

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

YVES-GARNARD IRILAN

**ANÁLISE DO COEFICIENTE GLOBAL DE PERDAS DE
CALOR DE UM ABSORVEDOR COM CAVIDADE
TRAPEZOIDAL DE SISTEMA DE CONCENTRADOR SOLAR
LINEAR FRESNEL**

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
2017**

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

IRILAN, Yves-Garnard
ANÁLISE DO COEFICIENTE GLOBAL DE PERDAS DE CALOR
DE UM ABSORVEDOR COM CAVIDADE TRAPEZOIDAL DE
SISTEMA DE CONCENTRADOR SOLAR LINEAR FRESNEL / Yves
Garnard IRILAN ; orientador, Júlio César Passos,
2017.
133 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de
Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós
Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2017.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Energia solar. 3.
transferência de calor. 4. Cavidade trapezoidal .
5. concentrador Fresnel. I. Passos, Júlio César .
II. Universidade Federal de Santa Catarina.
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III.
Título.

**ANÁLISE DO COEFICIENTE GLOBAL DE PERDAS DE
CALOR DE UM ABSORVEDOR COM CAVIDADE
TRAPEZOIDAL DE SISTEMA DE CONCENTRADOR SOLAR
LINEAR FRESNEL.**

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, 9 março de 2017

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr.Eng
Coordenador do Programa

Banca Examinadora

Prof. Júlio César Passos
Orientador/Presidente
UFSC

Prof. Saulo Gutts, Dr. UFSC

Prof. Samuel Luna De Abreu, Dr. IFSC

Prof. Amir Antonio Martins Oliveira Jr., Ph.D. UFSC

Este trabalho é dedicado ao meu filho,
Rafael Zambrano Irilan, minha inspiração e minha motivação.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente ao Senhor, por todas as coisas boas que me aconteceram, cada uma delas, ao seu modo, me fizeram chegar onde eu cheguei, e me fizeram ser quem eu sou. Foi a minha jornada de tropeços, vitórias e derrotas, que me fizeram enxergar o verdadeiro significado e beleza da vida, obrigado por me guiar no caminho da minha vida e mi dar força para alcançar meus objetivos.

Agradeço ao Brasil, a Universidade Federal de Santa Catarina e ao POSMEC pela oportunidade e pela infraestrutura, seu corpo docente, direção e administração.

Um agradecimento especial ao programa CNPQ pelo apoio financeiro

Quero dirigir meus agradecimentos ao meu orientador Professor Júlio César Passos, não apenas por todo o apoio dado durante o mestrado, mas por ter me recebido no LEPTEN/BOILING já durante a graduação, na Iniciação Científica, pela sua disponibilidade e por prestar toda a orientação, esclarecimentos necessários para o desenvolvimento do trabalho e pela oportunidade oferecida de trabalhar com energias renováveis.

Aos professores da banca examinadora, pela avaliação e sugestões apresentadas para melhorar o trabalho.

Agradeço a minha esposa Deborah Zambrano, mi chilena, minha companheira de todas as horas, obrigado pelo carinho, pela paciência e apoio em todos os momentos. Você me completa

Agradeço a minha família, meus irmãos em especial minha mãe Alexis Filozia apesar de estarem longe nunca deixaram de me apoiar quero agradecer por tudo, vocês são especiais para mim.

Agradeço aos meus amigos, especialmente do laboratório Boiling e do grupo de pesquisa do concentrador solar Fresnel, Victor Cesar Pigozzo, Alexandre Bittencourt de Sá, Selen Sousa, Lauro Augusto Oliveira e a Reinaldo Rodrigues de Souza pela ajuda.

“Não precisamos apagar a luz dos outros para que a nossa brilhe”
(Gandhi)

RESUMO

O presente trabalho analisa a transferência de calor de um absorvedor linear Fresnel de um concentrador heliotérmico que deverá operar com geração direta de vapor. O estudo consiste na determinação experimental e teórica, a partir de correlações empíricas, do coeficiente global de perda de calor de um protótipo do absorvedor. O absorvedor é uma cavidade trapezoidal com seis tubos paralelos. Os tubos são de aço AISI 304 de 0,0254m (1 pol) de diâmetro interno e 1m de comprimento cujas superfícies externas são pintadas com tinta de emissividade 0,9. Foram testadas duas configurações, uma em que a abertura da cavidade, na região inferior, é protegida por uma placa de vidro plana e outra em que não há proteção de vidro. O coeficiente global de transferência de calor (U_g) foi determinado em regime estacionário para seis valores diferentes de potência, entre 172 W e 512 W, dissipada por cada resistência elétrica, no interior de cada um dos tubos. Os valores de U_g aumentam com a temperatura dos tubos. Para a configuração sem tampa de vidro, U_g varia entre 7,25 – 9,07 W/m²K e para a configuração com tampa de vidro varia entre 5,2 – 6,3 W/m²K. Os resultados experimentais e analíticos são comparados e são compatíveis aos resultados encontrados na literatura.

Palavras chave: Absorvedor Linear Fresnel, Cavidade trapezoidal, Coeficiente global de perda de calor, Concentrador heliotérmico.

ABSTRACT

In this study heat transfer of a linear Fresnel absorber of a heliothermic concentrator that should operate with direct steam generation was analyzed. The study consists of the experimental and theoretical determination, from empirical correlations, of the overall heat loss coefficient of a prototype of the absorber. The absorber is a trapezoidal cavity with six parallel tubes. The tubes are AISI 304 0.0254m (1 in) in inner diameter and 1m in length, the outer surfaces of which are painted with emissivity ink 0, 9. Two configurations have been tested, one in which the cavity opening in the region lower, is protected by a flat glass plate and one in which there is no glass protection. The global heat transfer coefficient (U_g) was determined in steady state for six different values of power, between 172 W and 512 W, dissipated by each electric resistance, inside each of the tubes. U_g values increase with tube temperature. For the configuration without glass cover, U_g ranges from 7.25 -9.07 W / m²K and for the configuration with glass lid ranges from 5.2 - 6.3 W / m²K. The experimental and analytical results are compared and are compatible with the results found in the literature.

Keywords: Linear Fresnel absorber, Trapezoidal cavity, Global coefficient of heat loss, Heliothermic concentrator.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1: Primeira planta fotovoltaica no Peru	34
Figura 2.2: Planta solar térmica	34
Figura 2.3: Concentrador solar	36
Figura 2.4: Concentrador parabólico com motor Stirling	37
Figura 2.5: Esquema de funcionamento da Torre Solar na central Gemasolar em Espanha (Almería).....	38
Figura 2.6: Planta com tecnologia de Fresnel	39
Figura 2.7: Concentrador Linear Parabólico	40
Figura 2.8: Esquemas de processos DSG.....	43
Figura 2.9: Esquema de um concentrador linear Fresnel	44
Figura 2.10: Conceito de Lente de Fresnel	45
Figura 2.11: Esquerda: Desenho de patente de um concentrador linear Fresnel. Direita: Fotografia do primeiro concentrador linear Fresnel projetado por Francia.....	46
Figura 2.12: Espelhos instalados em São Carlos na Argentina	47
Figura 2.13: Motor de passo conectado a uma fileira de espelho.....	48
Figura 2.14: Estrutura de suporte de um CFL laboratório LEPTEN/BOILING estrutura modelado no Solid Works	49
Figura 2.15: Ângulos transversais e longitudinais de um coletor Fresnel	51
Figura 2.16: Geração de vapor para calor de processos	53
Figura 2.17: Geração de eletricidade com concentrador linear Fresnel	54
Figura 3.1: Configurações de absorvedores Fresnel.....	57
Figura 3.2: Tipos de absorvedores principais em concentrador Fresnel	58
Figura 3.3: Refletor secundário de um absorvedor de tubo evacuado	58
Figura 3.4: a) Desenho do absorvedor de chapa de alumínio de 3mm utilizado por Altamirano b) Absorvedor de chapa de 2mm preenchida com lã de rocha utilizado por Pigozzo	60
Figura 3.5: Tubos de aço.....	61
Figura 3.6: Absorvedor de geometria trapezoidal	63
Figura 3.7: Montagem experimental para o estudo do desempenho térmico do tubo de absorção	66
Figura 3.8: Esboço esquemático do absorvedor ensaiado por Sahoo.....	66
Figura 3.9: Temperatura nos contornos de uma cavidade trapezoidal ...	68
Figura 3.10: a) fluxos térmicos envolvidos no absorvedor Fresnel Heimasth 2013 b) Fluxos de calor térmicos envolvidos no absorvedor Abbas 2012	69
Figura 4.1: Esquema do aparato experimental.....	72
Figura 4.2: Seção transversal do absorvedor	73

Figura 4.3: Resistência tipo cartucho.....	74
Figura 4.4: a)Fonte de potência b) transdutor de potencia.....	75
Figura 4.5: Sistema de aquisição de sinais Agilent 34972A	75
Figura 4.6: Instrumentação do absorvedor	76
Figura 4.7: Sistema em regime estacionário	78
Figura 4.8: Variação da temperatura para 300 scan.....	78
Figura 5.1: Temperatura nos tubos com a tampa de vidro	86
Figura 5.2: Temperatura nos tubos sem a tampa de vidro.....	87
Figura 5.3: Possíveis layouts do escoamento no absorvedor	87
Figura 5.4: Possível layout do escoamento	88
Figura 5.5: Distribuição da temperatura nos elementos internos do absorvedor	89
Figura 5.6: Distribuição da temperatura nos elementos externos do absorvedor	90
Figura 5.7: Perda de calor por radiação, convecção e total em função da temperatura dos tubos	92
Figura 5.8: Coeficiente de perda térmica calculados a partir da equação 5.10 em função da diferença entre a temperatura média dos tubos e a temperatura ambiente. Caso sem a tampa de vidro	93
Figura 5.9: Coeficiente de perda térmica calculados a partir da equação 5.10 em função da diferença entre a temperatura média dos tubos e a temperatura ambiente. Caso com a tampa de vidro	93
Figura 5.10: Coeficiente global de perda de calor das duas configurações no mesmo gráfico versus diferença entre a temperatura média dos tubos e a temperatura ambiente. Caso com a tampa de vidro	95
Figura 5.11: Variação do coeficiente global de perdas térmicos em função da diferença de temperatura dos tubos e o ambiente	98
Figura 5.12: Comparação dos resultados para o coeficiente de perda de calor para diferentes temperaturas dos tubos. Caso com a tampa de vidro	100
Figura 5.13: Comparação dos resultados para o coeficiente de perda de calor para diferentes temperaturas dos tubos. Caso com a tampa de vidro	100
Figura 5.14: Variação do coeficiente global de perda de calor com a temperatura dos tubos (caso sem considerar a cobertura de vidro)	101
Figura 5.15: Variação do coeficiente global de perda de calor com a temperatura dos tubos (caso considerar a cobertura de vidro)	102
Figura 5.16: Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção	103
Figura 5.17: Comparação dos resultados com os da literatura	104
Figura A.1: Espectro solar.....	117

Figura A.2: Ângulo de inclinação solar	118
Figura A.3: Variação do valor da equação do tempo ao longo do ano	120
Figura B.1: Variáveis geométricas em concentrador Fresnel Linear ...	122
Figura B.2: Estrutura do concentrador	123
Figura B.3: Protótipos dos espelhos para o concentrador instalado	124
Figura B.4: Sistema de rastreamento	125
Figura B.5: Desenho do absorvedor feito no Solid Works	126
Figura B.6: Configuração do absorvedor	127
Figura a1: Erro máximo Td-R dos termopares utilizados na bancada .	130

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Comparação entre os dois processos	42
Tabela 2.2: Resumo das principais vantagens e desvantagens entre as duas tecnologias	52
Tabela 2.3: Principais projetos comerciais que utilizam a tecnologia CFL até janeiro de 2016 (ENREL, 2016)	55
Tabela 3.1: Resumo comparativo entre os dois tipos de absorvedores ..	59
Tabela 3.2: Resumo equações utilizadas em análise numérica CFD	67
Tabela 4.1: Coeficientes de calibração de termopares	77
Tabela 4.2: Configurações testadas	79
Tabela 5.1: Parâmetros de testes configuração 1	82
Tabela 5.2: Parâmetros de testes configuração 2	83
Tabela 5.3: Resultados dos testes configuração 1	84
Tabela 5.4: Resultados de teste sem a tampa de vidro	85
Tabela 5.5: Teste cinco	91
Tabela 5.6: Comparação dos valores	94
Tabela 5.7: Valores dos coeficientes “a” e “b” obtidos	96
Tabela A1: Características do sol adaptado	116
Tabela a1: Incertezas experimentais para o caso com vidro	131
Tabela a2: Incertezas experimentais para o caso com vidro	132

Alfabeto Latino:

Símbolo	Definição	Unidade
Letras maiúsculas		
A_c	Área do coletor	[m ²]
A_m	Área dos espelhos	[m ²]
A_{tubos}	Área dos tubos	[m ²]
D_e	Diâmetro dos tubos	[m]
A_{vidro}	Área do vidro	[m ²]
C_p	Calor específico a pressão constante	[J/kg.K]
Gr	Número de Grashof	[-]
L_t	Comprimento dos tubos	[m]
L_v	Comprimento do vidro	[m]
Nu	Número de Nusselt	[-]
P	Potência dissipada pela placa de aquecimento	[W]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Q_{em}	Energia absorvida pelo absorvedor	[W/m]
Ra	Número de Rayleigh	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]
T_{amb}	Temperatura do ambiente	[K]
T_{tubosN}	Temperatura dos tubos $N = \{1,2,...6\}$	[K]
T_{vidro}	Temperatura do vidro	[K]
U_g	Coefficiente global de perda de calor experimental	[W/m ² K]
U_L	Coefficiente global de perda de calor calculado	[W/m ² K]
V	Velocidade do vento	[m/s]

Letras minúsculas

a	Constante de ajuste de curva	[-]
b	Constante de ajuste curva	[-]
ff	Fator de preenchimento	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	[Wm ² .K]

h_1	Coefficiente de transferência de calor por convecção da parede externas dos tubos	[W/m ² .K]
h_2	Coefficiente de transferência de calor por radiação da parede externas dos tubos	[W/m ² .K]
h_3	Coefficiente de transferência de calor por convecção da superfície externa do vidro para o ambiente	[W/m ² .K]
h_4	Coefficiente de transferência de calor por radiação da superfície externa do vidro para o ambiente	[W/m ² .K]
h_5	Coefficiente de transferência de calor por convecção das paredes externas dos tubos para o ambiente	[W/m ² K]
h_6	Coefficiente de transferência de calor por radiação da parede externas dos tubos para o ambiente	[W/m ² K]
k	Condutividade termica	[W/m.K]

Letras gregas

Símbolo	Definição	Unidade
α	Absorvidade	[-]
γ	Fator de intercepção líquido	[-]
δ_s	Ângulo de declinação solar	[°]
ε	Emissividade	[-]
μ	Viscosidade do fluido	[kg/ms]
α	Difusividade térmica	[m ² /s]
ΔT	Diferença de temperatura	[°C]
Φ	Latitude	[°]
θ	Ângulo de incidência de radiação	[°]
θ_{ac}	Ângulo de aceitação	[°]
θ_z	Ângulo zênite	[°]
η_{opt}	Eficiência óptica	[-]
η_{th}	Eficiência térmica	[°C]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
τ	Transmissividade do vidro	[-]

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AISI-American Iron and Steel Institute (Instituto Americano de ferro e Aço)
CCP-Concentrador Cilíndrico Parabólico
CFD-Computacional Fluid Dynamics (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
CFL-Concentrador Fresnel Linear (Concentrador Linear Fresnel)
CLFR-Compact Linear Fresnel Reflector (Refletor Compacto Linear Fresnel)
CSP-Concentrating Solar Power (Energia Solar Concentrada)
DNI-Direct Normal Irradiation (Irradiação Direita Normal)
DSG-Direct Steam Generation (geração direta de Vapor)
EES- Engineering Equation Solver (Solucionador de Equações de Engenharia)
HCE-Heat Collector Element (Elemento coletor de Calor)
HTF-Heat Transfert Fluid (Fluido de Transferência de Calor)
IAM-Indice Angle Modifier (Modificador de Ângulo de Incidência)
IEA-International Energy Agency (Agência Internacional de Energia)
ISCCS-Integrated Solar Combined Cycle System (Sistema Solar Integrados com Ciclo Combinado)
LEPTEN/BOILING-Laboratórios de Engenharia de Processos de Conversão de Energia
LFR-Linear Fresnel Reflector (Refletor Solar Linear Fresnel)
SEGS-Solar Energy Generating Systems (Sistema de Geração de Energia Solar)
SPG-Solar Power Group (Grupo de Energia Solar)
TRM-Thermal Resistance Model (Modelo de Resistência Térmica)
UFSC- Universidade Federal de Santa Catarina

Sumário

1. INTRODUÇÃO	29
1.1 Motivação.....	29
1.2 Objetivo Geral	32
1.3 Objetivos Específicos.....	32
1.4 Estrutura da Dissertação.....	32
2. TECNOLOGIA DE CONVERSÃO DE ENERGIA SOLAR	33
2.1 Energia Solar	33
2.2 Energia solar fotovoltaica.....	33
2.3 Energia solar térmica.....	34
2.4 Energia Solar Concentrada	35
2.5 Tipos de Concentradores Solares.....	35
2.5.1 Discos parabólicos	36
2.5.2 Torre Solar.....	37
2.5.3 Concentrador de Fresnel.....	38
2.5.4 Concentrador Parabólico Linear	39
2.6 Geração de Vapor Direita.....	40
2.7 Concentrador Fresnel	44
2.7.1 O Conceito de Concentrador Linear Fresnel. CLF)	44
2.7.2 Um pouco de história	44
2.8 Componentes Principais de um Concentrador Linear Fresnel....	46
2.8.1 Os espelhos	46
2.8.2 O sistema de rastreamento.....	47
2.8.3 A Estrutura de suporte.....	48
2.8.4 O Absorvedor.....	49
2.9 Características Ópticas.....	49
2.10 Vantagens e Desvantagens	51
2.11 Principais Aplicações.....	52
2.12 Plantas com Sistema Fresnel	54

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICAS E ESTADO DA ARTE DO ABSORVEDOR FRESNEL	57
3.1 Tipos de absorvedor	57
3.2 Principais componentes de absorvedor trapezoidal	60
3.3 Coeficiente global de perdas de calor	62
3.4 Estudos do coeficiente global de perdas térmicas em absorvedor Fresnel.....	65
3.4.1 Testes experimentais	65
3.4.2 Dinâmica dos fluidos computacional (CFD)	67
3.4.3 Balanço de energia (TRM, Thermal Resistance Model)	68
3.5 Síntese de estudos prévios sobre análise térmica de absorvedor.....	69
4. MATERIAIS E MÉTODOS	72
4.1 Descrição da Bancada Experimental.....	72
4.2 Procedimento Experimental	77
4.3 Configurações Testadas.....	79
4.4 Análise das Incertezas Experimentais	80
5 RESULTADOS	82
5.1 Resultados das Temperaturas nos Testes Realizados.....	83
5.2 Estimativa das perdas de calor no absorvedor	90
5.3 Determinação Experimental do Coeficiente Global de Perdas Térmicas.....	92
5.4 Comparação do Coeficiente Global de Perda de Calor para as duas Configurações.....	94
5.5 Ajuste de Curva dos Valores Experimentais do Coeficiente Global de Perdas de	95
5.6 Determinação Analítica do Coeficiente Global de Perdas Térmicas através de Correlações	96
5.7 Comparação dos Resultados Experimentais e os Previstos por Correlações.....	99
5.8 Influência dos Parâmetros	101
5.8.1 Influência do Revestimento da Superfície dos Tubos e da Cobertura de Vidros.....	101
5.8.2 Influência do Vento.....	103

5.9 Comparação dos Resultados Obtidos com os Resultados Encontrados na Literatura	104
6. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES.....	106
6.1 Da Tecnologia Fresnel	106
6.2 Dos Resultados	106
6.3 Sugestões.....	107
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	110
Apêndice A.....	116
Apêndice B.....	122
B.1 Configuração Mecânica do Concentrador	122
B.1.1 Estrutura.....	123
B.1.2 Espelhos.....	124
B.1.3 O sistema de rastreamento	125
B.2 Configuração do Absorvedor	126

1. INTRODUÇÃO

Esta dissertação de mestrado apresenta um estudo sobre um absorvedor trapezoidal Linear Fresnel. É determinado o coeficiente global de perdas de calor de uma cavidade trapezoidal de um protótipo. Duas configurações distintas foram utilizadas, uma com cavidade fechada com a tampa de vidro e a outra sem a tampa de vidro. Foi possível comparar resultados experimentais com os resultados previstos por correlações.

1.1 Motivação

A política energética é importante, porque a energia é um parâmetro essencial das atividades econômicas e da vida social de qualquer país. A energia é utilizada todos os dias para satisfazer nossas necessidades como transporte, comunicação, uso doméstico entre outros. De acordo com o banco Mundial mais de 1,3 bilhão de pessoas estão em situação de pobreza energética no mundo, a grande maioria no sul da Ásia e na África. Por outro lado, em países desenvolvidos a disponibilidade de produção e o custo afeta não somente as grandes indústrias consumidoras de energia, mas também o custo de vida de cada cidadão.

Quando se trata de consumo e produção de energia enfrentamos grandes desafios que são explicados a seguir. O primeiro consiste no aumento da população que gera um maior consumo de energia. A demanda global por energia tem aumentado por causa de melhor qualidade de vida, modernização, urbanização entre outros. Dados da Agência Internacional de Energia (IEA) mostram que a demanda de energia aumentará 36% entre 2008 e 2035, ou seja, de 1,2% ao ano, essa demanda passará de 12.300 milhões toneladas equivalentes de petróleo (Mtep) para mais de 16.700 Mtep (IEA, 2014). A sede energética da humanidade está em constante crescimento. O segundo se refere no uso e abuso nas fontes não renováveis poluentes. O desenvolvimento econômico moderno, como se conhece hoje, vem do processo de industrialização dos últimos dois séculos baseado principalmente de recursos minerais não renováveis extraídos da crosta terrestre. Fomos beneficiados com uma energia relativamente abundante e barata de combustíveis fósseis, petróleo, gás natural e carvão enquanto as outras fontes de energia, as chamadas tradicionais, como a biomassa, eólica e hídrica, têm sido marginalizadas ao longo do tempo (Chevalier, 2004). Se pode acrescentar o pico do petróleo e suas consequências como o aumento nos preços e a carências das fontes não renováveis. Finalmente existe o

impacto da degradação ambiental com as perturbações no sistema climático. (Carbonnier, 2011).

Diante da atual crise energética e ambiental uma das respostas que contribui para uma solução é a investigação e desenvolvimento de tecnologias explorando os recursos de energias renováveis e limpas. O uso de formas mais sustentáveis de energia é feita ainda de maneira tímida, como exemplo, pode-se citar Québec, onde 96% da eletricidade são produzidas a partir de fontes renováveis, principalmente de origem hidráulica e a Dinamarca onde 20% da eletricidade provêm de turbinas eólicas (Pronovost, 2010). Entre os recursos de energias renováveis, a energia solar é uma das principais fontes que podem ser exploradas em várias regiões do planeta. Tal é o caso do Brasil que é um dos poucos países no mundo que recebe uma insolação (número de horas de brilho do Sol) superior a 3.000 horas por ano e que na região Nordeste conta com uma incidência média diária variando entre 4,5 a 6 kWh/m². Por si só estes números colocam o país em destaque no que se refere ao potencial solar (Scalambrini, 2015).

