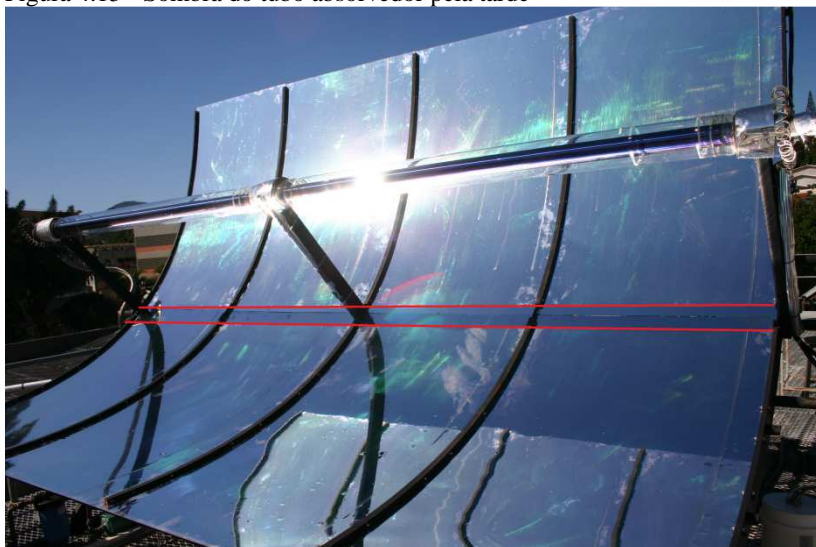


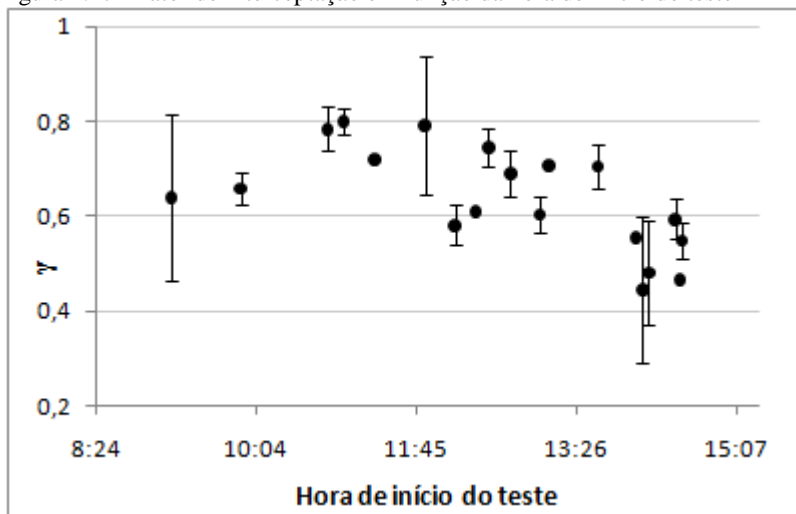
Figura 4.16 - Detalhe da sombra do elemento absorvedor no final do coletor durante a tarde



A influência desta torção do coletor no rendimento do mesmo, se dá pela diminuição do fator de interceptação, γ , que determina a porcentagem da radiação refletida pelos espelhos que é interceptada pelo absorvedor.

O gráfico da Figura 4.17 apresenta o valor obtido do fator de interceptação em função da hora de início do teste. Este fator foi calculado utilizando as equações de (3.27) a (3.30).

Figura 4.17 - Fator de interceptação em função da hora de início do teste



Existe ainda um outro fator que ajuda a diminuir o rendimento no período da tarde. Durante a tarde a velocidade do vento aumenta consideravelmente. O vento incidente no coletor faz o mesmo balançar, fazendo com que o tracker fique continuamente buscando a orientação correta, enviando um sinal para o atuador linear movimentar o coletor, fazendo-o balançar ainda mais. Este fator também influencia de maneira a diminuir o fator de interceptação, mas com certeza de maneira mais sutil do que a torção no eixo do coletor. Ainda, o vento aumenta as perdas térmicas para o meio ambiente. Este aumento é muito pequeno pelo fato do elemento absorvedor ser evacuado, mas é coerente fisicamente.