A radiação solar pode ser aproveitada por várias tecnologias de conversão e para diferentes usos. Atualmente são destacadas duas tecnologias predominantes para conversão da energia solar em energia elétrica: a fotovoltaica e a solar térmica (CSP). A primeira é capaz de produzir eletricidade diretamente a partir da energia solar transformando os fótons da radiação em energia elétrica por meio de painéis fotovoltaicos. A segunda é o foco desse trabalho, a radiação solar pode ser convertida em energia térmica por meio de concentradores solares para que na sequência seja convertida em energia elétrica através de sistemas térmicos convencionais com turbinas e geradores. O conceito que está por trás desta produção de energia é o Sistema Termoelétrico de Concentração Solar, habitualmente referido como CSP e a sua utilização é adequada em áreas de elevada radiação solar, como o Brasil, onde também existem vários terrenos disponíveis para instalação de uma central geradora de energia solar concentrada. Muitos processos industriais necessitam de vapor saturado a temperatura maior que 150 °C, então se pode usar os concentradores solar para produzir calor de processo além de produzir eletricidade.

As primeiras centrais CSP que geraram eletricidade foram construídas na Califórnia, EUA e funcionaram por mais de 20 anos (Duffie, J. e Beckman, W, 2006). Recentemente foram criadas iniciativas políticas para a implementação de centrais CSP em outros países. Na Espanha, várias centrais comerciais foram construídas. Esses dois países dominam essa tecnologia com cerca de 14 GW instalados cada um, este

cenário está mudando outros países como Austrália e Alemanha instalaram grande centrais geradoras de eletricidade.

Atualmente, a maioria das usinas de energia solar em construção é baseada em coletores parabólicos. A tecnologia de calha parabólica é o mais empregado com cerca de 90% da capacidade instalada. Ela foi desenvolvida especialmente da experiência obtida com as plantas da Califórnia SEGS, mas os altos custos de instalação dificultam a competitividade com outras tecnologias. Alternativamente os concentradores Fresnel são os concorrentes inovadores e com alto potencial, são mais simples e mais robustos que os concentradores cilindro parabólicos e permitem custos reduzidos, apesar da sua menor eficiência devido às perdas ópticas. Essa tecnologia tem um desenvolvimento rápido e está sendo estudada por pesquisadores do mundo inteiro. O estado da arte dessa tecnologia mostra que há diversos aspectos a serem estudados, tais como o dimensionamento em grande escala e a potência média gerada. O domínio e o entendimento de fenômenos transiente é um ponto crucial para evitar sobreaquecimento local, o que pode degradar o fluido de trabalho ou outros elementos do absorvedor. Também é preciso maximizar a energia captada através de procedimentos de execução mais eficientes, respeitando as instruções de funcionamento tal como temperatura de saída do fluido (Abbas, 2012).

Um dos componentes mais importantes de um concentrador linear Fresnel é o elemento absorvedor, que é o foco do trabalho. Um bom projeto do absorvedor garante um melhor funcionamento do concentrador, por exemplo, as perdas de calor no absorvedor devem ser mínimas para atingir uma maior eficiência do concentrador. A concepção de um absorvedor Fresnel requer conhecimentos adequados dos processos de transferência de calor (condução, convecção e radiação) que ocorrem dentro e fora da cavidade. A modelagem térmica do absorvedor é de grande importância, pois em função da melhor compreensão de como o calor é transferido na cavidade pode resultar em maior precisão e otimização do projeto do absorvedor. O absorvedor, por ser um elemento importante do concentrador Fresnel, já foi estudado por vários autores (Negi *et al*, Reynolds *et al*, Muñoz *et al*.) é o principal objeto de estudo do presente trabalho.

1.2 Objetivo Geral

O principal objetivo deste trabalho é determinar o coeficiente global de transferência de calor de um protótipo de um absorvedor trapezoidal usando duas configurações diferentes, uma com a cavidade fechada com uma tampa de vidro e a outra sem o uso da tampa de vidro.

1.3 Objetivos Específicos

- i) Estudar a tecnologia dos concentradores tipo Fresnel, seus componentes;
- ii) Construir o protótipo de um absorvedor Fresnel;
- iii) Obter o coeficiente global de calor experimentalmente;
- iv) Obter o coeficiente global de calor por correlações,
- v) Comparar os resultados experimentais com os resultados obtidos por correlações;
- vi) Comparar os resultados obtidos com os resultados encontrados na literatura.

1.4 Estrutura da Dissertação

Este trabalho está apresentado na ordem mostrada a seguir. No segundo capítulo é revisado o conceito de concentradores solares com maior ênfase ao concentrador linear Fresnel, seus componentes e suas características. No terceiro capítulo é apresentado uma revisão bibliográfica do absorvedor trapezoidal Fresnel. No quarto capítulo é apresentado os materiais e métodos utilizados no presente trabalho. No quinto capítulo apresentamos e discutimos os resultados obtidos no trabalho. Finalmente o sexto capítulo apresenta as conclusões deste trabalho.

2. TECNOLOGIA DE CONVERSÃO DE ENERGIA SOLAR

2.1 Energia Solar

Entende-se por energia solar um tipo de energia proveniente de uma fonte natural considerada renovável que se obtém diretamente do sol na forma de radiação. O uso da energia solar não é algo novo, há séculos já era utilizada para várias funções, mas com a chegada da Revolução industrial perdeu importância diante do uso crescente do petróleo e do carvão. Atualmente, devido às questões de impacto ambiental voltou-se a dar atenção para o aproveitamento da energia solar (Duffie e Beckman, 2006).

Existem muitos tipos de aproveitamento da energia solar. O objetivo é usar esta energia para diferentes aplicações como:

- 1) Água quente para uso doméstico;
- 2) Aquecimento doméstico;
- 3) Aquecimento de piscinas;
- 4) Operação de motores e bombas
- 5) Dessalinização de água;
- 6) Geração de eletricidade para uso doméstico e industrial;
- 7) Refrigeradores de absorção (Kalogirou, 2014).

2.2 Energia solar fotovoltaica

Provavelmente a aplicação mais conhecida de energia solar é a energia fotovoltaica que é uma forma de obtenção de energia elétrica através de painéis fotovoltaicos. De acordo com Kalogirou, 2014 é a energia solar que mediante o uso de dispositivos de estado sólido, chamados de painéis fotovoltaicos, converte a luz solar em energia elétrica diretamente sem a intervenção de trocadores de calor e sistemas mecânicos. É sem dúvida, a forma mais simples de conversão de energia em eletricidade

Figura 2.1: Primeira planta fotovoltaica no Peru



Fonte: Ferraz, 2012

2.3 Energia solar térmica

Existem outras maneiras de se obter calor e eletricidade a partir da luz solar. A energia solar térmica consiste em aproveitar a radiação proveniente do sol para gerar calor e transferir o calor para um fluido, geralmente água, ar ou óleo. A energia solar térmica ou solar termodinâmica pode ser utilizada em centrais de energia solar concentrada (CSP Inglês: concentração de energia solar) para produzir calor de alta temperatura, que é convertida em energia elétrica através de uma turbina. (Kalogirou, 2009).

Figura 2.2: Planta solar térmica



Fonte: www.renovablesolar.com, (acessado em Julho 2014)

Como o foco desse trabalho é a energia térmica, as quatro tecnologias que dominam o mercado serão apresentadas na sequência.

2.4 Energia Solar Concentrada

Concentração solar significa manipular eficazmente os fótons extraídos desde uma grande abertura em direção a um receptor de área pequena (Kalogirou, 2009). Os sistemas de energia solar térmica concentrada (CSP) produzem energia elétrica convertendo a energia solar em calor à alta temperatura usando várias configurações de superfícies espelhadas. Estes sistemas focam a radiação solar direta através de dispositivos ópticos para a área onde o receptor está localizado, transformando a radiação em calor a alta temperatura, susceptível de produzir vapor.

A concentração solar torna-se um parâmetro incontornável, quando se pretende atingir temperaturas elevadas (acima de 200°C) que são obtidas por captura direta da radiação incidente. Embora possa ser dividida em vários componentes, quando se refere ao termo concentração geralmente está se referindo a concentração geométrica definida como a razão entre a área de captura (refletora) projetada na direção da luz incidente e área do receptor (Duffie e Beckman, 2006).

$$C = \frac{A_a}{A_r} \quad (2.1)$$

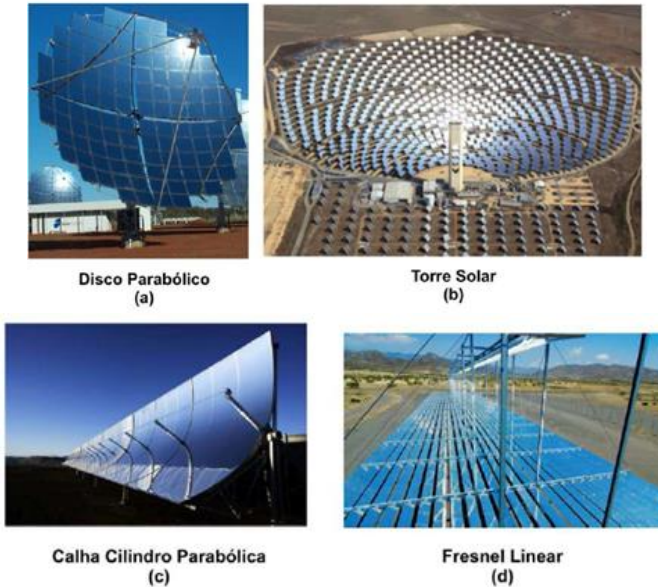
Onde C é a concentração geométrica, A_a área de abertura, A_r área do receptor.

2.5 Tipos de Concentradores Solares

Existem quatro tecnologias principais de concentração solar que podem ser divididas em duas categorias como mostrado na figura 2.3 (Kalogirou, 2009).

- Concentração pontual
- Concentração linear

Figura 2.3: Concentrador solar



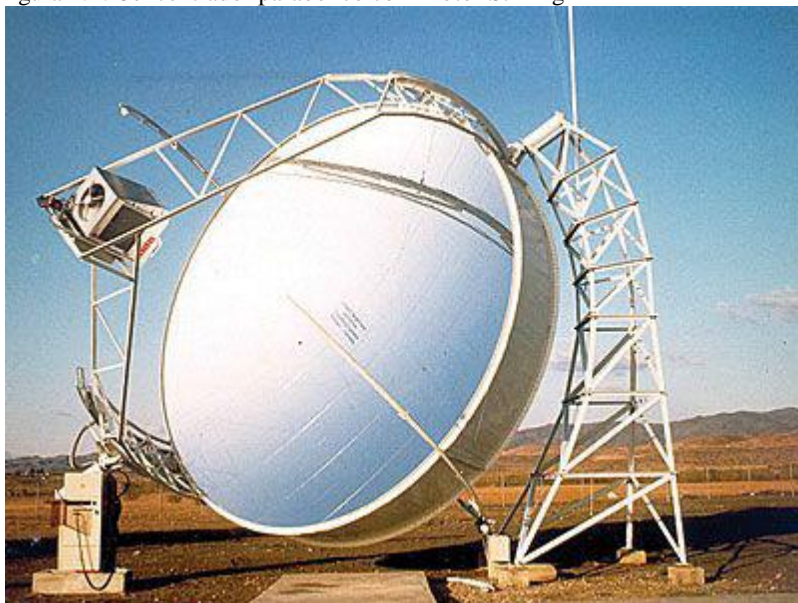
Fonte: Pigozzo, 2013

2.5.1 Discos parabólicos

No sistema de disco parabólico, existe um prato com superfície espelhada que reflete e concentra a radiação no receptor de forma a atingir as temperaturas requeridas para converter eficazmente o calor em trabalho. O receptor pode ser um motor *Stirling* ou um depósito localizado no ponto de foco da parábola, como mostra a imagem na figura 2.4.

Os espelhos de vidro refletem cerca de 90% da radiação incidente. São relativamente baratos, podem ser limpos e têm uma vida útil elevada em ambiente externo. A radiação solar concentrada é absorvida pelo receptor e transferida para um motor térmico. Os pratos seguem o sol segundo dois eixos, azimute e altura, sendo assim um sistema coletor muito eficiente, pois estão sempre orientados na direção do sol. O prato parabólico tem a mais elevada eficiência de conversão solar-elétrico de todos os sistemas CSP, atingindo 30% (Duffie e Beckman 2006).

Figura 2.4: Concentrador parabólico com motor Stirling



Fonte: Da Silva, 2013

Os discos parabólicos solares têm aplicação em países desenvolvidos, e são projetados para ser utilizados em áreas remotas, longe das linhas de transmissão de energia elétrica. Também tem o seu campo de aplicação acoplado a bombas de água ou sistemas de arrefecimento. No entanto, este sistema já demonstrou com sucesso que pode produzir eletricidade durante longos períodos de tempo. A barreira inicial mais importante é o custo, que poderá ser reduzido ao longo do tempo com o aumento da capacidade de produção e procura pelo mercado. (Da Silva, 2013)

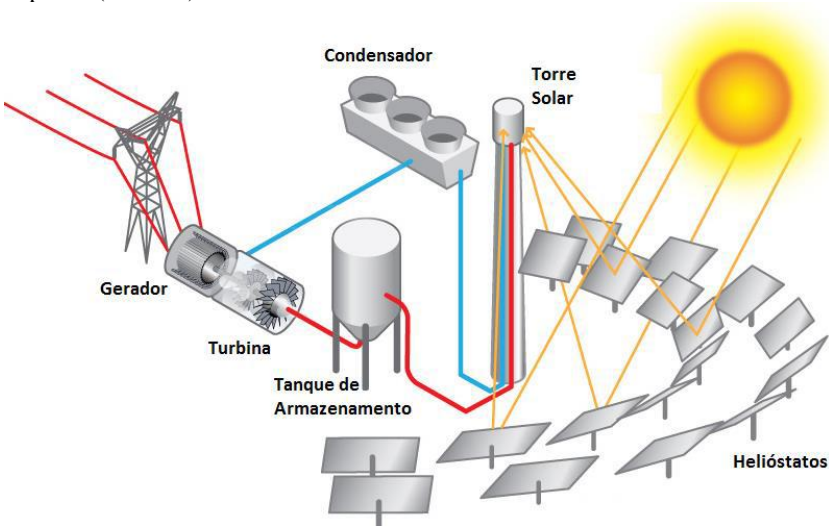
2.5.2 Torre Solar

Esta tecnologia de conversão é o expoente máximo da Energia Solar Concentrada, atingindo potências de 10 a 50 MW. Também é usualmente chamada torre de concentração. Emprega o uso de espelhos planos de grandes dimensões com cerca de 100m² denominados heliostatos que são orientados segundo dois eixos como pode ser visto na figura 2.5.

Estes heliostatos refletem a luz solar e a concentram em um ponto localizado no topo de uma torre. Devido à irradiação ali concentrada é

aquecido um fluido à temperatura de 500 a 600 °C, que sob a forma de vapor super crítico é conduzido para uma turbina acoplado a um gerador elétrico ou em alternativamente o fluido aquecido pode transferir calor a depósitos de sais fundidos ou de cimento.

Figura 2.5: Esquema de funcionamento da Torre Solar na central Gemasolar em Espanha (Almería)



Fonte: Da Silva, 2013

2.5.3 Concentrador de Fresnel

Uma das novas formas de utilização de energia térmica solar por concentração que se destaca pela simplicidade de sua construção e menor custo quando comparado aos dois tipos anteriores e ao parabólico, que será visto na próxima seção. Neste sistema, o fator de concentração é menor do que no parabólico. Esta tecnologia utiliza espelhos quase planos, simulando um espelho curvo com variação do ângulo ajustável de cada linha individual de espelhos, em relação ao absorvedor.

Os refletores são construídos com espelhos normais de vidro, portanto, sua matéria-prima é muito barata. A forma curva do cilindro parabólico torna 15% mais eficiente do que os espelhos de Fresnel, no entanto, o custo mais barato dos espelhos com pequena curvatura acaba compensando a sua utilização. Na figura 2.6 tem-se um concentrador linear Fresnel.

Figura 2.6: Planta com tecnologia de Fresnel



Fonte: AREVA solar

2.5.4 Concentrador Parabólico Linear

O mercado mundial é dominado por centrais do tipo cilindro parabólico, que representam entre a 88 a 90% de toda a capacidade instalada. Contribuindo para que esta seja a tecnologia de concentração solar mais difundida (IEA 2014).

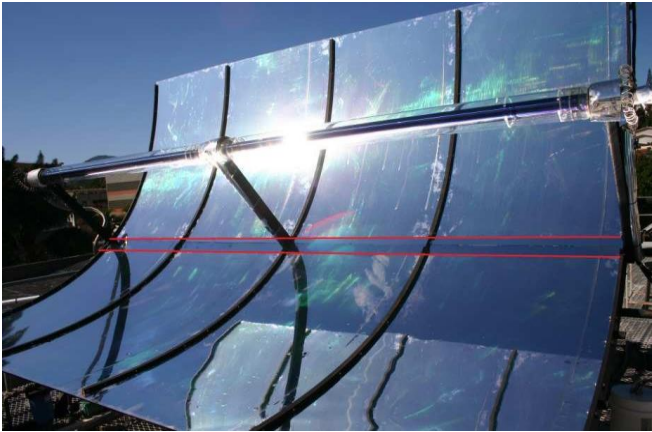
Os sistemas de canal cilindro/parabólico utilizam espelhos refletores com forma cilíndrico-parabólica para concentrar a radiação solar, num tubo receptor, onde a energia é transferida para um líquido de transferência de calor (*Heat Transfer Fluid*, HTF) podendo ser um óleo sintético. O fluido de transferência de calor transporta esta energia térmica pelo elemento coletor de calor ou tubo absorvedor (*Heat Collector Element*, HCE) até o permutador onde trocará essa energia com a água de alimentação proveniente do ciclo central (Almeida, 2013).

Habitualmente este tipo de concentrador solar encontra-se integrado a uma central a gás de Ciclo Combinado. Os sistemas solares integrados com ciclo combinado (*Integrated Solar Combined Cycle Systems*, ISCCS) utilizam o calor gerado pelos coletores solares como

suplemento ao calor rejeitada na turbina a gás, aumentando a capacidade de produção de vapor no ciclo de Rankine.

Estes sistemas são normalmente projetados para serem instalados com o seu eixo segundo uma orientação Norte-Sul e efetuam o seguimento do Sol num só eixo, segundo a direção Leste-Oeste. A figura 2.7 mostra um concentrador linear parabólico construído no LEPTEN-UFSC durante o mestrado de Pigozzo (2013).

Figura 2.7: Concentrador Linear Parabólico



Fonte: Pigozzo, 2013

2.6 Geração de Vapor Direita

A geração de vapor direta, no âmbito da indústria de energia solar térmica, conhecida pela sigla DSG em inglês (Direct Steam Generation), tem sido bastante estudada nos últimos anos, (Eck *et al.*, 2003). Trata-se de geração de grandes quantidades de vapor produzido com energia solar a temperaturas medias e altas acima 200 °C até 500°C. Ela é oposta à tecnologia SGI que usa um trocador de calor, o que permite eliminar o trocador de calor intermediário.

Tem crescido o uso de sistemas com DSG no mercado mundial, mas há vantagens e desvantagens. As principais desvantagens são a existência de um escoamento bifásico, nos coletores das seções de evaporação, o que exige maior complexidade no seu controle. As altas pressões envolvidas no processo, que podem atingir até 100bar, acarretam custos adicionais com componentes mais robustos. As principais vantagens da geração direta de vapor em CFL são: uma maior temperatura de vapor superaquecido, a eliminação do óleo

sintético utilizado, redução do tamanho do campo solar, simplificação na configuração da usina e redução de custos. (Pigozzo, 2013)

Acredita-se que o desenvolvimento de coletores lineares do tipo Fresnel serão uma transição para a geração de vapor direta. (Zarza *et al*, 2001). Trabalhando com o processo DSG a maior parte do campo de coletores solar serve para o processo de vaporização da água.

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

Existem, entretanto, desvantagens em se utilizar o processo DSG quando comparado com o HTF. Pode-se citar a necessidade de componentes e tubos mais robustos para resistir às altas pressões, 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 nos tubos absorvedores são devidas ao fato de que o vapor é gerado e superaquecido diretamente nestes tubos. Enquanto, 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 mais espessa para os tubos absorvedores, assim como para toda a tubulação auxiliar. Nos tubos absorvedores, especificamente, este incremento na espessura da 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 (Pigozzo, 2013).

Como a água líquida e vapor possuem propriedades termodinâmicas diferentes, e considerando que 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 eliminar gradientes térmicos elevados nos tubos absorvedores. 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.

Tabela 2.1: Comparação entre os dois processos

	HTF (Heat Transfer Fluid)	DSG (Direct Steam Generation)		
Fluidos de Trabalho	Óleo sintético Sais fundidos	Água		
Gerador de Vapor	Trocador de calor	Tubos absorvedores		
	Vantagens	Desvantagens	Vantagens	Desvantagens
	- Maior Controlabilidade	- Mais componentes - Limite de Temperatura Óleo: (400°C) - Limite inferior de temperatura	- Maior Temperatura - Maior eficiência - Menor custo	- Dificuldade de controle - Disponibilidade de componentes.

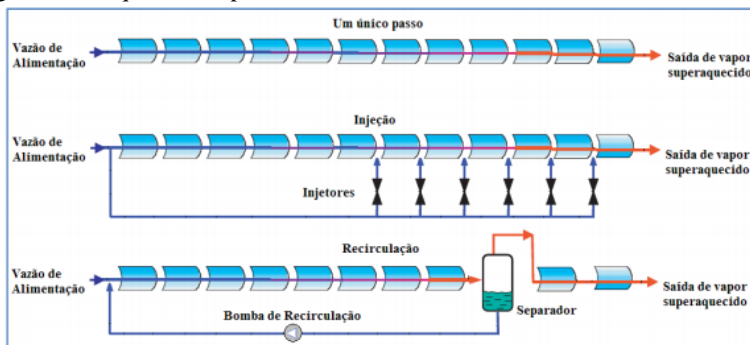
Apesar de a tecnologia DSG se apresentar mais eficiente, não existe ainda um método comprovadamente eficaz para o armazenamento térmico desta tecnologia. Por esse motivo, as plantas que operam com óleo ainda são economicamente mais viáveis do que as de geração direta de vapor, (Eck & Zarza, 2006). Mesmo 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, (Eck & Hennecke, 2007).

Além da utilização de coletores CFL para a geração de eletricidade através de ciclos termodinâmicos, existem outras aplicações em que os CFL têm sido utilizados com sucesso. Entre elas, pode-se destacar a utilização em processos de dessalinização da 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). A Figura 2.8 mostra três configurações para controlar o campo solar operando com geração direta de vapor. Que são passagem única, injeção, e recirculação.

Figura 2.8: Esquemas de processos DSG



Fonte: Zarza *et al.*, 2002

Passagem única: É o modo de operação de menor custo, ela consiste em introduzir toda a vazão de alimentação no início do concentrador. Água líquida entra no concentrador e os processos de preaquecimento, evaporação, superaquecimento, ocorrem sem interrupção em uma única passagem. A desvantagem neste modo é o controle do vapor no interior dos tubos.

Injeção: Esse modo tem investimento e custo mais caro, ela consiste em introduzir uma parte da água de alimentação no início da fila do concentrador, e o restante é injetado em pequenas proporções e em vários pontos ao longo do concentrador, com isso há um melhor controle do processo do vapor gerado.

Recirculação: Neste modo são utilizados separador líquido-vapor no final da seção de evaporação. Utilizam-se seções separadas do campo solar, uma para o preaquecimento e evaporação e a outra para o superaquecimento. Após a primeira seção a mistura líquido-vapor segue para o separador de vapor. O líquido é recirculado pela primeira seção e o vapor segue para a próxima seção de evaporação. Este modo se mostrou bastante controlável, mas apresenta maiores perdas parasitas devido ao sistema de recirculação (Valenzuela *et al.*, 2006).

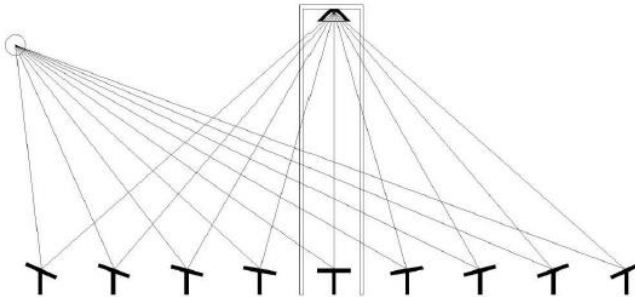
2.7 Concentrador Fresnel

2.7.1 O Conceito de Concentrador Linear Fresnel. (CLF)

O sistema de funcionamento dessa tecnologia é muito semelhante ao da calha parabólica. Ao invés de possuir apenas um espelho parabólico, esta parábola é discretizada em diversos espelhos planos levemente curvados posicionados lado a lado de modo a refletir os raios solar para um tubo absorvedor, através da qual circula água quente à alta temperatura, é uma maneira mais barata e fácil de concentrar a radiação solar (Duffie e Beckman, 2006).

O sistema consiste de um arranjo linear de espelhos situados em paralelo. Estes espelhos giram em torno de seu eixo maior refletindo a radiação direta sobre um absorvedor que fica a poucos metros acima destes. Como mostrado na figura 2.9 este absorvedor pode conter um ou mais tubos onde circula um fluido que é aquecido ao receber a radiação. (Eck e Steinmann, 2001)

Figura 2.9: Esquema de um concentrador linear Fresnel

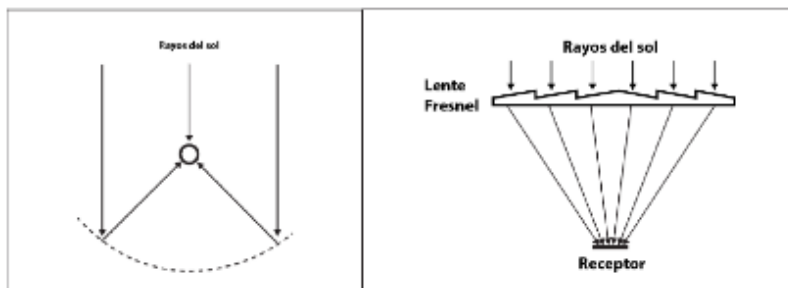


Fonte: Altamirano, 2014

2.7.2 Um pouco de história

Augustin Jean Fresnel (1788-1827) foi o inventor de uma tecnologia que foi inicialmente utilizado em óptica. Mais precisamente, foi utilizado na construção de lentes para luzes de navegação costeiras, devido à impossibilidade de construir lentes de vidro muito grande. A lente Fresnel divide a lente em muitas lentes pequenas (anéis) que apontam todos para o mesmo foco linear, simulando a curva e o ângulo de uma lente grande. Essa ideia de Fresnel possibilitou a criação de diversas aplicações tecnológicas que se conhecem atualmente. (Kalogirou, 2009)

Figura 2.10: Conceito de Lente de Fresnel



Fonte: Muñoz, 2012

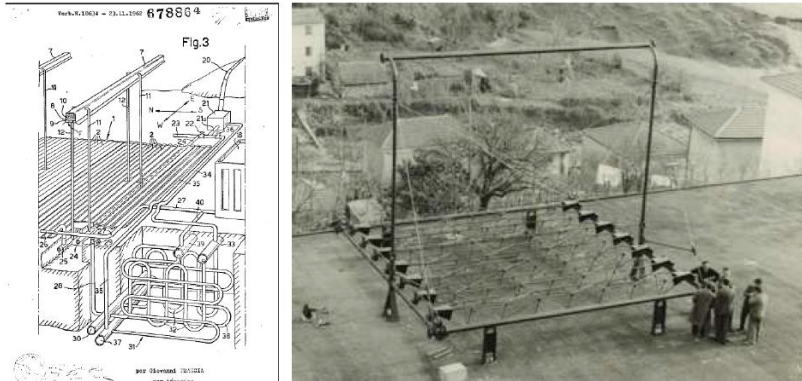
No século XIX, o italiano Alessandro Battaglia realiza um trabalho pioneiro sobre os concentradores solares. Apesar de suas descobertas e patentes as invenções de Battaglia não possuíam nenhuma aplicação prática. No entanto, os trabalhos de Battaglia podem ser considerados a origem da técnica de concentração linear Fresnel. O trabalho mais significativo foi feito por Giovanni Francia (1911-1980), também Italiano. Entre vários trabalhos científicos e técnicos, ele se interessou pela energia solar e no início dos anos 1960 ele desenvolveu um sistema de concentrador linear Fresnel. Ele projetou e construiu o primeiro protótipo em Gênova no ano de 1963. No ano seguinte, ele construiu e testou um protótipo em Marselha. Francia estava convencido de que a energia solar poderia crescer apenas se houvesse rentabilidade econômica e técnica simples, assim os espelhos planos foram um ponto decisivo para o avanço da energia solar em grande escala. (François, 2012). A figura 3.3 mostra a patente e o primeiro concentrador projetado por Francia.

Desde os anos 1990, David Mills, Austrália, desenvolvia coletor linear Fresnel, ele introduziu o conceito Fresnel linear compacto (CLFR). Este trabalho foi apoiado pelo governo australiano. Na Europa, a empresa belga SolarMundo possuiu uma usina de energia solar de Concentrador linear Fresnel LFR e um protótipo foi montado em Liège em 2001 (2400m² de espelhos) mas a aplicação em larga escala não atingiu os resultados esperados.

Hoje, seu desenvolvimento é bastante avançado, várias empresas oferecem o sistema Linear Fresnel. Os quatro mais avançados são: Novatec Solar (anteriormente Novatec Biosol), Energia Solar Group (SPG), Areva Solar (anteriormente Ausra) e Solar Industrial (anteriormente PSE e Mirroxx). Há novas empresas emergentes, particularmente na França: SUN-CNIM adotou um protótipo em 2010,

Solar Euromed está desenvolvendo também o seu protótipo de concentrador linear Fresnel (François, 2012)

Figura 2.11: Esquerda: Desenho de patente de um concentrador linear Fresnel. Direita: Fotografia do primeiro concentrador linear Fresnel projetado por Francia



Fonte: Altamirano, 2014

2.8 Componentes Principais de um Concentrador Linear Fresnel

Um concentrador Linear de Fresnel é formado pelos seguintes componentes:

- Espelhos;
- Sistema de Rastreamento Solar;
- Estrutura de suporte;
- Absorvedor;

2.8.1 Os espelhos

Os espelhos são um dos componentes mais importantes na concepção de um Concentrador Linear Fresnel, estes devem ser concebidos de acordo com a temperatura de trabalho e a quantidade de vapor a ser alcançado. A grande vantagem do Concentrador Linear Fresnel é a sua simplicidade para construir os refletores, porque se utilizam espelhos quase planos. Eles têm como função refletir e concentrar a luz solar sobre o absorvedor

Os espelhos utilizados atualmente para o Concentrador Linear Fresnel são baratos e sustentáveis. São espelhos de vidro recozido com tratamento de superfície para obter as propriedades reflexivas. Os espelhos solares devem ser de qualidade superior. Suas propriedades ópticas e sua resistência ao tempo tem um papel importante na

rentabilidade do sistema. Devem ser protegidos contra vento e granizo. Uma vantagem dos Concentradores Linear Fresnel é que os espelhos são colocados perto do solo diminuindo o efeito do vento. (François, 2011)

Deve-se colocar cada linha de espelhos abaixo do absorvedor separados de tal maneira que cada uma das linhas de espelhos não faça sombra a outra, a figura 2.12 mostra espelhos utilizados em um concentrador Fresnel. Essa distância pode ser calculada levando em consideração a largura e a posição do amanhecer e do pôr do sol, considerando a área em que será instalado o concentrador.

Figura 2.12: Espelhos instalados em São Carlos na Argentina



Fonte: Altamirano, 2014

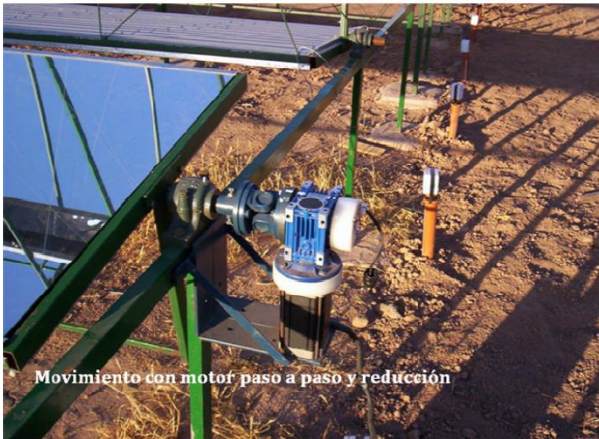
2.8.2 O sistema de rastreamento

Este sistema faz a movimentação de rotação dos espelhos a fim de acompanhar a variação da incidência dos raios solares ao longo do dia e focalizá-lo no absorvedor. Permite regular os espelhos do concentrador para seguir o movimento do sol. No coletor Linear Fresnel o seguimento solar acontece por meio de um eixo com movimento leste/oeste (Kalogirou, 2009). Geralmente se opta por um motor de passo acoplado a cada linha de espelhos como mostra a figura 2.13, onde cada conjunto de espelhos tem sua própria inclinação para acompanhar o sol durante o dia todo e executar o mesmo movimento relativo. Assim, eles podem girar várias linhas com um único motor, o que também é operado com ventos fortes (espelho Horizontal), granizo (vertical) ou de limpeza (também vertical para passar entre linhas). Os rolamentos são feitos assimetricamente de modo que o centro de gravidade do espelho coincida

com o eixo, e, em geral, todas as engrenagens são testadas para resistirem a ambientes com poeira e areia.

Pode ser utilizado sistema de rastreamento individual para cada linha de espelho ou um sistema integrado para movimentar todos os espelhos do concentrador juntos. O acionamento pode ser também elétrico, existem alguns concentradores Fresnel com acionamento hidráulico

Figura 2.13: Motor de passo conectado a uma fileira de espelho.



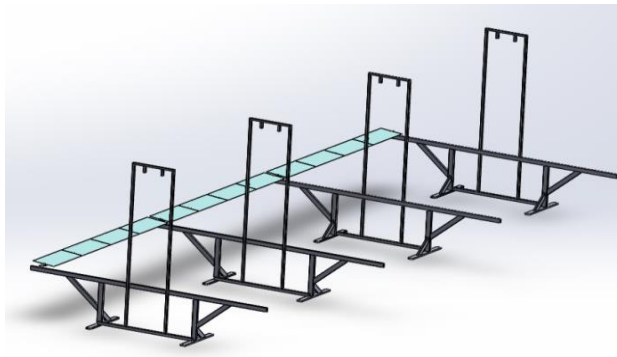
Fonte: Altamirano, 2014

2.8.3 A Estrutura de suporte

A estrutura de suporte é responsável para sustentar todos os componentes do absorvedor, ela deve ser simples, leve, rígida e confiável construída com perfis de aço galvanizado padrão. O projeto da estrutura de suporte leva em conta o peso total do concentrador, a carga de vento e o tipo de terreno de instalação. A figura 2.14 mostra a estrutura de suporte de um concentrador Fresnel modelado no Solid Works

Nos sistemas de Fresnel, esta estrutura reduz custos, trabalhos de limpeza e o risco de falha em condições meteorológicas adversas, como o vento, por exemplo. Para eliminar o efeito da corrosão e da atmosfera a estrutura deve ser pintada com tintas especiais.

Figura 2.14: Estrutura de suporte de um CFL do laboratório LEPTEN estrutura modelada no Solid Works



2.8.4 O Absorvedor

O absorvedor é um dos elementos principais do concentrador Fresnel e cumpre uma das funções mais importantes do CFL, é o principal elemento de estudo desse trabalho. O capítulo 3 é dedicado exclusivamente para este elemento.

2.9 Características Ópticas

Existem duas características ópticas principais para definir um CFL a primeira é o fator de preenchimento e a segunda a eficiência ótica. (De Sá, 2015)

O fator de preenchimento, do inglês *filling factor*, é definido pela Equação 2.1. Este fator representa a parcela de área preenchida por espelhos, A_m em relação à área total do concentrador, A_c .

$$ff = \frac{A_m}{A_c} \quad (2.1)$$

O calor que entra Q_{en} , é calculado pelo produto da radiação direta, pela área total de espelhos e a eficiência ótica, a eficiência ótica pode ser calculada a partir da Equação 2.2:

$$\eta_{opt} = \frac{Q_{en}}{DNI \cdot A_m} \quad (2.2)$$

Onde DNI é a radiação direta normal, e η_{opt} é a eficiência ótica.

A eficiência óptica pode ser calculada pelo produto da eficiência com incidência normal e o modificador do ângulo de incidência, do inglês *Incidence Angle Modifier* (IAM), conforme a Equação 2.3

$$\eta_{opt} = \eta_0(\theta = 0).IAM \quad (2.3)$$

O IAM inclui a redução da área de abertura efetiva e as mudanças da interação dos raios solares em função dos ângulos transversal e longitudinal (Nixon, 2011). O IAM é definido pela razão da energia absorvida num dado ângulo de incidência $\eta(\theta)$ e a energia absorvida num ângulo de incidência normal $\eta_0(\theta = 0)$.

$$IAM(\theta) = \frac{\eta(\theta)}{\eta_0(\theta = 0)} \quad (2.4)$$

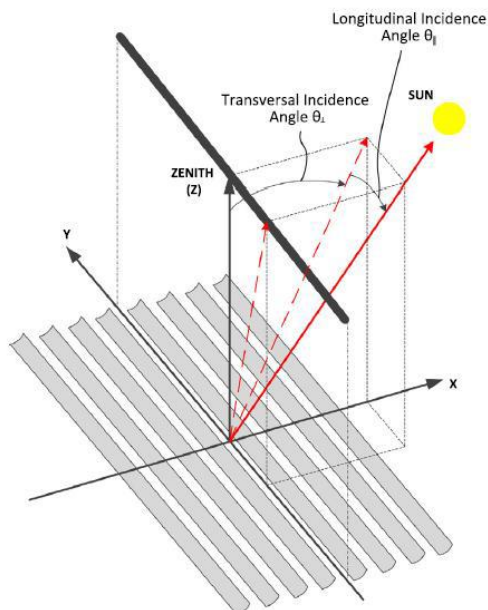
O modificador do ângulo de incidência em coletores Fresnel Linear é separado em dois fatores: modificador transversal (*IAM_t*) e longitudinal (*IAM_l*). Por fim, o IAM é calculado pela multiplicação dos modificadores transversal e longitudinal.

Os ângulos transversal e longitudinal podem ser calculados através da Equação 3.7 (Duffie e Beckman, 2006)

$$\tan \theta_{t,l} = \frac{\tan \alpha_s}{\cos(\gamma_s - \gamma_{t,l})} \quad (2.5)$$

Onde θ_t é o ângulo transversal, θ_l é o ângulo longitudinal, α_s é o ângulo de altitude solar, γ_s é o ângulo de azimute solar, γ_t é o ângulo de azimute de superfície transversal e γ_l é o ângulo de azimute de superfície longitudinal.

Figura 2.15: Ângulos transversais e longitudinais de um coletor Fresnel



Fonte: Zhu *et al.*, 2013

2.10 Vantagens e Desvantagens

As principais vantagens dessa tecnologia são as seguintes:

- Os espelhos ligeiramente planos para concentrador Fresnel são mais simples de serem produzidos, o que os torna mais baratos;
- O absorvedor é mantido fixo e é separado do concentrador então é possível usar um fluido sob pressão, por exemplo, água com pressão de 80 bar e temperatura de 300 °C pode ser utilizado diretamente no absorvedor sem a necessidade de incluir um trocador de calor;
- Quase todos os componentes são instalados ao nível do chão reduzindo a carga do vento, e facilitando a sua limpeza;
- Construção automatizada de componentes –chave;
- Necessita de menos espaço do que outras tecnologias, porque não precisa de um espaço completamente plano.

Devido a sua geometria e componentes mais simples os concentradores Fresnel apresentam um grande potencial de redução de custos.

As principais desvantagens dessa tecnologia são as seguintes:

- Eficiência termodinâmica menor devido às perdas ópticas causados por sombreamento dos espelhos pelo absorvedor assim como o sombreamento dos espelhos pelos espelhos adjacentes e bloqueamento dos espelhos pelos espelhos adjacentes.
- Fator de concentração e temperaturas menores

Pelo fato de a tecnologia de calha parabólica ser a mais desenvolvida e utilizada comercialmente a comparação entre o concentrador Fresnel e concentrador parabólico é frequente. A tabela 3.1 mostra um resumo das vantagens e desvantagens entre as duas tecnologias.

Tabela 2.2: Resumo das principais vantagens e desvantagens entre as duas tecnologias

Fresnel x Cilíndrico	
Vantagens	Desvantagens
✓ Menores custos de construção	x Fator de concentração inferior ao cilindro parabólico
✓ Montagem simples com alta precisão	x Temperatura e eficiência menores
✓ Capacidade de produção em escala	x Tecnologia menos estudada
✓ Usa menos espaço do que outras tecnologias	x Os espelhos de Fresnel produzem sombreamento.
✓ Não requerem campos perfeitamente planos	
✓ Manutenção mínima, praticamente apenas a limpeza	

2.11 Principais Aplicações

Como as temperaturas alcançadas por um concentrador Fresnel variam entre 80 até 300 °C existem várias aplicações. Dentre elas:

Aquecimento de água: Aquecimento de água para baixas temperaturas (80 até 100 °C), substituindo as caldeiras convencionais ou aquecedores.

Produção de vapor para indústria: Na indústria é muito comum o uso de vapor de água à baixa temperatura (em torno de 120 a 250°C) para produção, a figura 3.8, mostra grande quantidade de vapor gerado numa

indústria. Assim como na aplicação anterior se pode diminuir a poluição, a dependência dos combustíveis fósseis.

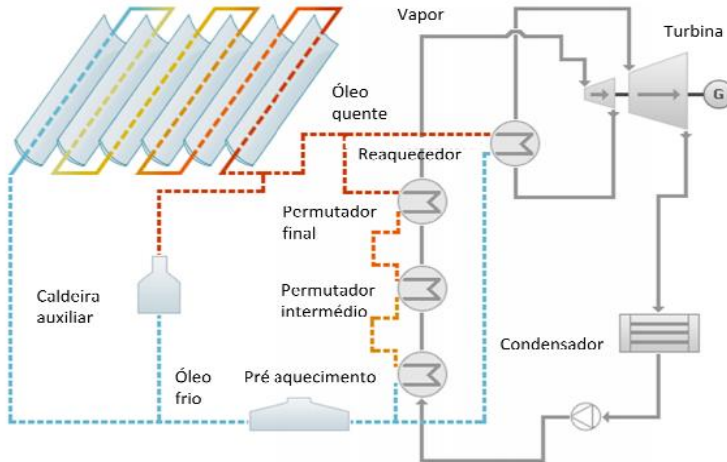
Figura 2.16: Geração de vapor para calor de processos



Fonte: Industria solar, 2007

Produção de energia elétrica geração de eletricidade utilizando concentrador linear Fresnel está em fase de provas e com vários projetos pilotos em alguns países como Espanha, Estados Unidos e Austrália. A geração é feita através de uso de ciclo de potência (Rankine) como mostra a figura 2.17, a caldeira é substituída pelo concentrador. Como a temperatura é menos elevada que um ciclo Rankine convencional (cerca de 250 a 300°C), enquanto a convencional anda em torno dos 600°C.

Figura 2.17: Geração de eletricidade com concentrador linear Fresnel



Fonte: IEA, 2010

2.12 Plantas com Sistema Fresnel

Os sistemas de concentração solar Fresnel para geração de potência apareceram nos anos 90 na companhia SolarMundo na Bélgica, e na universidade de Sydney em Austrália (Mills e Morrison, 2000). Os projetos são baseados no absorvedor e no aproveitamento dos refletores. Posteriormente Solar Power Group foi fundada em Múnich, Alemanha por SolarMundo. Um sistema Fresnel com a capacidade de geração direta de vapor foi construído pelo SPG em conjunto com o Centro Aeroespacial Alemão (DLR). Um dos projetos é a planta com sistema Fresnel em Almería, Espanha construído por SPG e pelo grupo alemão MAN Ferrostaal, consiste principalmente num campo de espelhos primários, um tubo absorvedor e um espelho secundário. O campo primário contém 25 filas de espelhos planos sobre o terreno, cada um de 100 metros de comprimento por 60 cm de largura, que reflete os raios do sol em um tubo absorvedor de 100 metros de comprimento colocado acima do campo principal. Por cima do tubo absorvedor tem um espelho secundário que concentra a luz solar restante no tubo absorvente linear.

Na Espanha desde março de 2009, a planta de Puerto Errado 1 construída pelo grupo alemão Novatec Biosol iniciou as operações em Murcia, sendo a primeira planta comercial. Conformada por uma superfície de 18.000 m², tem uma potência de 1.4 MW, produzida cerca de 2 GWh por anos. A tabela 2.3 tem um resumo dos principais projetos com tecnologia Fresnel.

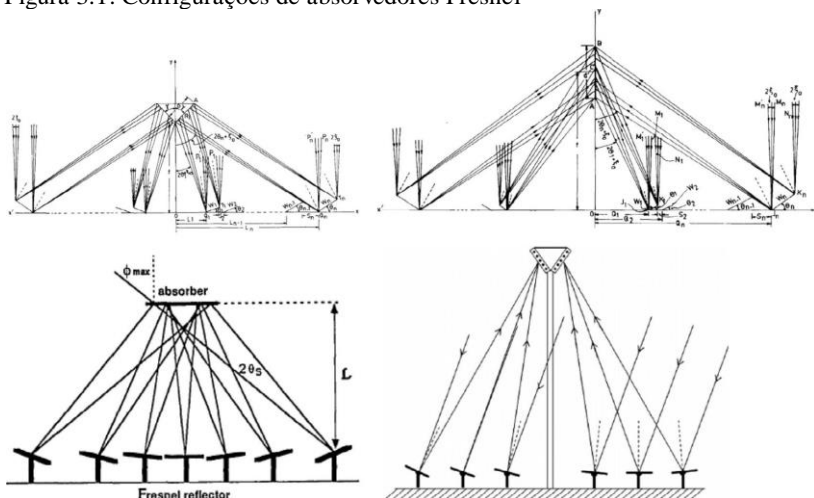
Tabela 2.3: Principais projetos comerciais que utilizam a tecnologia CFL até janeiro de 2016 (ENREL, 2016)

Nome do projeto	País	Cidade	Estado	Capacidade da turbina	Ano	Empresas responsáveis
Dhursar	Índia	Dhursar (Rajasthan)	Em construção	100 MW	2013	Rajasthan Sun Technique-Areva
Kogan Creek Solar Boots	Austrália	Chinchila (Queensland)	Em construção	40 MW	2014	Areva
Lidell Power station	Austrália	Lidell (New South)	Operando	9 MW	2012	Novatec Solar
Puerto Errado 2	Espanha	Calasparra (Murcia)	Operando	30 MW	2012	Novatec solar
Puerto Errado 1	Espanha	Calasparra (Murcia)	Operando	1,4 MW	2009	Novatec solar
Care Solar Thermal Project	Marrocos		Em construção	1 MW	2014	CNIM
Lio Solar Thermal	Francia	Lio (Períneos)	Em construção	9 MW	2015	CNIM
Augustin Fresnel 1	Francia	Targassonne	Operando	250 KW	2012	Solar Euromed
Alba Nova	Francia	Ghisonaccia	Em construção	12 MW	2014	Solar Euromed
Kimberlina Solar Power Plant	USA	Bakersfield (Califórnia)	Operando	5 MW	2008	Ausra

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICAS E ESTADO DA ARTE DO ABSORVEDOR FRESNEL

O absorvedor é um componente importante de um Concentrador Linear Fresnel no interior do qual escoa o fluido de trabalho e é aquecido pela radiação solar concentrada refletida pelos espelhos. O absorvedor é uma cavidade com geometria definida várias configurações podem ser vistas na figura 3.1. Essas configurações foram utilizadas respectivamente por Negi *et al.* (1990, 1989), Gordon e Ries (1993) e Abbas *et al.* (2012).