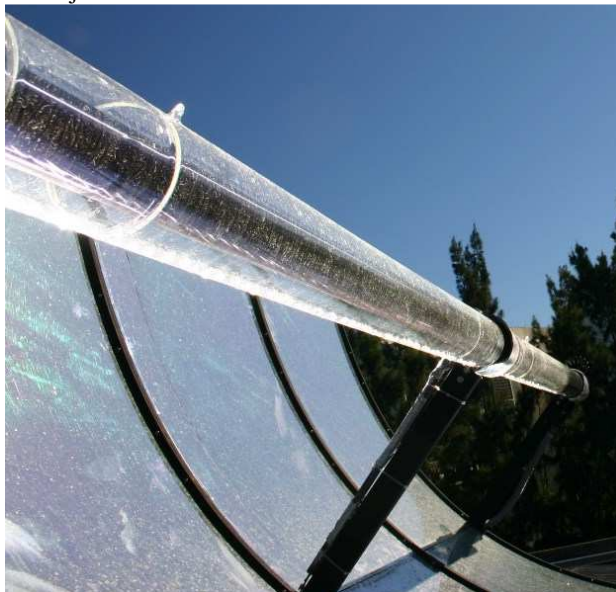
Outro fator responsável pela grande variação dos resultados obtidos para o rendimento global aparente, apresentados na Figura 4.12, é devido às diferentes condições de sujeira causada pela poeira acumulada nos espelhos. Na fotografia da Figura 4.18 os espelhos estavam sem limpeza há dez dias. Observa-se nesta foto um alto grau de sujeira nos espelhos que implicam em uma redução na refletividade dos mesmos. Na Figura 4.19 observa-se a sujeira no tubo de vidro do elemento absorvedor, que neste caso diminui a transmissividade do vidro. A poeira urbana, somada à presença de vegetação nas proximidades do coletor, pássaros e até prédios em construção contribuíram para aumentar o nível da sujeira depositada no coletor.

Ainda, pelo fato de Florianópolis ser uma cidade litorânea e muito úmida, a maresia agrava ainda mais o problema de sujeira nos espelhos.

Figura 4.18 - Sujeira nos espelhos



Figura 4.19 - Sujeira no tubo de vidro do elemento absorvedor



Nos testes realizados, o coletor encontrava-se em diferentes condições de limpeza, mas estavam a pelo menos há quatro dias da última limpeza e não tão sujos quanto os casos ilustrados na Figura 4.18 e na Figura 4.19.

Nas primeiras horas da manhã foi observado o orvalho formado durante a noite, principalmente no tubo de vidro dos elementos absorvedores. Este fato diminui também a transmissividade do tubo de vidro.

Estes fatores causadores da grande variabilidade nos resultados obtidos para o rendimento global do coletor impediram obter uma curva de rendimento da forma da equação (2.16).

5 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

No presente trabalho foi realizado um estudo experimental sobre o desempenho de um coletor solar cilindro parabólico para o aproveitamento da energia solar para fins de conversão em energia elétrica ou simples aproveitamento de calor a médias e altas temperaturas.

Para viabilizar tal estudo foi inteiramente projetada e construída, durante o presente trabalho de mestrado, uma bancada de um sistema concentrador cilindro parabólico, CCP, com quatro metros de comprimento e três metros de largura.

5.1 CONSIDERAÇÕES SOBRE OS RESULTADOS OBTIDOS NOS TESTES EXPERIMENTAIS

No presente trabalho foram realizados testes de perdas térmicas e testes com concentração da radiação solar. Nos testes de perdas térmicas, foi obtido o coeficiente global de perdas de calor médio de $5,68 \text{ W/m}^2\text{K}$, com um mínimo e máximo, nos dezenove testes realizados de $4,49 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $6,93 \text{ W/m}^2\text{K}$, respectivamente, com incertezas experimentais variando entre 14% e 85%. Os testes foram realizados operando com o fluido a temperaturas variando entre 30°C e 150°C . Este valor médio obtido está de acordo com a literatura uma vez que o incremento observado no coeficiente global de perdas térmicas é muito pequeno nesse intervalo de temperaturas.