Figura 3.1: Configurações de absorvedores Fresnel



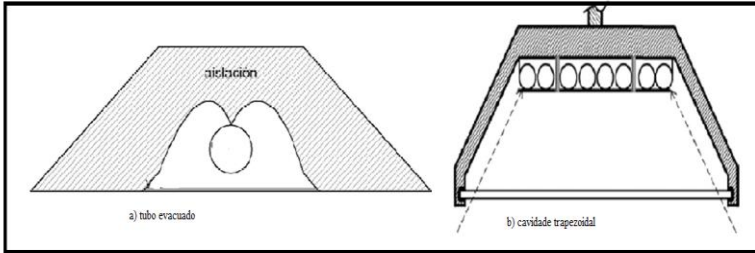
Fonte: Negi *et al.* (1990), Gordon e Ries (1993), Abbas *et al.* (2012)

Em alguns casos, para minimizar as perdas de calor por radiação e convecção é utilizada uma placa de vidro na parte inferior. O absorvedor é colocado a uma altura de alguns metros acima da superfície horizontal, paralelamente ao plano dos espelhos. Essa altura é determinada através de simulação óptica, podendo atingir 5 metros ou mais

3.1 Tipos de absorvedor

Embora existam várias configurações possíveis de serem utilizadas, os dois tipos de absorvedores mais empregados em concentrador Fresnel Linear são: absorvedor com um único tubo evacuado com refletor secundário e absorvedor multi-tubos não evacuado, a figura 3.2 mostra dois tipos principais de absorvedores. A tabela 3.1 faz um resumo comparativo entre os dois tipos de absorvedores.

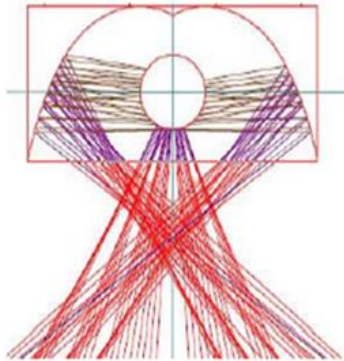
Figura 3.2: Tipos de absorvedores principais em concentrador Fresnel



Fonte: Larsen *et al* (2012), Abbas *et al* (2012)

Na figura 3.2, à esquerda é mostrado um absorvedor com refletor secundário ela consiste em um tubo central onde a radiação é refletida mediante o uso de um espelho secundário como ser vista na figura 4.3. O refletor secundário trata-se de um espelho colocado em torno do absorvedor que tem como função, explorar os mais raios oblíquos que não atingem diretamente o absorvedor. Esse tipo de absorvedor tem a vantagem de aumentar o fator de concentração e é utilizado para trabalhar com temperaturas altas até 400 °C ou mais.

Figura 3.3: Refletor secundário de um absorvedor de tubo evacuado



Fonte : Feldhoff , 2012

O absorvedor de tubo evacuado foi adoptada pela empresa alemã (NOVATEC). O uso de absorvedor de tubo evacuado vem sendo utilizados por outras empresas para trabalhar a temperaturas acima 400°C. Recentemente as empresas estão começando a considerar a colocação de absorvedores de tubo evacuado nas últimas fases do ciclo, a fim de atingir 500 °C aumentando a eficiência do sistema, enquanto os

custos dos equipamentos são aumentados. Esta solução foi desenvolvida por uma empresa alemã (Scott) que vende tubos para as outras companhias.

Na figura 3.2b, tem-se um absorvedor trapezoidal multi-tubos. Essa configuração consiste em uma série de tubos paralelos colocados horizontalmente em uma cavidade de seção trapezoidal e, portanto, sem refletor secundário. Uma janela de vidro ou (cobertura de vidro) é colocada na abertura da cavidade que tem como função minimizar as perdas de calor por convecção para atingir maior eficiência no absorvedor.

As paredes laterais são inclinadas com ângulo de 45° , permitindo a entrada de luz solar de espelhos mais distantes. Toda a parte superior do absorvedor é coberta com um material isolante capaz de resistir a temperaturas acima de 300 C , geralmente uma lã cerâmica ou lã de rocha. O absorvedor multi-tubos tem sido utilizado por pesquisadores australianos que atualmente estão trabalhando em uma empresa americana (AUSRA, hoje dependente da empresa francesa Avera) (Avera 2014) (AUSRA 2010). Os absorvedores multi-tubos são recomendados operar com temperatura média de $200\text{ }^\circ\text{C}$ (Muñoz *et al*, 2012).

O absorvedor multi-tubos tem a vantagem de permitir maior grau de liberdade de pesquisa para aplicação específica, como, por exemplo, as influências de vários parâmetros na eficiência exergetica do concentrador, o número de tubos, espaçamento entre tubos, diâmetro de tubos, e o layout de escoamento do fluido para alcançar maiores temperaturas.

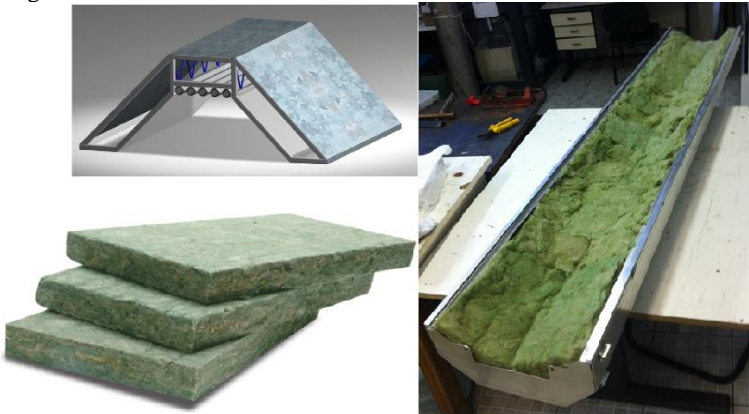
Tabela 3.1: Resumo comparativo entre os dois tipos de absorvedores

Multi-tubos x Tubo evacuado	
Vantagens	Desvantagens
✓ Maior simplicidade	x Refletor secundário
✓ Menor custo	x Temperatura maior
✓ Vapor gerado diretamente	x Eficiência maior
✓ Maior grau de liberdade	x Menor perda de calor

3.2 Principais componentes de absorvedor trapezoidal

A carcaça, é uma chapa metálica de alumínio dobrada. É aconselhado usar uma espessura que varie entre 2mm e 4mm. Altamirano *et al* (2015) usaram chapa de alumínio de 3 mm de espessura para um absorvedor trapezoidal multi-tubos. A distância entre a chapa inferior e a chapa superior deve ser definida durante o projeto o qual é preenchido com um material isolante. Pode-se utilizar uma lã de rocha como o fizeram Singh *et al* (2010). As outras opções são utilizar isolamento de lã cerâmica ou lã de vidro Manikumar *et al* (2014) utilizaram lã de vidro de 35 mm de espessura. Pigozzo *et al* (2016) utilizaram uma chapa de alumínio de 2mm de espessura e isolamento de lã de rocha de 75 mm para projetar um absorvedor trapezoidal Fresnel.

Figura 3.4: a) Desenho do absorvedor de chapa de alumínio de 3mm utilizado por Altamirano b) Absorvedor de chapa de 2mm preenchida com lã de rocha utilizado por Pigozzo



Fonte: Altamirano et al (2015), Pigozzo et al (2016)

Os tubos geralmente são feitos de aço inoxidável como mostra a figura 3.4. Os tubos de seção transversal circular. Singh *et al* (2010) estudaram a performance de tubos de seção transversal circular e retangulares experimentalmente. A pesquisa mostrou que os tubos de seção circular têm uma eficiência térmica de 8% superior com àquela de seção retangulares.

Geralmente, os tubos têm um revestimento seletivo, caracterizado por uma elevada absorvidade a comprimentos de onda curtos e uma baixa emissividade para a radiação infravermelha. Cuevas

et al (2013) mostraram que a eficiência do concentrador solar Fresnel com tubos pintados com revestimento seletivo é 26,3 % maior que os tubos revestido com tinta ordinária.

Figura 3.5: Tubos de aço



Fonte: Flores Larsen *et al*, 2012

Os tubos usados para concentradores Linear Fresnel devem resistir a pressões maiores que os tubos de calha parabólica já que a pressão é gerada diretamente nos tubos. A pressão pode chegar a valores muito altos dependendo da temperatura de saturação do fluido de trabalho. De acordo com Duffie e Beckman 2006, os tubos devem ser projetados com base nos seguintes critérios:

- 1) A transferência de calor entre o absorvedor e o fluido que circula deve ser maximizada. Isso pode ser alcançado graças ao material utilizado e uma espessura adequada. Um bom material é feito a partir do aço 304 (AISI), com alta percentagem de cromo e níquel.

- 2) A distribuição de temperatura ao longo do tubo tem de ser uniforme. A distribuição não uniforme iria causar uma degradação acelerada do material.

Na maioria das vezes, a água é utilizada como fluido de trabalho. Geralmente trabalha-se com temperaturas de até 250 °C. A água é um excelente fluido de trabalho, o problema é que ela se vaporiza a temperaturas relativamente baixas.

Num ciclo termodinâmico o rendimento é maior quando a diferença de temperatura é maior de acordo com o ciclo de Carnot assim, para aumentar o rendimento, pode-se elevar a temperatura da fonte de água quente. Assim, aumentando a pressão de trabalho para 40 bar, por exemplo, a água evaporará a 250°C. Alguns grupos de pesquisa, como SPG (Grupo de Energia Solar), estão desenvolvendo um processo para operar a 100 bar, ($T_{sat}=311^{\circ}\text{C}$), e assim atingir a temperatura de até 450°C de vapor superaquecido. O protótipo FresDemo na Espanha mostrou o

bom funcionamento do método. Em todos os casos, a água tem a vantagem de não poluir. Como funciona em circuito fechado, usar a água como recurso líquido de arrefecimento e de trabalho não é um problema. Ao usar um arrefecimento de água, isso pode causar problemas em zonas áridas, deve-se, em seguida, escolher um arrefecimento de ar. Este é um ponto importante porque áreas com muito sol são frequentemente as regiões menos providas em água. (François, 2010)

Os óleos térmicos são uma mistura de hidrocarbonetos sintéticos. Suas composições são escolhidas para otimizar as propriedades de troca de calor. Óleos permanecem líquidos até temperatura relativamente altas. Eles podem ser usados até a temperatura de 400°C.

A desvantagem dos óleos é o risco de poluição, em caso de combustão acidental, no entanto é provável, eles emitem gases tóxicos. Eles não permitem que se opere com temperaturas muito altas devido aos existem riscos de causar incêndio.

O ar é um bom fluido de trabalho, devido a sua abundância, o que permite usá-lo em ciclo aberto, não precisa de refrigeração para o dissipador de calor no circuito, o que é uma grande vantagem em zona árida, onde a refrigeração de água pode ser problemática. Geralmente o ar é um fluido de refrigeração e de trabalho, simplificando assim o circuito. A temperatura não é limitada pelo fluido e o ar pode chegar até a 1000°C.

A janela de vidro que fecha a cavidade, permite que a luz solar entre, e bloqueia a radiação infravermelha. Geralmente de borossilicato deve possuir alta transmissividade. Para isso deve possuir um tratamento nas superfícies interna e externa. Sarviya *et al* (2010) usaram vidro com tratamento anti-reflexo para minimizar as perdas convectivas para o meio ambiente os autores obtiveram uma redução de até 22% no coeficiente global de perdas de calor em relação á cavidade sem a janela de vidro. A espessura do vidro varia entre 2 a 5 mm. O vidro tem outra função prática que é a de evitar que sujeiras penetrem na cavidade, e sua limpeza deve ser feita constantemente.

3.3 Coeficiente global de perdas de calor

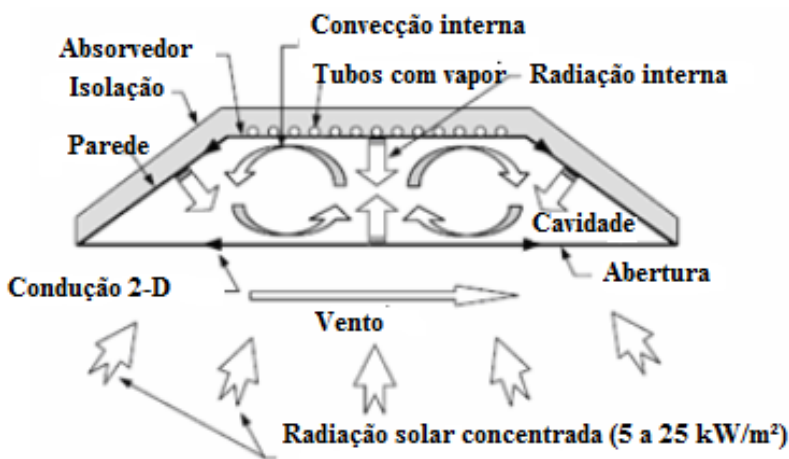
No concentrador Fresnel existem perdas ópticas e geométricas mas também perdas térmicas. Essas perdas ocorrem por radiação e convecção para o ambiente. As perdas térmicas estão no absorvedor do concentrador e nas tubulações adjacentes que unem os elementos do concentrador. No presente trabalho serão tratadas somente as perdas térmicas no concentrador

As perdas térmicas no absorvedor são uma combinação de perdas por condução, convecção e radiação dos elementos no interior do absorvedor e as perdas de calor por convecção e radiação entre a janela de vidro e o ambiente. Em geral são consideradas desprezíveis as perdas por condução em relação às outras (Zarza, 2003)

A figura 3.6 mostra o absorvedor trapezoidal estudado por Reynolds *et al.* 2004. Além dos componentes do absorvedor, são mostrados também todas as formas de transferência de calor dentro e fora da cavidade.

Um balanço de energia pode ser realizado para todos os componentes do absorvedor, incluindo a radiação solar que chega á superfícies dos tubos.

Figura 3.6: Absorvedor de geometria trapezoidal



Fonte: Reynolds, 2004

Ao invés de se utilizar as equações de transferência de calor apropriadas para cada fenômeno na prática se utiliza o coeficiente global de perdas térmicas do absorvedor U_{abs} . A equação é da forma da equação 3.1 onde $Q_{abs-amb}$ é o calor perdido para o ambiente A_{abs} é a área superficial externa do tubo absorvedor, T_{abs} é a temperatura do absorvedor, T_{amb} é a temperatura ambiente.

$$\dot{Q}_{Abs-Amb} = U_{Abs} \times A_{Abs} \times (T_{Abs} - T_{Amb}) \quad (3.1)$$

O coeficiente global de perdas térmicas é importante quando se precisa determinar a eficiência instantânea do concentrador.

A equação do balanço de energia simplificada para um concentrador solar é a relação entre o calor absorvido e perdido (Abbas 2013).

$$Q_{util} = Q_{absorvido} - Q_{perdido} \quad (3.2)$$

Os fluxos de energia são definidos por:

$$\dot{Q}_{sol} = DNI \times \cos\theta \times A_{concentrador} \quad (3.3)$$

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m} cp \times (T_s - T_e) \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_{perdida} = U_{Abs} \times A_{Abs} \times (T_m - T_{Amb}) \quad \text{Com } T_m = (T_e + T_s)/2 \quad (3.5)$$

$$Q_{absorvido} = Q_{sol} \times \tau \times \alpha \quad (3.6)$$

τ e α representam a transmissividade do vidro e absorvidade dos tubos, respectivamente.

A definição da eficiência térmica instantânea é:

$$\eta_g = \frac{\dot{Q}_{util}}{\dot{Q}_{sol}} \quad (3.7)$$

Com isso podemos combinar as equações mencionadas anteriormente e mostrar que.

$$\eta_g = \alpha \times \tau - U_{abs} \times \frac{A_{abs}(T_m - T_{amb})}{DNI \times A_{concentrador}} \quad (3.8)$$

A partir dessa relação podemos concluir que as perdas de calor no absorvedor têm que ser mínimas para garantir uma maior eficiência do absorvedor. Quanto maior o coeficiente global de perdas de calor menor será a eficiência do absorvedor, por isso estamos em busca de coeficiente de perdas de calor baixo.

3.4 Estudos do coeficiente global de perdas térmicas em absorvedor Fresnel

Antes de apresentar os principais estudos sobre perdas térmicas em absorvedor Fresnel, destacamos as principais técnicas utilizadas na literatura.

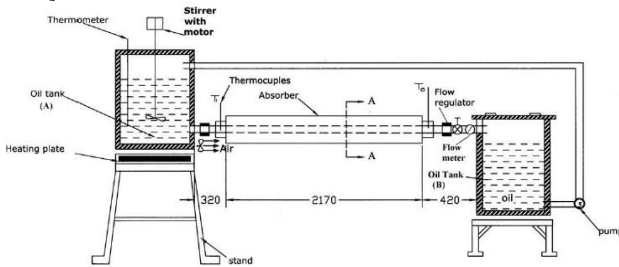
3.4.1 Testes experimentais

Os testes de perdas térmicas têm como objetivo estabelecer correlações para determinar o coeficiente global de perdas térmicas U_{abs} em função da diferença de temperatura entre o absorvedor e o ambiente. Em primeira análise, os parâmetros que devem influenciar as perdas térmicas são a temperatura da parede dos tubos, a temperatura ambiente, a velocidade do vento, a intensidade de radiação solar, a vazão do fluido, mas geralmente são obtidas correlações mais simples em função de, apenas, da diferença entre a temperatura da parede dos tubos e a da temperatura ambiente $T_{abs}-T_{amb}$ (Pita, 2008)

Existem duas maneiras de realizar esses testes experimentais: A primeira consiste em fornecer fluido a temperatura elevada na entrada e na saída do concentrador e medindo-se a diferença de temperatura na entrada e na saída do concentrador e vazão mássica do fluido e depois é calculado o calor perdido para o ambiente. Esse método é mais utilizado para concentrador de grande porte funcionando em situação real de trabalho.

Singh *et al.*, 2010 estudaram experimentalmente testes de desempenho térmico de quatro absorvedores de geometria trapezoidal idênticos como mostrado na figura 3.7, o fluido de trabalho utilizado foi o óleo e os tubos tem seções retangulares e circular. Duas superfícies foram comparadas, uma coberta com uma tinta não seletiva preta e a outra por uma superfície de níquel seletiva preta. Os dados experimentais mostraram que a eficiência térmica do dispositivo solar com os tubos de seção circular é mais elevada em comparação com os tubos de seção retangulares. A superfície revestida com tinta seletiva tem uma vantagem significativa em termo de desempenho térmico comparado com a superfície pintada com tinta ordinária.

Figura 3.7: Montagem experimental para o estudo do desempenho térmico do tubo de absorção

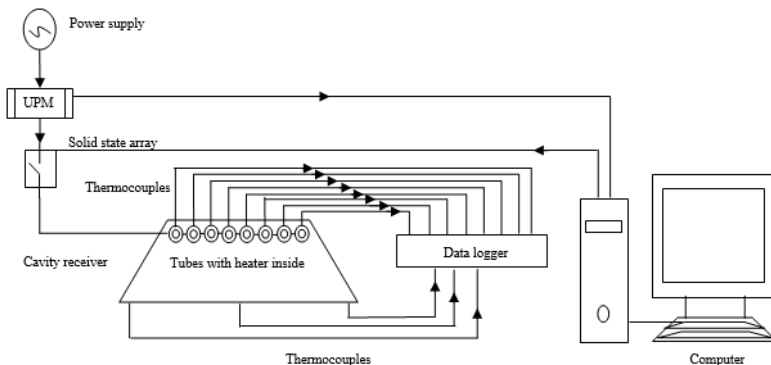


Fonte: Singh *et al*, 2010

A segunda maneira é mais utilizada para realizar simulações de concentradores maiores, e em geral é realizada em laboratórios. Ela consiste em simular a entrada da energia do sol nos tubos através de aquecedor ou resistências elétricas que são instaladas no interior dos tubos para variando-se a potência dissipada pelas resistências. Medições são realizadas apenas quando o sistema atingir o regime permanente, neste instante a potência dissipada pelas resistências é igual o calor transferido nos tubos.

Sahoo *et al*, 2013 analisaram as perdas térmicas de um absorvedor trapezoidal Fresnel. Os estudos foram realizados em condição de laboratórios, usando o absorvedor esquematizado pela figura 3.8. Os testes foram realizados utilizando o segundo método explicado anteriormente. Os autores deduziram que as perdas térmicas por convecção estão entre 5 a 18 % das perdas total.

Figura 3.8: Esboço esquemático do absorvedor ensaiado por Sahoo



Fonte: Sahoo *et al*, 2013

3.4.2 Dinâmica dos fluidos computacional (CFD)

Vários autores empregam além do trabalho experimental o uso de CFD para o cálculo de perdas térmicas no absorvedor Fresnel. A predição dos campos de concentração, velocidade, pressão, temperaturas e propriedades turbulentas são efetuadas através de modelos microscópicos baseados nos princípios de conservação da massa, da energia e da quantidade de movimento no domínio do espaço e do tempo.

No interior da cavidade a transferência de calor ocorre por três métodos (radiação, condução, convecção) e a interação entre esses três modos de transferência de calor torna complicado para realizar uma análise numérica.

Convecção natural no interior da cavidade e radiação térmica entre superfícies podem ser modelados e simulados utilizando o pacote de software FLUENT ANSYS ou outros softwares CFD. As simulações CFD são baseadas na solução simultânea do sistema de equações de transferência de calor de fluxo conservação (massa, momento, energia) As equações podem ser expressas como indicado na tabela 4.2

Tabela 3.2: Resumo equações utilizadas em análise numérica CFD

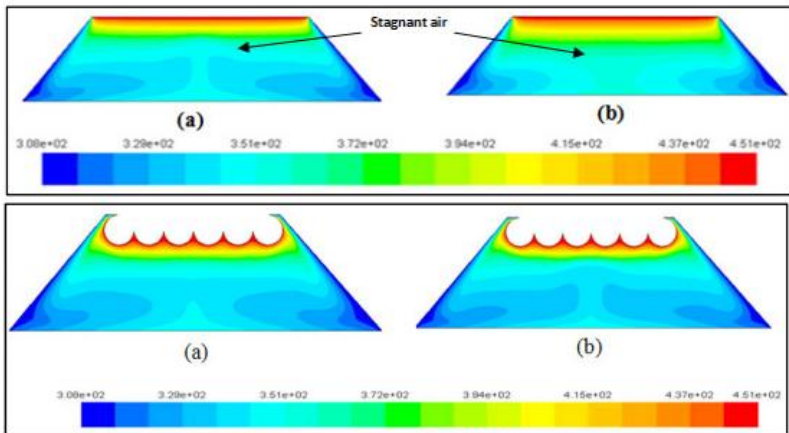
Equação da continuidade	$\frac{\partial(\rho_f u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho_f v)}{\partial y} = 0$
Equação da quantidade de movimento	$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right)$
Equação da energia	$\rho_f C \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = u \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_a \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)$
Equação de estado	$P = \rho_f RT$
Condição de contorno	A serem definidos

Morrison *et al.*(2004) realizaram estudos experimental e computacional das características de perda de calor na cavidade trapezoidal. Utilizaram técnicas de visualização para capturar o movimento do fluido calor no interior da cavidade trapezoidal com uma placa quente para investigar as perdas de calor a partir do tubo de absorção. No estudo computacional, o regime de escoamento na cavidade

foi assumido laminar. Eles descobriram uma concordância razoável entre os resultados experimentais observados e o modelo computacional previsto por CFD. A predição por CFD das perdas de calor foi encontrada 40% menor em comparação com os resultados experimentais.

Akiyama e Chong (2007) analisaram os processos de convecção e radiação combinados numericamente por CFD numa cavidade trapezoidal usando paredes laterais adiabáticas e paredes superior e inferior com temperaturas prescritas. Os resultados de análise desses autores mostram que a radiação altera a distribuição de temperatura figura 3.9, sobre as paredes adiabáticas que por sua vez altera o campo de temperatura e do escoamento no interior da cavidade afetando assim a transferência de calor por convecção.

Figura 3.9: Temperatura nos contornos de uma cavidade trapezoidal



Fonte: Akiyama e Chong (2007)

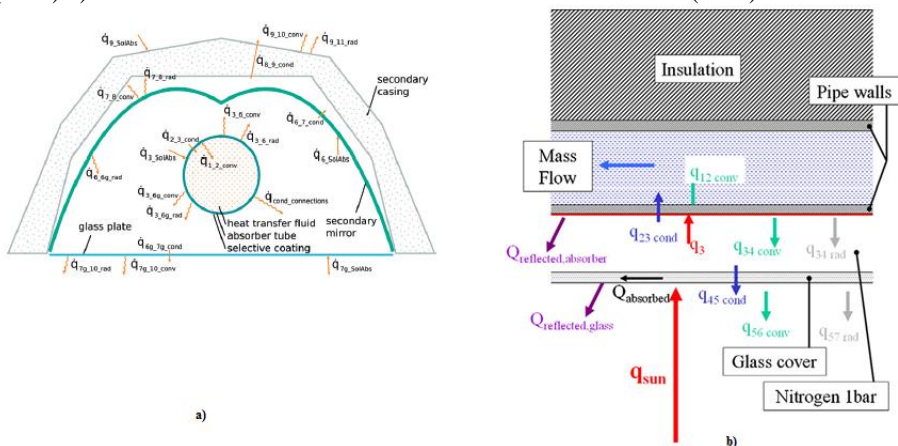
3.4.3 Balanço de energia

Outra maneira de determinar as perdas térmicas de uma cavidade trapezoidal é utilizar um modelo baseado em resistências térmicas (TRM, na nomenclatura inglesa que significa Thermal Resistance Model) por meio de analogia elétrica. O modelo desenvolvido pelo Fraunhofer ISE resolve um balanço de energia e um sistema de equações de transferência de calor e é baseado na expansão da análise de transferência de calor descrito por Forristall. Vários autores adaptaram para concentrador linear Fresnel o modelo descrito por Forristall (originalmente desenvolvido para concentrador parabólico)

Heimasth *et al.*, (2013) utilizaram um algoritmo baseado em TRM para descrever a influência do refletor secundário e da tampa de vidro na cavidade trapezoidal. A figura 3.10a mostra em detalhes os fluxos de calor e seu sentido que entram em conta no balanço de energia de um absorvedor Fresnel com tampa de vidro.

Abbas, (2012) desenvolveu um modelo TRM que leva em conta todos os processos relevantes de transferência processos de calor envolvido na cavidade trapezoidal como mostra a figura 4.10b, o sistema de equação obtido foi resolvido usando EES (Engineering Equation Solver). O modelo foi validado com resultados experimentais usando dados da planta Aztrak. O autor indicou que os erros do modelo em comparação com os resultados experimentais são menos que 2 %.

Figura 3.10:a) fluxos térmicos envolvidos no absorvedor Fresnel Heimasth (2013) b) Fluxos de calor térmicos envolvidos no absorvedor Abbas (2012)



Fonte: Heimasth *et al.* (2013) ;Abbas. (2012)

3.5 Síntese de estudos prévios sobre análise térmica do absorvedor

A maioria dos estudos anteriores sobre cavidades investigaram a convecção natural pura, apesar de a transferência de calor na cavidade envolver uma combinação de convecção natural, radiação e condução, essa última geralmente é comiserada desprezível.

A literatura relata vários estudos sobre diferentes aspectos que afetam a transferência de calor e a eficiência dos absorvedores em forma trapezoidal. Devido à sua grande influência sobre o desempenho do concentrador solar Fresnel, as perdas de calor a partir do absorvedor foi

objeto de investigação por diversos métodos, incluindo medições, cálculos experimentais e métodos computacionais CFD e TRM.

Balaji *et al.* (1993) apresentaram resultados de um estudo numérico para convecção natural em uma cavidade quadrada. Eles enfatizaram os efeitos da radiação e observaram que os cálculos que incluíam transferência de calor por radiação eram mais realistas, já que é impossível ter superfícies com emissividade zero na prática. Venkateshan *et al.* (1994) apresentaram resultados numéricos sobre a influência da radiação em uma cavidade aberta. Eles observaram que a radiação aumentou significativamente a transferência de calor global. Usando um método de volumes finitos, Balaji e Venkateshan (1994) realizaram uma investigação numérica combinada, dos três modos de transferência de calor: condução, convecção e radiação em uma ranhura. A partir deste estudo, os autores demonstraram a importância do acoplamento conjugado na determinação das taxas de transferência de calor convectivo e radiativo. Singh e Venkateshan (2004) relataram os resultados de um estudo numérico da convecção laminar que inclui a radiação de superfície para uma cavidade aberta bidimensional tendo o ar como meio fluido. Observaram que a radiação superficial alterou significativamente os padrões de fluxo de calor e o desempenho térmico.

Taumoefolau *et al.* (2002) investigaram as perdas por convecção natural em uma cavidade trapezoidal aquecido eletricamente. Os autores analisaram uma faixa de temperaturas 450-650°C e as relações entre o diâmetro e a abertura da cavidade (5,6, 7,5,8,5 e 10 mm). Além do estudo experimental também foi feita uma investigação numérica com o software comercial FLUENT 6.0 o que mostrou boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos. Jane *et al.*, (2000) demonstraram através de medições de perdas de calor que a transferência de calor por convecção em uma cavidade trapezoidal é pequena.

Alvarez *et al.* (2005) utilizaram a aproximação de Boussinesq no estudo numérico da convecção natural junto com a radiação térmica superficial em uma cavidade aberta. Kumar *et al.* (2013) desenvolveram um modelo de simulação bidimensional para convecção natural combinada com radiação de superfície. Eles investigaram os efeitos da temperatura de operação, a emissividade da superfície, a inclinação e a geometria na perda de calor total do receptor de cavidade trapezoidal de um concentrador linear Fresnel. Fazendo uma abordagem assintótica de CFD.

Palafox *et al.* (2012) apresentaram cálculos numéricos para a transferência de calor por convecção natural e radiação térmica superficial em um receptor de cavidade aberta quadrada com grandes

diferenças de temperatura e propriedades variáveis. Eles observaram que a transferência de calor radiativa é mais importante do que a transferência de calor por convecção em gradientes elevados de temperatura.

Natarajan *et al* (2012) apresentaram um modelo em que a condição de Boussinesq não foi considerada para convecção natural combinada e radiação de superfície para um absorvedor de cavidade trapezoidal solar de um refletor de Fresnel linear compacto (CLFR). Foram analisados os efeitos da razão de aspecto, ângulo de absorção, número de Grashof, emissividades de superfície e razão de temperatura. Eles concluíram que a perda de calor a uma temperatura elevada do receptor pode ser bem prevista por meio do modelo não-Boussinesq.

Reynolds *et al*, 2004 realizaram um estudo de perda de calor em um absorvedor com geometria trapezoidal, a superfície superior da cavidade consistiu de uma placa plana com tubos posicionados ao longo da placa. A superfície inferior era composta por um vidro para permitir a entrada da radiação solar. Os resultados de visualização foram utilizados para comparar com as previsões feitas com o software comercial Fluent. Foram encontradas diferenças de até 40% entre as perdas de calor determinadas experimentalmente e aquelas previstas por CFD, os autores atribuíram às incertezas a problemas durante a realização do trabalho experimental, como medição de emissividade e coeficientes de convecção e condução.

Reddy *et al* (2015) realizaram estudo experimental e uma simulação numérica bidimensional de perdas de calor combinadas convectivas e radiativas a partir de um absorvedor de cavidade trapezoidal invertida. Com base dos resultados experimental e de aproximação não-Boussinesq. Eles propuseram uma configuração ótima do absorvedor.

Wu *et al* (2014) fizeram um estudo numérico tridimensional para perda de calor por convecção natural e radiação combinadas em uma cavidade trapezoidal com um lado aberto e fluxo de calor constante. Eles também consideraram perda de calor de condução através do isolamento. Seu procedimento numérico foi validado por seus resultados experimentais.

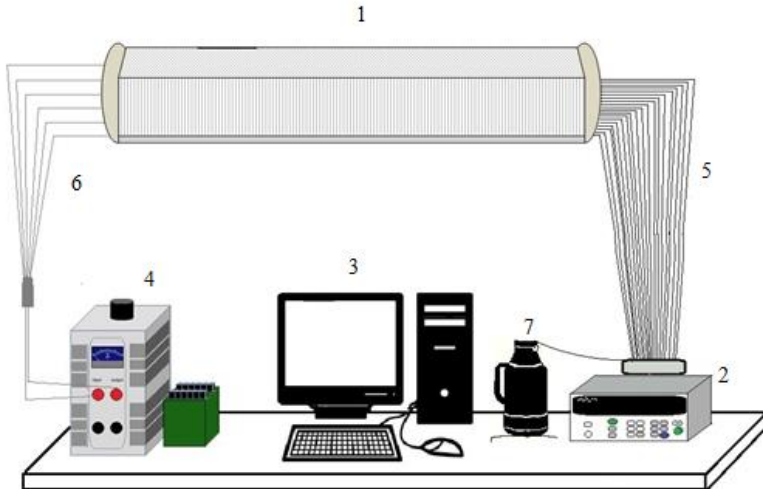
4. MATERIAIS E MÉTODOS

O principal objetivo deste trabalho é determinar o coeficiente global de perdas de calor de um protótipo de um absorvedor trapezoidal usando duas configurações diferentes: uma com a cavidade fechada com uma tampa de vidro, na base inferior, e a outra, aberta, sem o uso da tampa de vidro. Os principais detalhes da bancada experimental e do procedimento experimental são apresentados neste capítulo.

4.1 Descrição da Bancada Experimental

O esquema do aparato experimental é mostrado na figura 4.1. cuja, construção foi, realizada durante o trabalho de mestrado. Apresentamos primeiramente, cada elemento e depois será explicado, cada componente. O aparato é formado, basicamente pelo absorvedor, elemento 1, sistema de aquisição de dados, elemento 2, computador, elemento 3, fonte de potência, elemento 4, termopares, elemento 5, resistências elétricas, elemento 6, e uma garrafa térmica, elemento 7.

Figura 4.1: Esquema do aparato experimental

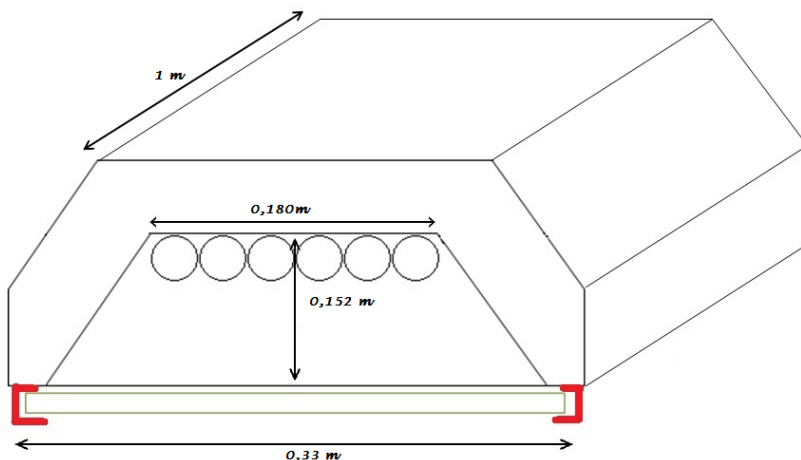


Fonte: Elaborado pelo autor

O absorvedor é a seção principal do aparato experimental. A carcaça, é a cavidade onde estão instalados os tubos absorvedores. Ela consiste de uma calha de seção transversal trapezoidal conformada em chapa metálica de alumínio com espessura de 2mm com seis tubos no

interior dos quais são colocadas resistências elétricas do tipo cartucho conforme a figura 4.2. O espaço entre as chapas tem em média 75mm de espessura e é preenchido com lã de rocha para o isolamento térmico. Seis tubos de aço de aço ASI304 montado lado a lado sobre um mesmo plano. O diâmetro externo dos tubos mede 25,4 mm (uma polegada) e espessura de parede é de 1,2mm. Na abertura inferior, por onde entra a radiação concentrada, utiliza-se um vidro plano de 2 mm de espessura, de emissividade 0,85 com tratamento anti-reflexo para minimizar as perdas de radiação e convectivas para o meio ambiente. Os tubos absorvedores são revestidos com uma tinta ordinária de emissividade alta (0,90) de acordo com o fabricante. Duas barras de alumínio servem de apoio para os tubos uma em cada extremidade. O absorvedor é suspenso no ar por meio quatro cabos de aço presos na parte superior do laboratório.

Figura 4.2: Seção transversal do absorvedor



Fonte: Elaborado pelo autor

Figura 4.3: Resistências tipo cartucho



Fonte: Boiling 2017

No interior de cada tubo é instalada uma resistência de tipo cartucho que dissipa uma potência de 500 W -220 V de diâmetro 20 mm (3/4 polegadas), um par de anéis de arrame de ferro é colocado em volta das resistências, nas extremidades de maneira que elas ficam centradas no interior dos tubos absorvedores. O comprimento de 980 mm podendo operar a temperatura máxima de 300 °C. As resistências são representadas pelo elemento seis do aparato experimental, são seis no total.

Uma alimentação elétrica por meio de um auto transformador do tipo Variac com 500 VA SKU 420.001, figura 4.4a, é utilizada para transmitir as potências ao circuito ajustando o valor da tensão fornecida, corresponde ao elemento 4 do desenho da bancada experimental. Esse equipamento é devidamente calibrado de maneira que a cada tensão ajustada corresponde a um valor de potência fornecida, um transdutor de potência figura 4.4b converte sinais de processo CC em sinais para conexão direta com sistemas de aquisição de dados. O polinômio utilizado para a conversão é da forma $a \cdot V^3 + b \cdot V^2 + c \cdot V + d$ com $a = 5,2 \cdot 10^{-2}$, $b = -6,23 \cdot 10^{-1}$, $c = 5,01 \cdot 10^2$ e $d = 0,849361$.

Figura 4.4: a) Fonte de potência b) transdutor de potência



Fonte : Boiling 2016

O sistema de aquisição de dados, elemento 2 do esquema do aparato experimental é do fabricante Agilent modelo 34970A, figura 4.5 é responsável pela obtenção dos sinais de resposta dos termopares e do transdutor de potência. O software benchlink data logger pro é utilizado como programação e como painel para interpretar os sinais fornecidos que podem ser lidos através do computador, elemento três da bancada de teste. O slot do sistema de aquisição de dados é equipado internamente com uma compensação eletrônica de junta fria para condicionamento dos sinais dos termopares.

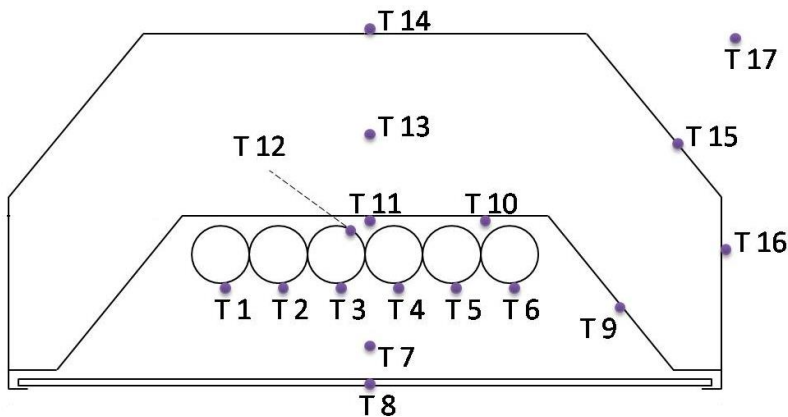
Figura 4.5: Sistema de aquisição de sinais Agilent 34972A



Fonte : Boiling 2016

O elemento 5 da bancada é formado por um conjunto de termopares da instrumentação do absorvedor, cujas localizações dos pontos de medição estão indicadas na figura 4.6.

Figura 4.6: Instrumentação do absorvedor



Fonte: Elaborado pelo autor

São instalados seis termopares (T1,T6) do tipo K para medição de temperatura nas superfícies externas dos tubos.

Os outros termopares de tipo T são distribuídos da seguinte forma: dois termopares (T9, T13) para medição da temperatura nas paredes internas inclinadas, um termopar (T7) para temperatura do ar dentro da cavidade, um termopar (T18) para a medição da temperatura do vidro que fecha a cavidade, dois termopares (T17, T16) para as temperaturas paredes inclinadas exteriores, um termopar para a temperatura ambiente (T19), um termopar (T14) para referência, imerso em uma mistura de água e gelo em uma garrafa térmica. Um termopar (T12) para a medição da temperatura dentro do isolamento de lã de rocha um termopar (T15) parte superior exterior do absorvedor, um termopar (T10) no espaço entre os tubos centrais, dois termopares (T8, T21) na parte superior interna do absorvedor. No total são 19 termopares colocados nas superfícies indicadas para o monitoramento das temperaturas nas superfícies dos elementos do absorvedor. Todos os termopares foram calibrados no intervalo de 30°C até 215°C. A tabela 4.1 apresenta os coeficientes das curvas de calibração dos termopares. As equações com seus devidos coeficientes fornecem a temperatura T em grau Celsius em função da voltagem V em volts.

Tabela 4.1: Coeficientes de calibração de termopares

	a	b	c	d
T ₁	1,10*10 ⁸	1,38*10 ⁶	2,87*10 ⁴	0,845
T ₂	1,42*10 ⁷	-1,10*10 ⁵	2,45*10 ⁵	0,7412
T ₃	1,16*10 ⁷	9,72*10 ⁴	2,46*10 ⁴	0,5832
T ₄	9,2*10 ⁶	4,51*10 ⁵	2,43*10 ⁴	0,9115
T ₅	1,12*10 ⁷	9,51*10 ⁵	2,46*10 ⁵	0,5295
T ₆	2,30*10 ⁷	9,72*10 ⁵	2,53*10 ⁵	0,0084
T ₇	2,09*10 ⁷	6,74*10 ⁵	2,59*10 ⁵	-0,3950
T ₈	2,15*10 ⁷	6,77*10 ⁶	2,59*10 ⁵	-0,3498
T ₉	2,12*10 ⁷	6,67*10 ⁵	2,58*10 ⁵	-0,2517

4.2 Procedimento Experimental

Os testes são realizados em laboratório e consistem em determinar o coeficiente global de perdas de calor de um protótipo de um absorvedor trapezoidal. Os testes são monitorados para avaliar as perdas térmicas dos tubos absorvedores para o ambiente a distintas temperaturas de trabalho, o conhecimento das perdas de calor é importante quando for definir a eficiência do concentrador, como mostrado no capítulo anterior.

Antes do início dos testes, a garrafa térmica é preenchida de gelo e água onde é colocada a junta fria, em seguida as fontes de potência, o sistema de aquisição de dados e o computador e, finalmente o software benchlink pro é inicializado para poder visualizar as temperaturas e acompanhá-las. Cada termopar citado na seção anterior está associado a um canal, o termopar dos tubos ao canal 101, a referência ao canal 114, a potência dissipada pelas resistências corresponde ao canal 120 e assim por diante.

Os tubos são então aquecidos por meio da potência dissipada por cada uma das seis resistências instaladas no interior dos tubos desde a temperatura do ambiente até a temperatura desejada simulando o calor do sol proveniente do campo solar constituído do sistema de espelhos. O valor da potência dissipada é determinado a partir da conversão explicada anteriormente, uma tensão é ajustada e essa tensão é convertida em potência.

Uma vez fornecida esta potência os tubos começam a ser aquecidos, e deve-se esperar que o sistema atinja o regime permanente. O regime permanente adoptado pode ser explicado da seguinte maneira, um canal é acompanhado durante o teste, por exemplo, o canal 102, então sua curva de variação de temperatura é mostrada no computador através do

programa benchlink pro, o regime estacionário é alcançado quando a curva do sinal desse canal tende a ser linear como mostrado na imagem da tela do computador figura 4.9. Uma vez atingido o estado estacionário o programa é rodado de maneira que possam ser registrados 300 scan e esses dados são salvos para, futuramente, serem tratados.

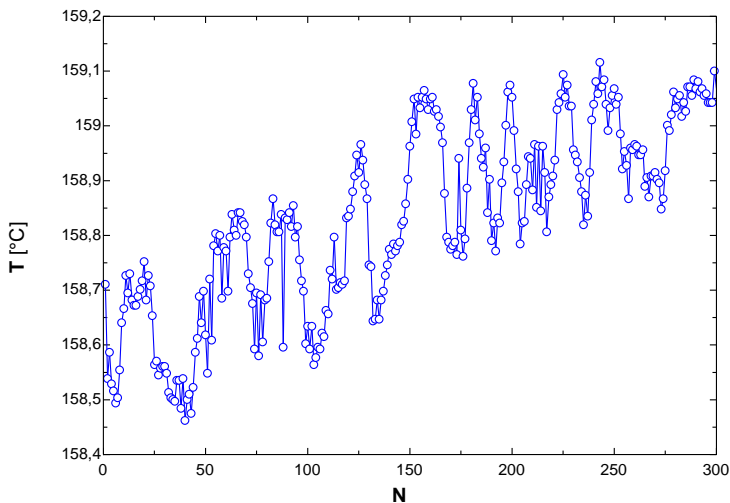
Figura 4.7: Sistema em regime estacionário



Fonte: Boiling 2017

Na figura 4.8, pode-se ver que há poucas variações entre as temperaturas lidas para os 300 pontos obtidos, a variação da temperatura fica entre $158,45^{\circ}\text{C}$ e $159,1^{\circ}\text{C}$ e a diferença não passa de $0,75^{\circ}\text{C}$ comprovando o estado estacionário do sistema.

Figura 4.8: Variação da temperatura para 300 scan



4.3 Configurações Testadas

Foram realizados testes com duas configurações diferentes caracterizadas na tabela 4.2. Uma com a cavidade fechada com uma tampa de vidro e a outra sem o uso da tampa de vidro. Para os testes com tampa de vidro variou-se a temperatura dos tubos de 100 ° C até 200°C em função da potência dissipada. Para os testes sem a tampa de vidro foram aplicadas as mesmas potencias para os testes com a configuração 1 (teste com vidro).

Tabela 4.2: Configurações testadas

Configuração 1	Com a tampa de vidro e temperatura dos tubos variando ente 100 e 200 °C
Configuração 2	Sem a tampa de vidro e as mesmas potências fornecidas nos testes anteriores como parâmetros.

4.4 Análise das Incertezas Experimentais

Na bancada experimental são utilizados seis termopares do tipo K para medição das temperaturas nos tubos e treze termopares tipo T nos demais elementos do absorvedor. Os termopares foram calibrados utilizando um banho termostáticos, foi adotado como padrão de referência um termômetro de bulbo com subdivisão de 0.1 °C. A faixa de variação da calibração variou entre 30 °C e 215°C e a incerteza encontrada foi $u(T)=\pm 1,3^{\circ}C$ para todos os termopares. O Procedimento de calibração descrito em anexo é o mesmo adotado em trabalhos do LEPTEN/BOLING, Cardoso (2005), Gil (2011). A incerteza propagada na determinação do coeficiente global de perdas térmicas é feita no próximo capítulo.

5 RESULTADOS

Neste capítulo, são apresentados e discutidos os resultados obtidos nos testes realizados. Durante a apresentação dos resultados as equações utilizadas serão escritas para facilitar o acompanhamento do procedimento de cálculo. Os resultados são apresentados em gráficos e tabelas e em seguida são comentados.

Os testes de perdas térmicas são realizados conforme descrito no capítulo anterior. Duas configurações são testadas, uma com a cavidade fechada com tampa de vidro e a outra sem tampa de vidro. Nos testes com a primeira configuração, a temperatura de parede dos tubos variou de 100 até 200 °C com incremento de 20 °C, essa faixa de temperatura coincide com aquela de operação do concentrador. Neste caso, a potência dissipada pelas resistências para cada caso é anotada. Para os testes sem a tampa de vidro foi utilizada a potência dissipada dos testes anteriores (teste com vidro). Os parâmetros utilizados em cada teste estão em negrito nas tabelas 5.1 e 5.2.