Os rendimentos, global e óptico, obtidos nos testes com concentração da radiação solar apresentaram uma grande variabilidade. Esta variabilidade foi causada por fatores de erros geométricos no coletor e diferentes graus de sujeira, causada pelo acúmulo de poeira nos espelhos. Conclui-se que o desempenho do sistema é bastante sensível a pequenas variações nas condições de operação. Estes testes foram realizados em diferentes condições de radiação, com a DNI variando entre 475 W/m^2 e 922 W/m^2 . A diferença de temperatura obtida entre a entrada e saída do coletor variou entre 5°C e $23,8^\circ\text{C}$ e a vazão foi variada entre aproximadamente $0,04$ e $0,2 \text{ kg/s}$. Os resultados obtidos para a eficiência global aparente do coletor variaram entre $0,3$ e $0,55$, com alguns testes apresentando incertezas de até 50%, mas na maioria deles ficando em torno de 7%, aproximadamente.

5.2 CONSIDERAÇÕES SOBRE O PROJETO DA BANCADA

A seleção e aquisição dos componentes, muitos dele importados, também foi realizada neste trabalho. Nas seções a seguir são feitos comentários relacionados aos principais componentes, problemas observados e sugestões de melhorias na bancada.

A importação dos elementos absorvedores da empresa chinesa Gaia-Solar sem renome internacional foi a melhor opção encontrada devido às dificuldades impostas pelos tradicionais fabricantes em vender pequenas quantidades para fins de pesquisa acadêmica. Os elementos absorvedores utilizados corresponderam a todas às expectativas. Existe no mercado, inclusive da própria empresa Gaia-Solar, elementos absorvedores com 4m de comprimento e melhores propriedades ópticas. Seria interessante equipar a bancada com estes componentes com melhor desempenho.

O sistema de rastreamento solar também desempenhou muito bem sua função e de maneira confiável. O tipo de sensor utilizado é uma tecnologia simples e se adequa muito bem aos coletores de pequeno e médio porte.

A película espelhada utilizada como refletores parabólicos não apresentou o rendimento nem a durabilidade esperados. A superfície espelhada apresentou um elevado desgaste que, sem dúvida, comprometeu bastante a refletividade da mesma. A substituição desta película por outra, de fabricantes renomados como a 3M ou Reflectech é altamente recomendável. Outro problema observado nos espelhos foi o alto grau de sujeira que é acumulado sobre eles. Um método de limpeza, eficaz e não agressivo aos espelhos, deve ser desenvolvido e utilizado na bancada de teste.

Seria ainda de vital importância a verificação periódica das propriedades ópticas de refletividade, transmissividade e absortividade dos elementos da bancada. Para isto um alto investimento financeiro em equipamentos seria necessário, mas traria um grande diferencial nos resultados obtidos, diminuindo as incertezas e aumentando sua confiabilidade.

A realização de testes utilizando óleo como fluido de trabalho possibilitaria trabalhar até 400°C que é a temperatura limite de operação dos elementos absorvedores utilizados. Na bancada, a pressão é limitada em 10bar pelos elementos absorvedores. Esta condição permite trabalhar, utilizando água, a uma temperatura próxima de 180°C que é a temperatura de saturação da água a esta pressão. O uso de óleo permite

trabalhar a temperaturas mais elevadas já que este possui uma reduzida pressão de vapor e não muda de fase nas condições de operação.

Os coletores CCP com comprimentos relativamente pequenos, como é o caso do utilizado neste trabalho, possuem uma elevada perda de final de linha. Seria interessante desenvolver um mecanismo de movimentação dos elementos absorvedores no sentido axial para minimizar ou até mesmo eliminar este tipo de perda. Outra solução para este problema, seria a instalação de um sistema de rastreamento em dois eixos, fazendo além do movimento de giro já realizado, rotacionar todo coletor, variando o ângulo de azimute ou a inclinação. Entretanto pelas características construtivas da bancada e de sua localização a opção de movimentar os elementos absorvedores é mais viável. Esta medida possibilitaria a realização de testes consistentes no período do inverno, onde se tem a maior quantidade de dias ensolarados em Florianópolis, eliminando o fator de perdas de final de linha que atinge um valor de 0,75 no solstício de inverno.