Tabela 5.1: Parâmetros de testes configuração 1

Configuração 1	Com a tampa de vidro
Temperatura (°C)	Potência (W)
100	172
120	225
140	293
160	352
180	443
200	512

Tabela 5.2: Parâmetros de testes configuração 2

Configuração 2	Sem a tampa de vidro
Temperatura (°C)	Potência (W)
79	172
110	225
129	293
144	352
169	443
177	512

Como era de se esperar, utilizando mesmos valores de potência fornecidos aos tubos, a configuração com a tampa de vidro na parte inferior da calha, as temperaturas das superfícies dos tubos ficaram em média, 15.3°C mais quentes do que no caso sem a tampa de vidro.

5.1 Resultados das Temperaturas nos Testes Realizados

Na tabela 5.3 e 5.4 são apresentadas as temperaturas registadas nos seis tubos e a temperatura do ambiente, além da temperatura média dos tubos na última coluna. Vale salientar que as temperaturas mencionadas, aqui no presente capítulo, são as resultantes do tratamento de dados de cada teste conforme explicado anteriormente (300 scan) então foram calculadas a média de 300 medições.

Como foi dito no capítulo anterior foram realizados seis testes que consistem no aquecimento dos tubos do absorvedor. Os tubos são aquecidos usando resistências elétricas e a temperatura varia entre a temperatura ambiente até alcançar um estado estacionário. A potência é a variável que muda durante os ensaios.

Tabela 5.3: Resultados dos testes configuração 1 (com a tampa de vidro)

Teste	Potência P(W)	T_{amb} (°C)	T_{tubo1} (°C)	T_{tubo2} (°C)	T_{tubo3} (°C)	T_{tubo4} (°C)	T_{tubo5} (°C)	T_{tubo6} (°C)	T_{tubos} (°C)
1	512	25,4	186,32	197,34	205,21	193,75	194,50	185,71	193,81
2	443	24,24	168,70	173,00	186,34	179,82	175,34	166,53	175,78
3	352	24,18	149,65	151,83	164,92	158,57	153,80	145,45	154,03
4	293	23,4	121,79	131,86	145,12	139,72	134,88	127,15	135,23
5	225	22,65	108,99	110,15	122,47	118,79	112,80	106,15	113,22
6	172	22,18	86,39	93,19	98,78	93,74	90,40	85,16	91,27

A temperatura média dos tubos (T_{tubos}) é dada por:

$$T_{\text{tubos}} = \frac{(T_{\text{tubo1}} + T_{\text{tubo2}} + T_{\text{tubo3}} + T_{\text{tubo4}} + T_{\text{tubo5}} + T_{\text{tubo6}})}{6} \quad (5.1)$$

Tabela 5.4: Resultados de teste sem a tampa de vidro

Teste	Potência P(W)	T _{amb} (°C)	T _{tubo1} (°C)	T _{tubo2} (°C)	T _{tubo3} (°C)	T _{tubo4} (°C)	T _{tubo5} (°C)	T _{tubo6} (°C)	T _{tubos} (°C)
1	512 W	23,88	133,28	143,73	152,16	149,27	135,83	132,78	142,84
2	443 W	23,84	128,35	129,50	141,23	135,52	131,47	123,58	132,60
3	352 W	22,55	108,78	110,68	121,57	116,47	111,84	105,53	112,47
4	293 W	24,21	90,26	94,76	104,82	99,38	95,63	88,92	95,62
5	225 W	22,55	74,30	76,88	84,42	80,03	75,57	70,26	76,79
6	172 W	21,49	57,11	60,85	67,28	62,59	60,15	55,70	60,66

Para a configuração com a tampa de vidro a temperatura média dos tubos está compreendida entre 91,27°C e 193,81°C, já para o caso com a tampa de vidro esses valores ficam entre 60,66, °C e 142°C. As temperaturas alcançadas para o caso da cavidade com a tampa de vidro são maiores do que a cavidade sem a tampa de vidro. As temperaturas dos tubos sem a tampa de vidro são entre 26 % a 33% menores.

Outro aspecto interessante é o padrão da distribuição da temperatura dos tubos. Nas figuras 5.1 e 5.2 podemos ver como se repete o padrão de temperatura dos tubos. Os tubos centrais são mais quentes, do que os tubos extremos. A diferença percentual entre a máxima e a mínima temperatura dos tubos em cada teste varia entre 3 % e 11%. Os tubos centrais são mais quentes por terem a menor perda de calor devido a sua posição dentro do conjunto dos tubos, a temperatura dos tubos diminui à medida que se aproxima das extremidades, ou seja, os tubos 1 e 6 são mais frios porque ficam nas extremidades.

Figura 5.1: Temperatura nos tubos com a tampa de vidro

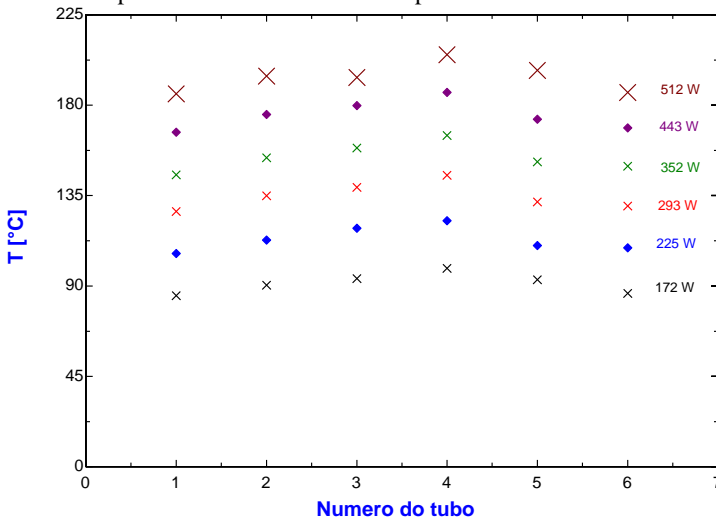
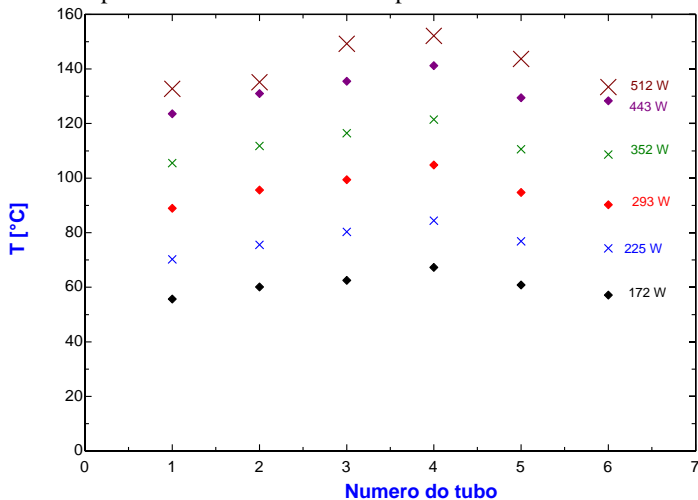
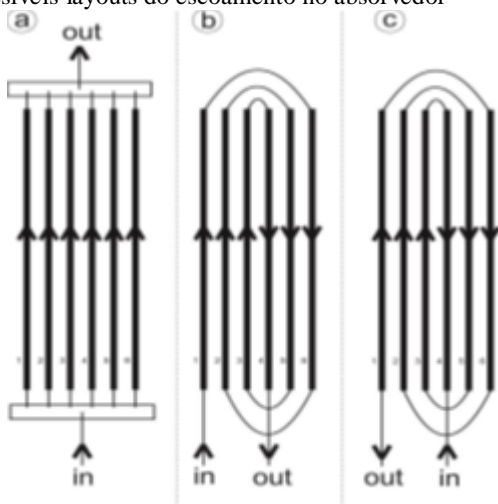


Figura 5.2 Temperatura nos tubos sem a tampa de vidro



Note que não há diferença no padrão da distribuição das temperaturas nos tubos entre as duas configurações. A distribuição da temperatura dos tubos é importante quando futuramente for escolhido o leiaute de escoamento dos fluidos. Alguns dos possíveis leiautes de escoamento são mostrados na figura 5.3 abaixo:

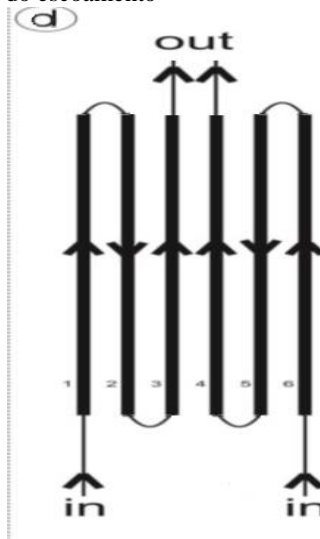
Figura 5.3: Possíveis layouts do escoamento no absorvedor



Na configuração **a** o escoamento ocorrerá em paralelo por todos os tubos em uma única passagem, em **b** e em **c** os tubos são ligados em série sendo a diferença entre eles o sentido do fluxo. Em **b** a entrada se dá pelo tubo periférico 1 e em seguida escoam pelos tubos 6, 2, 5, 3 e por fim pelo tubo central quatro. Em **c** a ordem é exatamente a inversa, entrando pelo tubo quatro, passando por 3, 5, 2, 6 e saindo por um. De acordo com o resultado dos testes o layout **b** é o mais interessante, pois como foi visto anteriormente as temperaturas dos tubos centrais são maiores que as dos periféricos.

Ainda se pode considerar um leiaute **d** como mostrado na figura 5.4 com o escoamento se dividindo em dois ramos cada um com três tubos (1,2,3) e (6,5,4), ambos com entrada pelos tubos das extremidades, tubos 1 e 6 e saída nos tubos 3 e 4.

Figura 5.4: Possível layout do escoamento

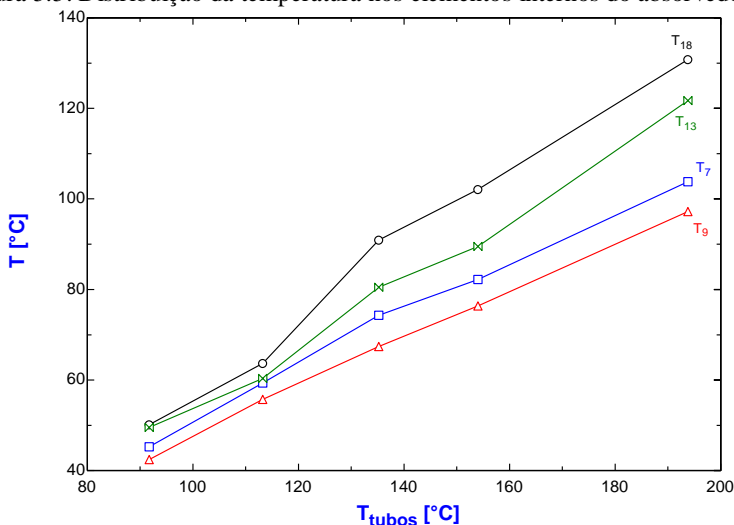


Os tubos centrais três e quatro atingem as maiores temperaturas fazendo mais sentido utilizar esses tubos no trecho final do escoamento para se atingir maiores temperaturas dos fluidos e os tubos um e seis para um preaquecimento como ocorrem nos leiautes **b** e **d**.

Nas figuras 5.5 e 5.6 são mostrados gráficos com os valores médios da distribuição de temperatura em alguns elementos do absorvedor como no vidro, no centro da cavidade, nas paredes laterais interiores e exteriores, finalmente na parte superior do absorvedor em

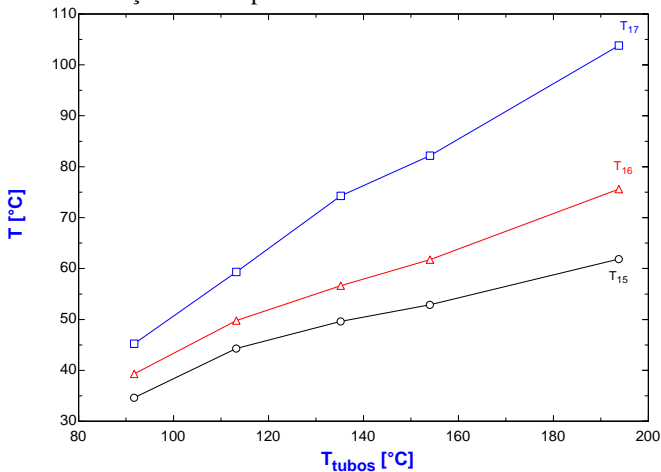
função da temperatura média dos tubos. Essas temperaturas podem ser classificadas em dois grupos, as temperaturas dos elementos do interior da cavidade (T_7 , T_9 , T_{18}) e as temperaturas exteriores da cavidade (T_{15} , T_{16} , T_{17}).

Figura 5.5: Distribuição da temperatura nos elementos internos do absorvedor



Pode-se observar que nos dois grupos apresentados anteriormente todas as temperaturas aumentam linearmente com a temperatura dos tubos, os elementos interiores à cavidade aumentam em média 67 % em relação as temperaturas dos tubos, já os elementos que estão fora da cavidade com 34,3 % em relação à temperatura dos tubos. O vidro que fecha a cavidade apresenta uma temperatura média maior comparada com os outros elementos. O ar dentro da cavidade apresenta temperatura média alta e aumenta à medida que aumenta a potência dissipada nos tubos, ou seja, quanto maior for à temperatura dos tubos maior a temperatura do ar dentro da cavidade. Comparando as curvas de temperaturas (T_9 e T_{13}) pode-se observar que a existência de um gradiente térmico ascendente porque o ponto 13 está localizado mais próximo aos tubos. Nos casos das superfícies exteriores não há grandes diferenças entre T_{17} e T_{16} . A temperatura correspondente à parte superior do absorvedor T_{15} é menor devido à espessura do isolante ser maior nesta região.

Figura 5.6: Distribuição das temperaturas nos elementos externos do absorvedor



5.2 Estimativa das perdas de calor do absorvedor

As perdas de calor por convecção e radiação da cavidade podem ser determinadas para as duas configurações do absorvedor. Algumas simplificações são feitas neste caso. Primeiro as perdas de calor por condução são negligenciadas, segundo consideramos as paredes laterais do absorvedor adiabáticas e finalmente aproximamos o conjunto de seis tubos como uma placa. As perdas de calor radiativas no absorvedor podem ser calculadas como a soma das perdas de calor por radiação do vidro para o ambiente e dos tubos para o ambiente.

A perda de calor total é dada por:

$$Q_{\text{total}} = Q_{\text{radv}} + Q_{\text{convv}} \quad (5.2)$$

Considerando a configuração com a tampa de vidro temos:

$$Q_{\text{radv}} = \sigma \times \varepsilon_v \times A_v \times (T_v^4 - T_a^4) \quad (5.3)$$

$$Q_{\text{cvv}} = h_{\text{cvv}} \times A_v \times (T_v - T_a) \quad (5.4)$$

Para o caso sem a tampa de vidro temos:

$$Q_{\text{radt}} = \sigma \times \varepsilon_t \times A_t \times (T_t^4 - T_a^4) \quad (5.5)$$

$$Q_{\text{cvt}} = h_{\text{cvt}} \times A_t \times (T_t - T_a) \quad (5.6)$$

Onde:

Q_{radv} : perdas de calor por radiação do vidro para o ambiente (W)

Q_{radt} : perdas de calor por radiação dos tubos para o vidro (W)

σ : constante de Planck $5.67 \cdot 10^{-8}$

A_v : área da seção transversal do vidro (m²)

A_t : área da seção transversal dos tubos (m²)

T_v : temperatura do vidro (K)

T_a : temperatura ambiente (K)

T_t : temperatura dos tubos (K)

\mathcal{E}_t : emissividade dos tubos

\mathcal{E}_v : emissividade do vidro

h_{ccv} : Coeficiente de transferência de calor por convecção do vidro para o ambiente

h_{cct} : Coeficiente de transferência de calor por convecção da parede externas dos tubos

Utilizando os resultados das medições das temperaturas como dados de entrada para obter as taxas de calor de acordo com as equações, acima.

Seja o teste 4 da configuração dois com os respectivos valores das temperaturas da tabela 5.4

Tabela 5.5: Teste 4

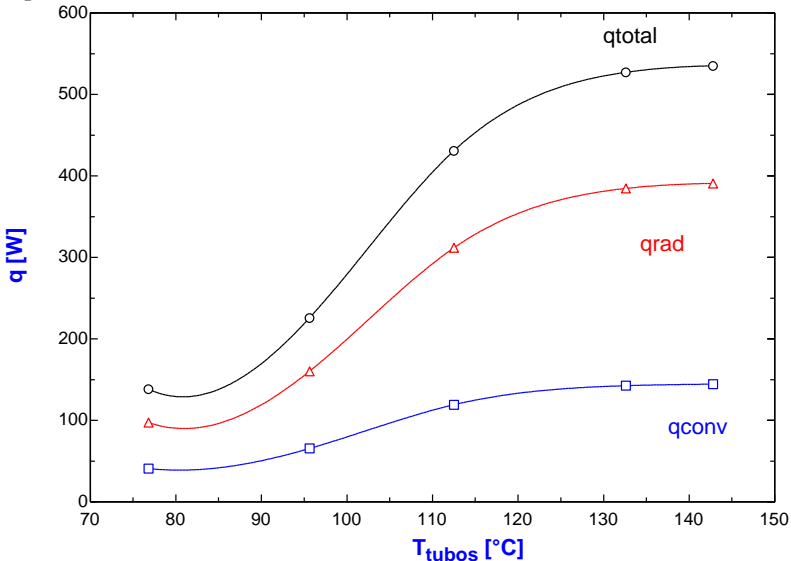
Teste	Potência(W)	$T_{\text{amb}}(^{\circ}\text{C})$	$T_{\text{tubos}}(^{\circ}\text{C})$	$T_c(^{\circ}\text{C})$	$T_v(^{\circ}\text{C})$
4	293	24,21	95,62	59,33	63,68

Obtém-se:

$Q_{\text{cv}}=65,48$ W e $Q_{\text{rad}}=239,2$ isso fornece um total de calor perdido por convecção e radiação $Q_{\text{tot}}=304,7$ W Isto é $\Delta Q = 304 - 293 = 11$ W ou seja as simplificações consideradas no modelo superestima o valor das perdas de calor no absorvedor de um valor de 11 W. Portanto será mais conveniente fazer uma modelagem usando a configuração original e considerando as temperaturas das paredes inclinadas do absorvedor assim obteremos a troca de calor entre três superfícies.

Na figura 5.7 tem-se a variação das perdas de calor no absorvedor em função da temperatura dos tubos, pode-se ver que em média cerca 79% das perdas calculadas são radiativas e 21 % são convectivas esses resultados estão em concordâncias com os resultados encontrados na literatura onde em geral 80 % das perdas de calor em um absorvedor são radiativas

Figura 5.7: Perda de calor por radiação, convecção e total em função da temperatura dos tubos



5.3 Determinação Experimental do Coeficiente Global de Perdas Térmicas

O coeficiente global de perdas U_g em $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ relativo à superfície do absorvedor pode ser calculado a partir da equação 5.9. Esta equação pode ser utilizada sabendo que dado o sistema em estado estacionário o a taxa de calor dissipado pelas resistências P será igual ao calor transferido nos tubos para o ambiente. (Incropera e DeWitt, 1999)

O balanço de energia nos tubos em estado estacionário fornece:

$$P = U_g \cdot A_{\text{tubos}} \cdot (T_{\text{tubos}} - T_{\text{amb}}) \quad (5.9)$$

$$U_g = \frac{P}{A_{\text{tubos}} \times (T_{\text{tubos}} - T_{\text{amb}})} \quad (\text{W} / \text{m}^2\text{K}) \quad (5.10)$$

Onde

A_{tubos} : é a área dos tubos de aço, (m^2)

$$\text{Com } A_{\text{tubos}} = 6 \times \pi \times D_e \times L_t \quad (5.11)$$

Onde D_e diâmetro exterior dos tubos e L_t comprimento do tubo

P : Potência dissipada nos tubos (W)

T_{tubos} : Temperatura média dos tubos ($^{\circ}\text{C}$)

T_{amb} : Temperatura do ambiente ($^{\circ}\text{C}$)

Os gráficos das figuras 5.8 e 5.9 mostram os valores obtidos para o coeficiente global de perdas de calor em $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ em função da diferença de temperatura dos tubos e do ambiente em todos os seis testes.

Figura 5.8: Coeficiente de perda térmica calculados a partir da equação 5.10 em função da diferença entre a temperatura média dos tubos e a temperatura ambiente. Caso com a tampa de vidro

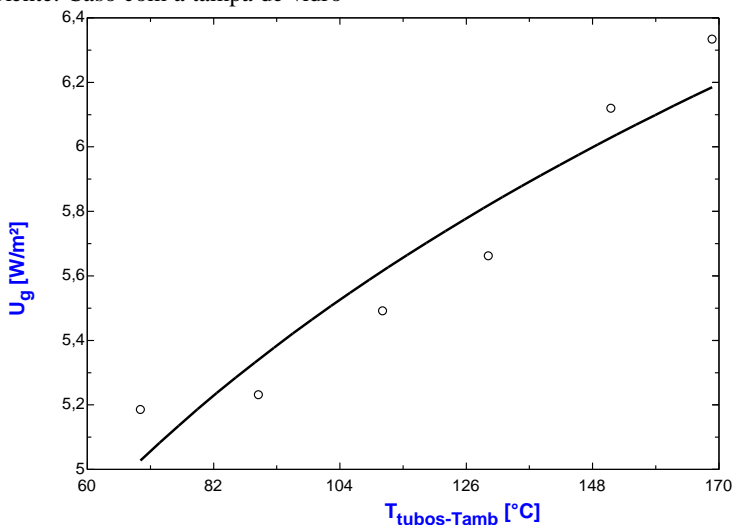
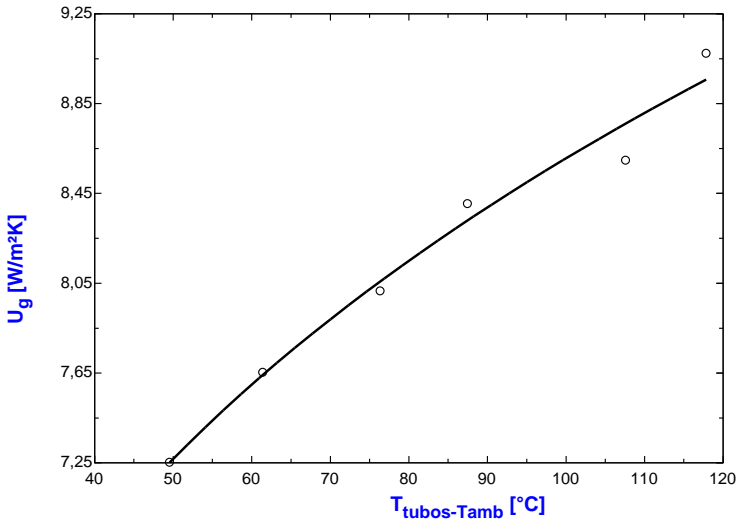


Figura 5.9: Coeficiente de perda térmica calculados a partir da equação 5.10 em função da diferença entre a temperatura média dos tubos e a temperatura ambiente. Caso sem a tampa de vidro



5.4 Comparação do Coeficiente Global de Perda de Calor para as duas Configurações

O Coeficiente global de perdas de calor do absorvedor varia com a temperatura dos tubos e foi estimado usando as medições de temperaturas dos tubos com a aplicação da equação 5.10. Os valores do coeficiente global de perdas de calor estão na faixa de 7,2,1 a 9,0 W/m²K para a configuração sem a tampa de vidro enquanto para a configuração com a tampa de vidro os valores ficam entre 5,2 a 6,3 W/m²K os valores são resumidos na tabela 5.4.

Tabela 5.6: Comparação dos valores

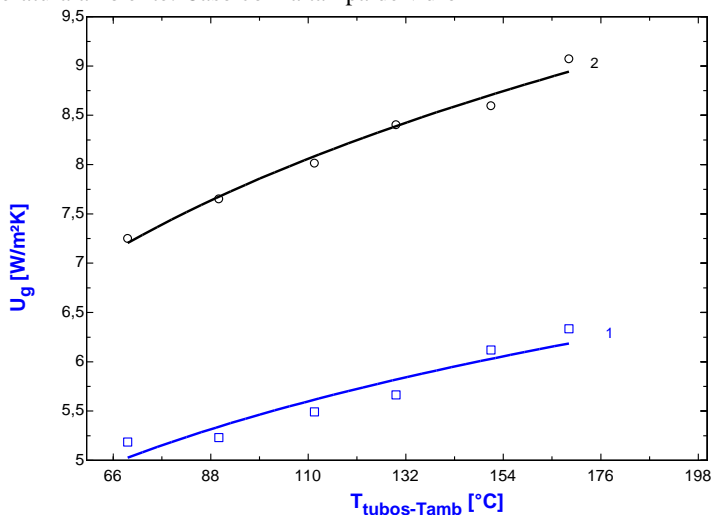
Configuração	Coeficiente global U_g (W/m ² K)
Sem a tampa de vidro	7,2-9,0
Com a tampa de vidro	5,2-6,3

O valor das incertezas obtidas para o cálculo do coeficiente global de perda de calor é feito posteriormente.

A percentagem de redução do coeficiente global de perdas de calor do absorvedor considerando a cavidade com a tampa de vidro em relação á cavidade sem a tampa de vidro varia em média 28,5%. Os

resultados obtidos para o coeficiente global de perdas de calor estão em concordâncias com os resultados obtidos por Singh *et al* (Singh *et al*, 2010) e com os resultados obtidos por Negi (Negi *et al*, 1989).

Figura 5.10: Coeficiente global de perda de calor das duas configurações no mesmo gráfico versus diferença entre a temperatura média dos tubos e a temperatura ambiente. Caso com a tampa de vidro



O efeito da presença da tampa de vidro em comparação à cavidade sem a tampa é mostrado na figura 5.10. Então a tampa de vidro reduz o coeficiente global de perda de calor, essa redução deve ser atribuída à redução de perda de calor por convecção para o ambiente. Para toda a faixa de temperatura considerada, de acordo com as curvas da figura 5.10, o coeficiente global de perda de calor para o caso com tampa é sempre menor.

5.5 Ajuste de Curva dos Valores Experimentais do Coeficiente Global de Perdas de calor

A curva que melhor ajusta o coeficiente global de perda de calor foi obtida através de uma correlação entre o coeficiente global de perda de calor e a diferença de temperatura dos tubos e o ambiente. A curva que melhor ajusta o coeficiente global de perda de calor é a curva de potência. A curva de potência deve ser atribuída à dominância das perdas de calor por radiação que aumentam significativamente com a temperatura. O ajuste de curva é obtido usando a relação:

$$U_g = a \times (T_{tubos} - T_{amb})^b \quad (5.12)$$

Onde a e b são determinados a partir dos dados experimentais. Os valores das constantes a e b são mostrados na tabela 4.5.

Tabela 5.7: Valores dos coeficientes “a” e “b” obtidos

Configuração	Constante a	Constante b
Sem a tampa de vidro	2,8025	0,2437
Com a tampa de vidro	1,8748	0,2327

5.6 Determinação Analítica do Coeficiente Global de Perdas Térmicas através de Correlações

Para calcular o coeficiente global de perdas de calor de maneira analítica é preciso levar em consideração as perdas de calor do absorvedor tanto por radiação quanto por convecção. As perdas de calor por condução são negligenciáveis, pois a cavidade é isolada com lã de rocha. A expressão utilizada para estimar o coeficiente global de perdas de calor pode ser dada pela expressão da equação 5.13. (Kalagirou, 2009). A demonstração é feita no livro solar *Energy Engineering solar processes and systems* nas páginas [156-161] e será colocado em anexo. Essa expressão foi utilizada por Singh *et al*, (2009) e Manikumar *et al*, (2014) para a determinação analítica do coeficiente global de perdas de calor.

Caso com a tampa de vidro

$$U_g = \frac{1}{(h_1 + h_2) + (A_{tubos} / A_{vidro}) \times (h_3 + h_4)} \quad (5.13)$$

U_g : Coeficiente global de perdas de calor (analítico) [W/m²k]

h_1 : Coeficiente de transferência de calor por convecção da parede externas dos tubos [W/m²K]

h_2 : Coeficiente de transferência de calor por radiação da parede externas dos tubos [W/m²K]

h_3 : Coeficiente de transferência de calor por convecção da superfície externa do vidro para o ambiente [W/m²K]

h_4 : Coeficiente de transferência de calor por radiação da superfície externa do vidro para o ambiente [W/m²K]

h_1 pode ser estimado considerando a configuração de placas paralelas horizontal onde os tubos são considerados a placa quente e a cobertura interior do vidro a placa fria. [W/m²K]

$$h_1 = Nu_1 \times k_1 / L_t \quad (5.14)$$

$$\text{Número de Nusselt } Nu_1 = 0,27Ra_1^{0,25} \quad (5.15)$$

$$\text{Com } (10^5 < Ra_1 = Gr_1 \cdot Pr_1 < 10^{11}) \quad Gr_1 = \beta_1 g(L_t)^3 \rho_1 \Delta T / \mu_1^2 \quad (5.16)$$

$$Pr_1 = \mu_1 Cp_1 / k_1 \cdot \quad (5.17)$$

As Propriedades físicas do ar, tais como massa específica, viscosidade, calor específico e condutividade térmica foram tomadas à temperatura média dos tubos e da temperatura da tampa de vidro.

h_3 pode ser estimado Considerando o fluxo laminar de ar sobre a tampa de vidro . As correlações usadas são as seguintes.

$$h_3 = Nu_3 \times k_3 / L_t \quad (5.18)$$

$$\text{Número de Nusselt } Nu_3 = 0,27Ra_3^{0,25} \quad (5.19)$$

$$\text{Com } (10^5 < Ra_3 = Gr_3 \cdot Pr_3 < 10^{11}) \quad Gr_3 = \beta_3 g(L_t)^3 \rho_3 \Delta T / \mu_3^2 \quad (5.20)$$

$$Pr_3 = \mu_3 Cp_3 / k_3 \cdot \quad (5.21)$$

As Propriedades físicas do ar, tais como massa específica, viscosidade, calor específico e condutividade térmica foram tomadas à temperatura média da tampa de vidro e da temperatura do ar.

O coeficiente de perdas de calor por radiação depende da temperatura e da emissividade da superfície. h_2 pode ser calculado considerando a transferência de calor por radiação entre duas placas paralela

$$h_2 = [\sigma (T_{tubos}^2 + T_{vidro}^2) (T_{tubos} + T_{vidro})] / [(1/\epsilon_v) + (1/\epsilon_t) - 1] \quad (5.22)$$

E para a cobertura de vidro obtemos

$$h_4 = \sigma \epsilon_v (T_{vidro}^2 + T_{amb}^2) (T_{vidro} + T_{amb}) \quad (5.23)$$

Caso sem tampa de vidro é utilizada a expressão

$$U_g = \frac{1}{(h_5 + h_6)} \quad (5.23)$$

h_5 : coeficiente de transferência de calor por convecção entre as paredes externas dos tubos e o ambiente.

h_6 : coeficiente de transferência de calor por radiação entre as paredes externas dos tubos e o ambiente.

$$h_5 = Nu_5 \times k_5 / L_t \quad (5.24)$$

$$\text{Número de Nusselt } Nu_5 = 0,27 Ra_5^{0,25} \quad (5.25)$$

$$\text{Com } (10^5 < Ra_5 = Gr_5 \cdot Pr_5 < 10^{11}) \quad Gr_5 = \beta_5 g (L_t)^3 \rho_5 \Delta T / \mu_5^2 \quad (5.26)$$

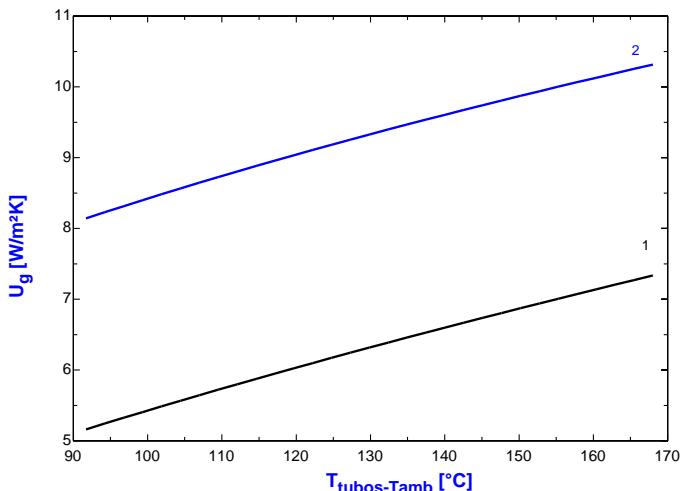
$$Pr_5 = \mu_5 Cp_5 / k_5 \cdot \quad (5.27)$$

O cálculo dos diferentes coeficientes é feito com o auxílio do EES, a seguir mostraremos os resultados obtidos.

Quanto mais altas as temperaturas das superfícies dos tubos maiores são as perdas de calor por radiação, por convecção e, conseqüentemente, maior o coeficiente global de perda de calor. Na figura 4,7 os valores dos coeficientes de calor por radiação são dominantes e apresentam valores maiores do que por convecção.

Os h_s calculados são ajustados utilizando-se os valores das temperaturas obtidos experimentalmente. Por exemplo, para o caso com tampa de vidro (tabela 5.3) obtém-se $h_1=1,952 \text{ W/m}^2\text{K}$, $h_2=8,35 \text{ W/m}^2\text{K}$, $h_3=2,37 \text{ W/m}^2\text{K}$, $h_4 =6,18 \text{ W/m}^2\text{K}$, $U_g=5,8 \text{ W/m}^2\text{K}$. A figura 5.11 mostra a variação do coeficiente global de perdas térmicas em função da diferença de temperatura dos tubos e o ambiente, o coeficiente global de perdas térmicas aumento com o aumenta da temperatura dos tubos. Ela varia entre $5,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ e $7,25 \text{ W/m}^2\text{K}$ para o caso 1 e de $8,2 \text{ W/m}^2\text{K}$ a $10,75 \text{ W/m}^2\text{k}$ para o caso 2

Figura 5.11: Variação do coeficiente global de perdas térmicas em função da diferença de temperatura dos tubos e o ambiente



Na figura 5.11, podemos ver também que o coeficiente de perdas térmicas é maior no caso 2 e sua curva se situa acima da curva do caso 1. Isso pode ser explicado levando em conta que com o aumento da temperatura haverá aumento de perdas de calor por radiação e convecção. Sem a presença do vidro, maiores serão as perdas de calor para o ambiente.

5.7 Comparação dos Resultados Experimentais e os Previstos por Correlações

Nas figuras 5,12 e 5,13 são mostrados os resultados experimentais e os calculados previstos por correlações para o coeficiente global de perdas de calor em função da temperatura média dos tubos. A partir das figuras pode-se observar que a tendência de variação do coeficiente global de perdas de calor é semelhante para os valores simulados e experimentais. No entanto os valores experimentais são de 10,35 % a 19 % menores do que os valores analíticos para o caso em que a superfície dos tubos é pintada com tinta ordinária sem tampa de vidro e de 9,6% a 11% para o caso de tinta ordinária com tampa de vidro.

Essas diferenças podem ser atribuídas as incertezas das correlações utilizadas no cálculo dos valores experimentais. A estimativa das incertezas, tomando por base uma incerteza na medição das temperaturas de $\pm 1,2K$

Por outro lado as correlações utilizadas para estimar o número de Nusselt é originalmente desenvolvida para placas paralelas com

superfície quente no topo e superfície fria na parte de baixo. As paredes laterais da cavidade não foram consideradas, para simplificar os cálculos elas foram consideradas adiabáticas.

Figura 5.12: Comparação dos resultados para o coeficiente de perda de calor para diferentes temperaturas dos tubos. Caso com a tampa de vidro.

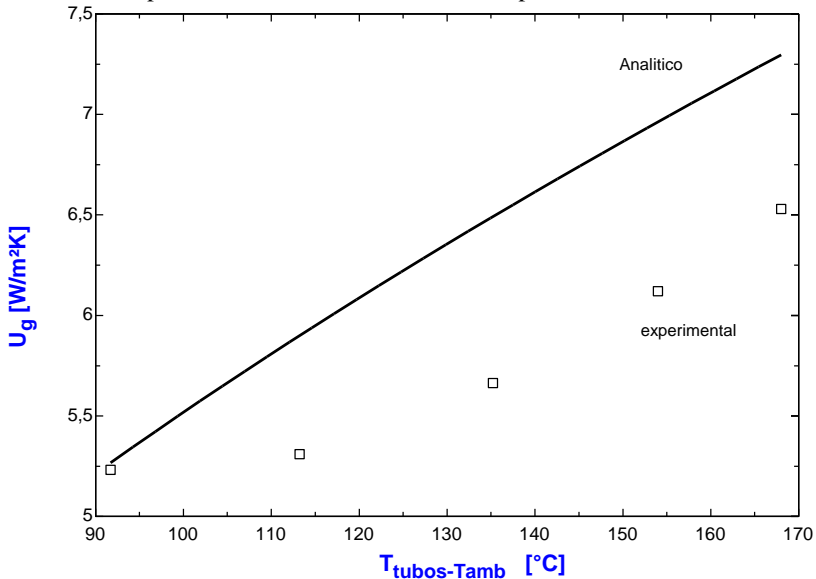
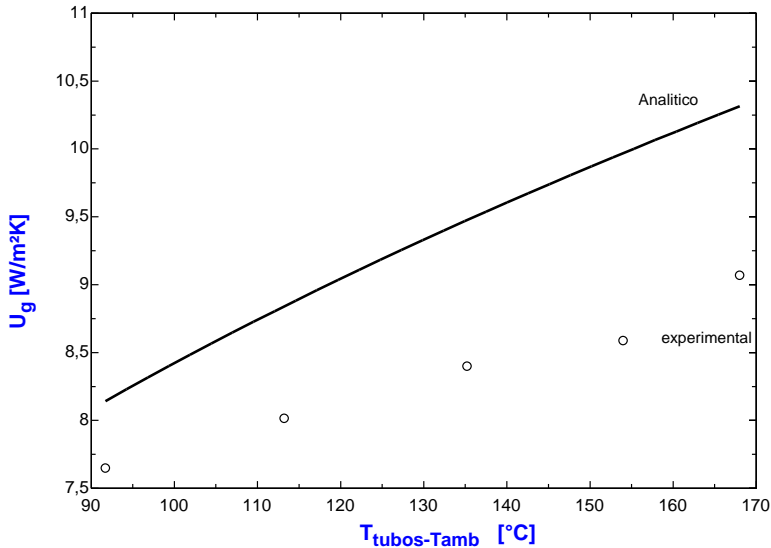


Figura 5.13 Comparação dos resultados para o coeficiente de perda de calor para diferentes temperaturas dos tubos. Caso com a tampa de vidro



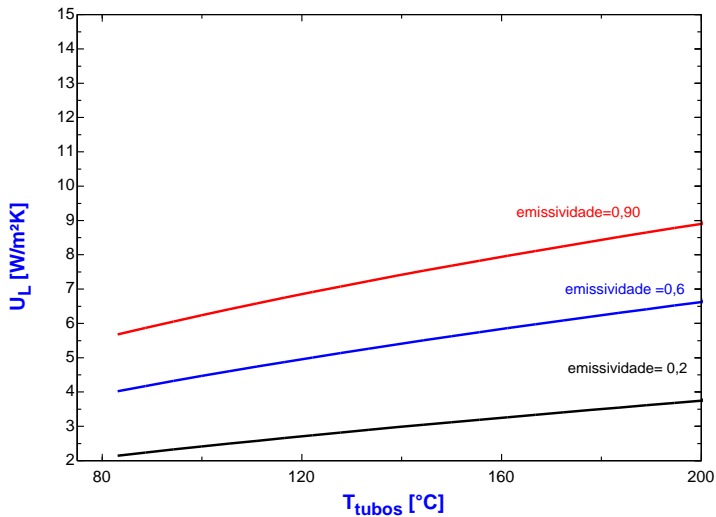
Os valores do coeficiente global de perda de calor obtidos no estudo experimental estão em concordância com os resultados previstos por correlações.

5.8 Influência dos Parâmetros

5.8.1 Influência do Revestimento da Superfície dos Tubos e da Cobertura de Vidros

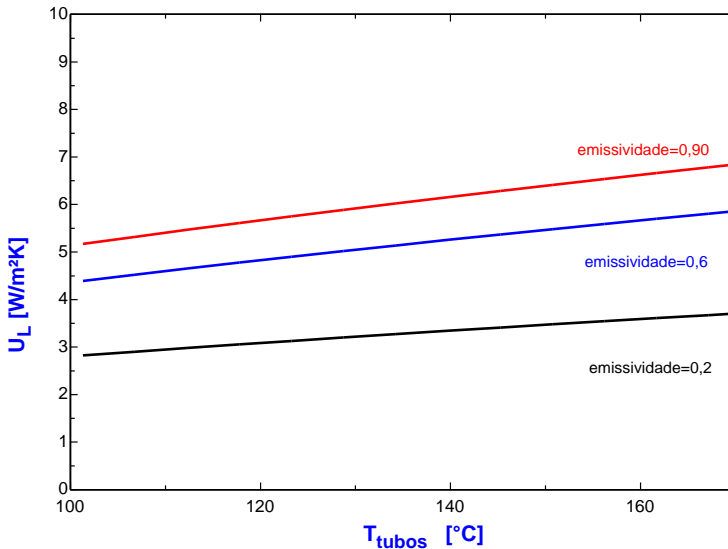
Os valores do coeficiente global de perdas de calor variam com o tipo de revestimento aplicado, ou seja, com a emissividade da tinta na faixa do infravermelho. Na sequência serão considerados três tipos de revestimento um com uma tinta ordinária (emissividade =0,90), outro com tinta semi seletiva (emissividade =0,6) e por fim um com tinta seletiva SOLKOTE.

Figura 5.14 Variação do coeficiente global de perda de calor com a temperatura dos tubos (caso sem considerar a cobertura de vidro)



A figura 5.14 mostra a variação do coeficiente global de perda de calor com a temperatura dos tubos para o caso como configuração com a cobertura de vidro. No caso da tinta ordinária, os valores de U_g ficam com os valores maiores que os demais casos (curva vermelha). A curva preta é o melhor caso, pois apresenta o menor coeficiente global de perdas de calor.

Figura 5.15: Variação do coeficiente global de perda de calor com a temperatura dos tubos (considerando a cobertura de vidro)



Similarmente, para a cavidade com a tampa de vidro, a figura 5,15 mostra a variação do coeficiente global de perda de calor com a temperatura dos tubos, resultando como esperado na diminuição do coeficiente global de perda de calor. Os valores obtidos são diferentes para os tubos pintados com uma tinta ordinária.

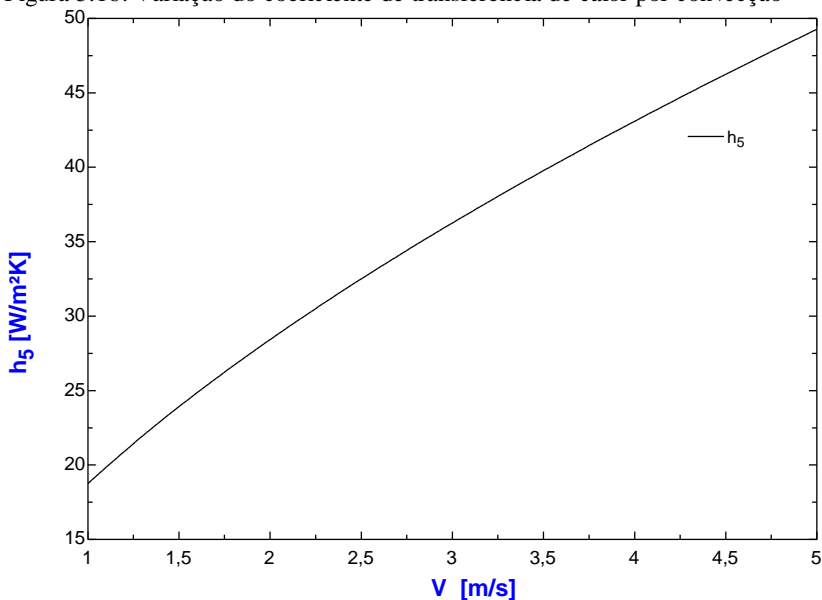
Nos resultados mostrados anteriormente pode-se destacar o efeito da tinta seletiva em relação à tinta ordinária. O coeficiente global de perda de calor aumenta com a temperatura dos tubos em todos os casos tanto no caso sem e com tampa de vidro. Os cálculos indicam que pintando-se os tubos absorvedores com tinta comum a redução do coeficiente global varia entre 10,3 e 15% quando se compara a configuração 2, com a configuração 1. Já para os tubos pintados com a tinta semi seletiva a variação é de 3 a 8% comparando as duas configurações. Para os tubos pintados com tinta seletiva a redução percentual está entre 8 e 17% comparando as configurações 1 e 2.

É interessante notar que a cavidade com a tampa de vidro e tubos pintados com a tinta seletiva mantém sempre o coeficiente de perda de calor menor que os outros casos, Enquanto que os tubos revestidos de tinta ordinária sem a tampa têm o maior coeficiente de perda de calor em todas as temperaturas testadas.

5.8.2 Influência do Vento

A figura 5,16 mostra a variação do coeficiente de transferência de calor local h_{ev} em função da velocidade do vento. O coeficiente convectivo na parte exterior dos tubos absorvedores aumenta se consideramos um aumento da velocidade do vento, correlações para convecção forçada são usadas, variando a velocidade média do vento na localidade entre (1m/s e 10m/s), o número de Reynolds aumenta. Os valores do coeficiente de transferência de calor por convecção local variam entre 28,31 e 74,3 W/m²K

Figura 5.16: Variação do coeficiente de transferência de calor por convecção



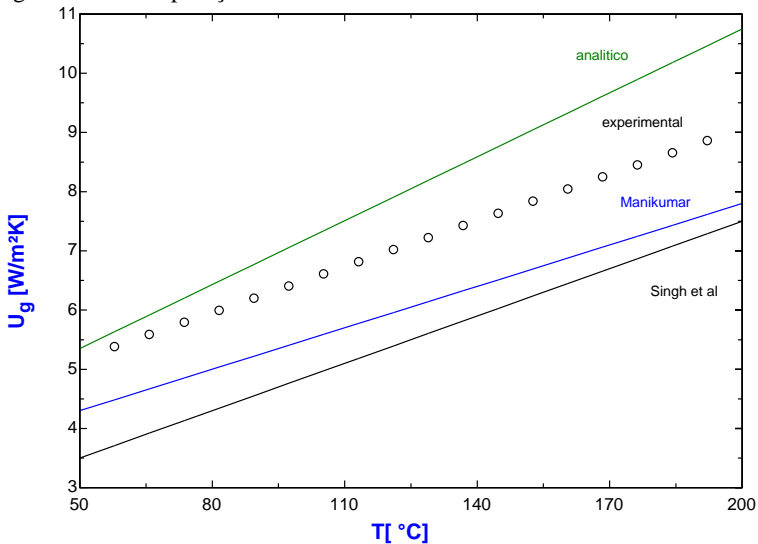
Por exemplo, o valor do coeficiente global de perdas de calor se considerar a cavidade sem tampa de vidro e pintada com a tinta ordinária para uma temperatura dos tubos de 200 °C e considerando um velocidade de vento de 3m/s é de 10,45 W/m²K nesse caso o h_5 é de 30,43 W/m²K. Se considerar a velocidade do vento de 5 m/s, o coeficiente global será superestimada e seu novo valor com as mesmas condições citadas anteriormente será 11,21 W/m²K para um coeficiente $h_5=49,6$ W/m²K um aumento muito significativo.

5.9 Comparação dos Resultados Obtidos com os Resultados Encontrados na Literatura

Alguns autores estudaram a transferência de calor em absorvedor trapezoidal linear Fresnel. O método para determinar o coeficiente global de perda de calor no presente trabalho baseou-se em estudos anteriores. Os resultados encontrados estão compatíveis com os resultados por Negi *et al*, 1989 e Singh *et al*, 2010.