A instalação de termopares na parede externa do tubo absorvedor metálico, mas dentro da região evacuada é altamente recomendável. Isto requereria uma intervenção no tubo de vidro ou nas juntas de expansão, o que poderia danificar os elementos absorvedores. Uma possibilidade é entrar em contato com os fabricantes e encomendar elementos absorvedores com a instrumentação instalada. Esta instrumentação permitiria analisar de forma contundente os parâmetros de transferência de calor no escoamento do fluido.

Um sistema mais preciso de controle de temperatura na entrada do coletor é necessário para manter os testes mais estáveis. Com esta medida também ficaria mais fácil a análise da dinâmica transiente do sistema, uma vez que uma condição fixa é mantida na entrada.

Para testes futuros recomenda-se, além de testes com óleo como fluido de trabalho, testes com água sob mudança de fase. Algumas modificações seriam necessárias na bancada, entre elas a instalação de um sistema adequado de controle de pressão e válvulas de alívio para segurança durante a operação. Para os testes com escoamento bifásico, operando com a tecnologia DSG (Direct Steam Generation) será necessário instalar um separador de vapor, na saída do elemento absorvedor.

REFERÊNCIAS

- ALMANZA, R., JIMÉNEZ, G., LENTZ, A., VALDÉZs, A., & SORIA, A. **DSG Under Two-Phase and Stratified Flow in a Steel Receiver of a Parabolic Trough Collector**. *Journal of Solar Energy Engineering*, 124(2), 2002.
- ANSI/ISA. **Flow Equations for Sizing Control Valves**. Research Triangle Park, NC: Instrumentation, Systems, and Automation Society. S75.01. 1985.
- BARLEY, D., VIDU, R., & STROEVE, P. **Innovation in concentrated solar power**. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 95(10). 2011.
- BENZ, N., ECK, M., KUCKELKOM, T., UHLIG, R., **Development of receivers for the DSG process**. SOLARPACES, A2-S6, 2006.
- BLANCO-MURIEL, M., PADILLA, A. D. C., MORATALLA, T., & COIRA, L. M. **Computing the solar vector**. *Solar Energy*, 70(5). 2001.
- CABRERA, F. J., FERNÁNDEZ-GRACÍA, A., SILVA, R. M. P., & PÉRAZ-GARCÍA, M. **Use of parabolic trough solar collectors for solar refrigeration and air-conditioning applications**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20. 2013.
- COLLADO, F. J., & GUALLAR, J. **A review of optimized design layouts for solar power tower plants with campo code**. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 20. 2013.
- CORDEIRO, P. **START Mission to Brazil**. International Energy Agency, SOLARPACES. 1997.
- DIGRAZIA, M., & JORGENSEN, G. **Reflechtech mirror film: Design flexibility and durability in reflecting solar application**. SOLAR Conference Proceedings. 2010.
- DUDLEY, V., KOLB, G., SLOAN, M., & KEARNEY, D. **Test results: SEGS LS-2 Solar Collector**. Report Sand94-1884 DOE. 1994.
- DUDLEY, V. E.; EVANS, L. R.; MATTHEWS, C. W. **Test results: Industrial Solar Technology Parabolic Trough Solar Collector**.

Albuquerque, New Mexico: Sandia National Laboratories, 1995. Relatório SAND94-1117.

DUFFIE, J., A. & BECKMAN, W., A. **Solar engineering of thermal processes**. John Wiley & Sons, INC. 3^a ed. 2006.

ECK, M., ZARZA, E., EICKHOFF, M., RHEINLANDER, J., & VALENZUELA, L. **Applied research concerning the direct steam generation in parabolic troughs**. Solar Energy, 74. 2003

ECK, M., & ZARZA, E. **Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs**. Solar Energy, 80. 2006.

ECK, M., & HENNECKE, K. **Heat transfer fluids for future parabolic trough solar thermal power plants**. ISES Solar World Congress. 2007.

FELDHOFF, J. F., SCHMITZ, K., ECK, M., SCHNATBAUM-LAUMANN, L., LAING, D., ORTIZ-VIVES, F., & SCHULTE-FISCHEDICK, J. **Comparative system analysis of direct steam generation and synthetic oil parabolic trough power plants with integrated thermal storage**. Solar Energy, 86(1). 2012.

FERNÁNDEZ-GARCÍA, A., ZARZA, E., VALENZUELA, L., & PÉREZ, M. **Parabolic-trough solar collectors and their applications**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 14(7). 2010.

FLABEG GmbH. **Solar mirrors for CSP and CPV**. Product data sheet. (www.flabeg.com – acessado em março de 2013).

HOLMAN, J.P. **Experimental methods for engineers**, Mcgrall-Hill 5th Ed., Singapore. 1989.

IEA (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY). **Tracking clean energy progress 2013**. Paris, 2013.

KENNEDY, C E. **Review of Mid- to High- Temperature Solar Selective Absorber Material**. NREL Report TP-520-31267. 2002.

KENNEDY, C. E., & TERWILLIGER, K. **Optical Durability of Candidate Solar Reflectors**. Journal of Solar Energy Engineering, 127(2). 2005.

MILLS, D. **Advances in solar thermal electricity technology**. Solar Energy, 7. 2004.

MILLS, D. & MORRISON, G. L. **Advanced Fresnel Reflector Powerplants - Performance and Generating Costs**. Solar '97 - Australian and New Zealand Solar Energy Society Paper 84. 1997.

MORIN, G., DERSCH, J., PLATZER, W., ECK, M., & HÄBERLE, A. **Comparison of Linear Fresnel and Parabolic Trough Collector power plants**. Solar Energy, 86(1). 2012.

MÜLLER-STEINHAGEN, H., **Break throughs and challenges in solar thermal power plant technology**. 4th European thermal science conference. 2004.

PAVLOVIC, T. M., RADONJIC, I. S., MILOSAVLJEVIC, D. D., & PANTIC, L. S. **A review of concentrating solar power plants in the world and their potential use in Serbia**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 16(6). 2012.

PILKINGTON SOLAR INTERNATIONAL GmbH. **Survey of thermal storage for parabolic trough power plant**. NREL Report SR-550-27925. 2000.

PITA, M. J. M. **Análisis y propuestas de sistemas solares de alta exergía que emplean agua como fluido calorífero**. Universidad Politécnica de Madri, Tesis Doctoral. 2008.

PRICE, H, FORRISTAL, R., WENDELIN, T., LEWANDOWSKI, A., & MOSS, T. **Field Survey of Parabolic Trough Receiver Thermal Performance**. International Solar Conference Proceedings. 2006.

PRICE, H., LÜPFERT, E., KEARNEY, D., ZARZA, E., COHEN, G., GEE, R., & MAHONEY, R. **Advances in Parabolic Trough Solar Power Technology**. Journal of Solar Energy Engineering, 124(2). 2002.

RABL, A. **Active Solar Collectors and Their Application**. Oxford University Press, 1ed. 1985.

ROLDÁN, M. I., VALENZUELA, L., & ZARZA, E. **Thermal analysis of solar receiver pipes with superheated steam**. Applied Energy, 103. 2013.

SCHOTT SOLAR, **Schott PTR[®]70 receiver technical specifications**, www.schott.com/csp, acessado em maio de 2013.

SIEMENS. **Solar Receiver UVAC 2010**. Product technical specifications. www.siemens.com, acessado em abril de 2013.

ZARZA, E. (2003). **Generación directa de vapor con colectores cilindro parabólicos - Proyecto Direct Solar Steam**. Universidad de Sevilla, Tesis Doctoral. 2003.

ZARZA, E., ROJAS, M. E., GONZÁLEZ, L., CABALLERO, J. M., & RUEDA, F. **INDITEP: The first pre-commercial DSG solar power plant**. Solar Energy, 80(10). 2006.

ZARZA, E, VALENZUELA, L., LEÓN, J., HENNECKE, K., ECK, M., WEYERS, H.-D., & EICKHOFF, M. **Direct steam generation in parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project**. Energy 29. 2004.