Na figura 5.17 os resultados experimentais e os resultados previstos pelas correlações são mostrados, assim como os resultados obtidos por Singh *et al*, (2010), Manikumar *et al*, (2014). Esses resultados indicam que os valores previstos por correlações são maiores que os resultados experimentais, quanto estes superam os coeficientes previstos pelas correlações de Singh et al;(2010) e Manikumar et al.(2014).

Figura 5.17: Comparação dos resultados com os da literatura



6. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Foi realizado um estudo da transferência de calor de um absorvedor linear Fresnel de um concentrador heliotérmico que deverá operar com geração direta de vapor. O estudo consiste na determinação experimental, e na estimativa teórica por meio de correlações do coeficiente global de perda de calor de um protótipo do absorvedor de um metro de comprimento cujo modelo em escala real funciona com um concentrador Linear Fresnel.

Uma análise experimental das perdas de calor do tubo absorvedor foi realizada tomando por base um elemento da cavidade que contém os tubos absorvedores. Foram testadas duas configurações, uma sem a tampa de vidro da base inferior da cavidade e a outra com a tampa de vidro. Os valores do coeficiente global para a configuração sem a tampa ficaram entre 7,25 e 9,07 W/m²K enquanto que para a configuração com a tampa de vidro os valores ficaram entre 5,2 e 6,3 W/m²K. Os resultados por meio das correlações superestimaram os valores das perdas em até 12,5% com a tampa de vidro e 16,1% no caso que se considera a tampa de vidro.

6.1 Da Tecnologia Fresnel

O concentrador do tipo Fresnel Linear se mostra como uma opção interessante para geração de vapor saturado à temperatura de até 250°C e vem despertando um crescente interesse em aplicações industriais, devido à sua simplicidade, seu desempenho e a possibilidade de reduzir custos comparando com as outras tecnologias heliotérmica como o concentrador cilindro-parabólico por exemplo.

6.2 Dos Resultados

O coeficiente global de perda de calor (U_g) em estado estacionário foi determinado para diferentes valores de temperatura dos tubos. A potência dissipada pela placa de aquecimento colocado debaixo dos tubos varia de modo a se obter diferentes valores de temperaturas simulando assim seis possíveis temperaturas do concentrador real. U_g foi determinado em função da diferença de temperatura entre os tubos e o ambiente. Nos testes sem a tampa de vidro o coeficiente global de perda de calor foi calculado e está entre os valores de [7,25—9,07] W/m²K. Em quanto para teste com a tampa de vidro os valores ficam entre [5,2 -6,3] W/m²K. Existe uma redução significativa no coeficiente global de perda de calor para as duas configurações citadas anteriormente. A percentagem de redução do coeficiente global de perdas de calor do absorvedor considerando a cavidade com a tampa de vidro em relação à cavidade sem

a tampa de vidro varia entre 11 e 17%. Os resultados obtidos para o coeficiente global de perdas de calor estão em concordâncias com os resultados obtidos por Singh *et al* (Singh *et al*, 2010) e com os resultados obtidos por Negi (Negi *et al*, 2012). O coeficiente global foi determinado analiticamente, a determinação de U_g ocorre com um mecanismo complexo de transferência de calor incluindo radiação e convecção o modelo foi simplificado usando correlações de placas planas. Os valores determinados para o coeficiente global de perda de calor analiticamente variam com a temperatura dos tubos Os valores aumentam com a temperatura da superfície dos tubos isto é devido ao fato de que perdas de calor por convecção e radiação aumentam com a temperatura. Além do mais o valor do coeficiente global de perda de calor aumenta com o tipo de revestimento aplicado na superfície dos tubos, ou seja, com a emissividade da tinta.

Os resultados experimentais e analíticos foram comparados foi observada uma boa concordância entre os valores simulados e experimentais, mas os valores experimentais são de 14 a 25 % menor que os valores analíticos para o caso tinta ordinária sem tampa de vidro e de 6 a 16% para o caso de tinta ordinária com tampa de vidro. Uma explicação para isso dever ser porque no modelo analítico foi usado correlações que não preveem com precisão o número de Nusselt consequentemente afetam os resultados do h local calculado. Também no cálculo analítico foi usada aproximação de placas paralelas para simplificar, mas a configuração original não se trata de placas paralelas, as paredes laterais da cavidade não foram consideradas, elas foram consideradas adiabática isso explica porque os valores são diferentes.

6.3 Sugestões

Para estudar as perdas de calor do absorvedor foi necessário construir um protótipo de um metro de comprimento. Os valores de U_g variam entre $[5,2 - 9,07]$ W/m^2K , esses valores podem aumentar durante a operação do modelo real devido a velocidade do vento registrado na zona de instalação do concentrador. Os testes de perdas térmicas com e sem radiação solar serão realizados na bancada real, os resultados obtidos poderão ser comparados com os resultados do presente trabalho.

No cálculo de U_L foi feita aproximação placas paralelas com superfície quente no topo e superfície fria em baixo. As paredes laterais da cavidade não foram consideradas, para simplificar a modelagem elas foram consideradas adiabática seria interessante usar uma nova abordagem levando em conta a temperatura das paredes laterais da cavidade trapezoidal, ou utilizar os valores de medições da temperatura

do centro da cavidade para avaliar os coeficientes de transferência de calor dentro da cavidade.

O modelo descrito para avaliar as perdas de calor foi ajustado utilizando as temperaturas experimentais para determinar os coeficientes de transferência de calor local, esses modelos têm suas limitações porque não mostra detalhes sobre o movimento do ar fora da cavidade e de outros fenômenos de transferência de calor que acontecem dentro da cavidade seria interessante para complementar a modelagem da transferência de calor do absorvedor fazer uma modelagem numérica utilizando dinâmica dos fluidos computacionais (CFD) para análise com mais detalhada o comportamento térmico do absorvedor.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABBAS, R., MUÑOZ, J., MASTINEZ-VAL, J. M. Steady-state thermal analysis of an innovative receiver for linear Fresnel reflectors. *Applied Energy*, 92. 2012.

ABBAS, R., MUÑOZ, J., MASTINEZ-VAL, J. M. Steady-state thermal analysis of an innovative receiver for linear Fresnel reflectors. *Applied Energy*, 92. 2012.

ALMEIDA S M;” Pesquisa e Desenvolvimento de um Sistema Termoelétrico do tipo *Linear Fresnel Reflector*” Dissertação de mestrado Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa 2014

ALTAMIRANO M. y otros .”Simulación térmica de un concentrador lineal tipo fresnel, dos opciones de funcionamiento, AVERMA” vol 14,pp. 03.139-03-146.2014

ALAVAREZ AND C. E. ESTRADA, “Nusselt number for the natural convection and surface thermal radiation in a square tilted open cavity”, *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 32, no. 9, pp. 1184–1192, 2005.
AREVA SOLAR. <www.solar.aveva.com> acessado em jun 2016.

BALAJI, C. AND S. P. VENKATESHAN, “Interaction of surface radiation with free convection in a square cavity”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 14, no. 3, pp. 260– 267, 1993

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.

CHEVALIER, J.-M / Vega, Xavier de la. "Aucune énergie n'est parfaite". *Sciences humaines. Hors série*, , 049, p.36-37. 2004

DA SILVA, M.A. “Central de Produção de Energia Elétrica a Partir de Energia Solar Térmica”. instituto superior de engenharia de lisboa. Dissertação de mestrado orientador Prof. Nuno Paulo Ferreira Henriques 2013

DUFFIE JA, BECKMAN WA. Solar engineering of thermal processes. New York etc.: John Wiley & Sons, Inc. 3rd ed. 2006.

ECK, M., & ZARZA, E. Saturated steam process with direct steam generating parabolic troughs. *Solar Energy*, 80. 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
 FELDHOF, F., Direct Steam Generation (DSG) Technology Overview SFERA Summer School, 2012, DLR Almeria, Spain. 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.

FERRAZ, D., Experimental evaluation of the PAZ. Solar thermal collector at the Ben- Gurion centre for solar thermal electricity generating technologies. Final report, Prepared for the Ministry of Energy and Infrastructure, State of Israel. 1993

FORRISTAL, R. “Heat Transfer Analysis and Modeling of a Parabolic Trough Solar Receiver Implemented in Engineering Equation Solver”. Golden: National Renewable Energy Laboratory Technical Report, 2003

FRANCOIS H “A quasi-dynamic simulation model for direct steam generation in parabolic troughs using TRNSYS. *Applied Energy*. 2010

GOEBEL O, HENNECKE K, GOEBEL O, HENNECKE K, Investigation in thermohydraulics in a Parabolic Trough Absorber with Direct Steam Generation, *Solar Paces*, pp. 787-813, 1997, *Solar Paces*, pp. 787-813, 1997.

GUANGDONG ZHU, TIM WENDELIN, MICHAEL J. WAGNER, CHUCK KUTSCHER. History, current state, and future of linear Fresnel concentrating solar collectors. *Solar Energy*, 103. 2014.

HEIMASTH, A K, Linear Fresnel collector receiver: heat loss and temperatures, pp. 787-813, 2013.

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

IEA (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY). Technology roadmap. Solar thermal electricity. Paris, 2014.

IEA (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY). Tracking clean energy progress 2014. Paris, 2014.
in the Linear Fresnel Reflector Solar Concentrator System . Applied Energy, 2014

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 5ª ed. 2003.

INDUSTRIAL SOLAR. Industrial Solar linear Fresnel collector LF-11, Technical data. < <http://www.industrial-solar.de/>>. Acessado em agosto 2014.

KALOGIROU, S. “Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*” 30:231–295 2009

KALOGIROU, S. “Solar thermal collectors and applications. *Progress in Energy and Combustion Science*” 30:231–295 2004

LARSEM, S. F., ALTAMIRIANO, M., HERNANDEZ, A. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. *Renewable Energy*, 39. 2012.

LARSEM, S. F., ALTAMIRIANO, M., HERNANDEZ, A. Heat loss of a trapezoidal cavity absorber for a linear Fresnel reflecting solar concentrator. *Renewable Energy*, 39. 2012.

MANIKUMAR, R Heat Transfer Analysis of an Elevated Linear Absorber with Trapezoidal Cavity *Solar Energy*, 119. 2014

MARTINEZ-VAL, J. M., RUBBIA, C., SAIT, H. H., ABBAS, R., MUÑOZ-ANTÓN, J. A coherent integration of design choices for advancing in solar thermal power. *Solar Energy*, 119. 2015.

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

MUÑOZ, J., MARTINEZ-VAL J. M., RAMOS A. Thermal regimes in solar-thermal linear collectors. *Solar Energy*, 85. 2011.

NATARAJAN, S.K K. S. REDDY AND T. K. MALLICK “Heat loss characteristics of trapezoidal cavity receiver for solar linear concentrating system”, *Appl. Energy*, vol. 93, pp. 523–531, 2012.

NEGI BS, MATHUR SS, KANDPAL TC. “Optical and thermal performance evaluation of a linear Fresnel reflector solar concentrator”. *Sol Wind Technol* 1989;6(5):589–93

PALAFIX AND C. A. ESTRADA, “Numerical study of heat transfer by natural convection and surface thermal radiation in an open cavity receiver”, *Sol. Energy*, vol. 86, no. 4, pp. 1118–1128, 2012.

PATNODE AM. Simulation and performance evaluation of parabolic trough solar power plants, (Masters dissertation, University of Wisconsin-madison). 2006.

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.

PEREIRA, E. M. D. et al. Mapeamento básico das condições gerais para tecnologias heliotérmicas no brasil: Projeto Energia Heliotérmica. [s.l.] Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação; GIZ, 2014.

PIGOZZO, V. C. F. Análise experimental de um Sistema solar com concentrador cilindro parabólico. Universidade Federal de Santa Catarina. Dissertação de mestrado. Orientador: PASSOS, J. C. 2013.

PIGOZZO, V. C. F. Análise numérica e experimental do escoamento bifásico nos tubos absorvedores de um concentrador heliotérmico tipo fresnel linear. Universidade Federal de Santa Catarina.Exame qualificação de doutorado. Orientador: PASSOS, J. C. 2016

PIGOZZO, V. C. F., DE SÁ, A. B., PASSOS, J. C., COLLE, S., Experimental and Numerical Analysis of Thermal Losses of a Parabolic Trough Solar Collector. *Energy Procedia*, 57. 2014

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

PRONOVOST, F “Developpement d'un concentrateur solaire dans une perspective d'exploitation durable de l'énergie solaire”2010

REDDY, K.S AND RAVI KUMAR, “Estimation of convective and radiative heat losses from an inverted trapezoidal cavity receiver of solar linear Fresnel reflector system”, *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 80, pp. 48–57, 2014.

REYNOLDS DJ, JANCE MJ, Behnai M, Morrison A. An experimental and computational study of the heat loss characteristics of a trapezoidal cavity absorber. *Sol Energy* 2004;76:229–34.

Sahoo, S an experimental and computational investigation of heat losses from the cavity receiver used in linear fresnel reflector solar thermal system *Solar Energy*, 119. 2013.

SCALAMBRINI C.H. “Por que a energia solar não deslança no Brasil”
Revista do professor, v. 1, p. 32-34, 2015.

SINGH PANNA LAL, Sarviya RM, Bhagoria JL. Improvement in thermal performance of the absorber for linear Fresnel solar concentrating collector. In: Proceeding of the 15th ISME international Conference on new horizons of mechanical engineering, at RGTU, Bhopal, India; 2010 p. 252–5.

TAUMOEFOLOU, S, Paitoonsurikarn, G. Hughes and K. Lovegrove, “Experimental investigation of natural convection heat loss from a model solar concentrator cavity receiver”, *J. Sol. Energy Eng.*, vol. 126, no. 2, p. 801, 2002.

VALENZUELA L, ZARZA E, BERENGUEL M, CAMACHO EF. Control scheme for direct steam generation in parabolic troughs under recirculation operation mode. *Solar energy*. 2006
VDI heat atlas, Springer Verlag, 2006.

VENKATESHAN, S.P “Interaction of radiation with free convection in an open cavity”, *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 15, no. 4, pp. 317–324, 1994.

WU, S.Y F. H. Guo and L. Xiao, “Numerical investigation on combined natural convection and radiation heat losses in one side open cylindrical cavity with constant heat flux”, *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 71, pp. 573–584, 2014.

ZARZA, E, VALENZUELA, L., LEÓN, J., HENNECKE, K., ECK, M., WEYERS, H.-D., & EICKHOFF, M. Direct steam generation in 52 parabolic troughs: Final results and conclusions of the DISS project. Energy 29. 2004.

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

Apêndice A

Conceitos fundamentais sobre o sol

O Sol, a fonte de luz e de vida, é a estrela mais próxima da terra. Basicamente, é uma esfera com uma matéria muito quente e gasoso com um diâmetro de $1,39 \times 10^9 m$ e está a uma distância média de $1,49 \times 10^{11} m$ da terra (Canavarro, 2010).

O sol é considerado como um corpo negro com uma temperatura efetiva de 5.777 K. A temperatura das regiões interiores centrais são maiores e está na faixa de $1,5 \times 10^6 K$ A energia produzida no interior da esfera solar tem uma temperatura da ordem de vários milhões de graus que é transferido para a superfície externa na sequencia transferido por radiação para o espaço (Duffie & Beekman, 2006).

Tabela A4: Características do sol adaptado (www.astro.if.ufrgs.br)

Massa	$M = 1,989 \times 10^{30} Kg$
Raio	$R_{terra} = 6,95 \times 10^8 m$
Densidade media	$\rho_m = 1409 Kg / m^3$
Densidade central	$\rho_c = 160000 Kg / m^3$
Distancia terra	$1,49 \times 10^{11} m$
Luminosidade	$L = 3,9 \times 10^{26} W = 3,9 \times 10^{33} ergs/s$
Temperatura efetiva	$T_{ef} = 5777 K$
Temperatura central	$T_c = 1,5 \times 10^6 K$
Magnitude absoluta bolometrica	$Mbol = 4,72$

Tipo espectral e classe de luminosidade	G2 V
Índices de cor	B-V=0,62 U-B=0,10
Composição química principal (Nº)	Hidrogênio = 91,2 % Hélio = 8,7% Oxigênio = 0,078 % Carbono = 0,043 %
Período rotacional no equador na latitude 75°	25,67 d 33,40 d

A energia radiada pelo Sol é difundida para o espaço e parte dela atinge a superfície terrestre com uma intensidade de cerca de $1367 \text{ W} / \text{m}^2$, valor denominado de constante solar G_{sc} , como sendo a energia do sol por unidade de tempo recebida em uma unidade de área de uma superfície perpendicular a direção de propagação da irradiação externa a atmosfera a uma distância média entre o sol e a terra (Duffie & Beeckman, 2006)

De acordo com Almeida, 2013 parte desta radiação solar, é refletida ou absorvida pela atmosfera, assim num dia de céu claro, ao meio-dia, é possível medir com recurso a um piranômetro.

A radiação que efetivamente atinge a um objeto divide-se em três componentes:

- a) direta: a que se origina "diretamente" do sol, isto é, raios solares diretos;
- b) difusa: proveniente de todo o céu exceto do disco solar, por exemplo: nuvens e nevoeiro;
- c) refletida: resulta da reflexão do solo (albedo) e de objetos circundantes

Os raios solares sofrem os fenômenos de reflexão, absorção e difusão passando pela atmosfera, assim as partículas interagem fazendo com que os raios sejam espalhados em todas as direções. Chamamos de energia difusa a energia proveniente desses raios.

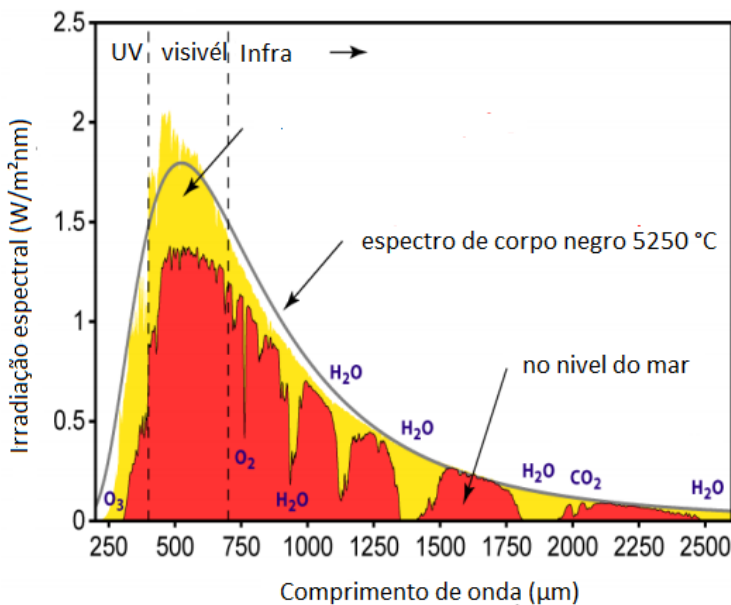
Em dias nublados geralmente é observado esse tipo de radiação e não tem sombras. De outro lado uma parcela atinge diretamente a superfície terrestre sem ser desviada é chamada de radiação direta. Em um plano normal a radiação direta é chamada de *Direct Normal Radiation*

(DNI) em dias com céu limpo. Para quem trabalha com aproveitamento de energia solar é importante saber diferenciar esses tipos de radiação.

Em nosso caso trabalhamos com energia solar concentrada então a radiação direta é mais importante pois as outras parcelas são negligenciadas porque não podem ser concentrados em um ponto.

A distribuição do espectro de radiação solar extraterrestre permite ter uma noção das características da energia solar. Pela figura 1 podemos ver a representação da variação da energia solar por metro quadrado por comprimento de onda.

Figura A.1: Espectro solar



Fonte: Duffie & Beckman, 2006

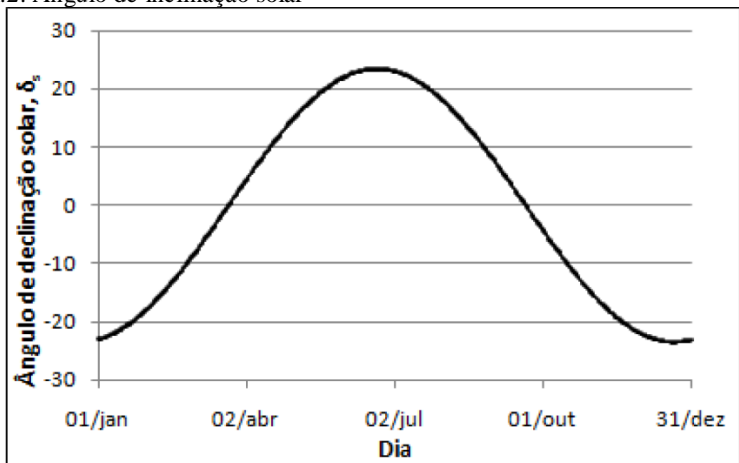
Geralmente quando se trabalha com concentrador solar Fresnel deve-se acompanhar o movimento do sol também e para determinar a eficiência do concentrador solar proposto é necessário conhecer a quantidade de radiação solar incidente, bem como, a posição relativa do Sol para o local em estudo.

A declinação solar δ é o ângulo definido entre o plano equatorial terrestre e a linha imaginária que vai do centro da Terra até ao centro do Sol (Duffie & Beckman, 2006).

$$\delta = 23,45^\circ \cos\left(\frac{360^\circ(284 + n)}{365,25}\right) \quad (1)$$

δ Está em grau, n é o número do dia do ano, começa no 1 de Janeiro com $n=1,2,\dots,365$. O gráfico seguinte mostra o valor da declinação em graus para todos os dias do ano (Duffie & Beckman)

Figura A.2: Ângulo de inclinação solar



Fonte: Pigozzo, 2013

O movimento aparente do sol pode ser calculado com exatidão em função do dia do ano, o qual pode se obter a partir das relações a seguir. A hora solar é usada para prever a incidência dos raios solares, num determinado ponto da superfície terrestre (Almeida 2013)

$$\text{Hora solar (horas)} = LCT - D + \frac{ET}{60} - LC \quad (2)$$

Onde, LCT (Local Current Time) é a hora local atual, à qual se subtrai a variável “D”, a qual assume o valor de “1” caso estejamos na estação de Verão, ou de “0” para a estação do Inverno (entenda-se horário legal de Verão e Inverno, respetivamente).

A equação do tempo (ET) é um fator de correção que leva em consideração a variação da velocidade de translação da Terra, ao redor do Sol. A equação do tempo é calculada usando a seguinte equação.

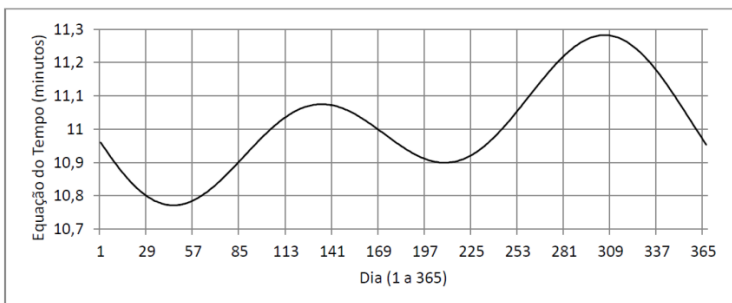
$$ET = E_1 + E_2 \cos(B) - E_3 \sin(B) - E_4 \cos(2B) - E_5 \sin(2B) \quad (3)$$

Onde;

$$E_1 = 0,0171885, E_2 = 0,42810824, E_3 = 735140686$$

$$E_4 = 3,3494657, E_5 = 9,3711702 \quad \text{e} \quad B = \frac{360^\circ}{365}(n-1) \quad (4)$$

Figura A.3: Variação do valor da equação do tempo ao longo do ano



Fonte: Almeida, 2013

Apêndice B

Projeto Fresnel

É apresentado o concentrador linear do tipo Fresnel e seus componentes cujo projeto de desenvolvimento e fabricação foi realizado no LEPTEN/BOILING, Pigozzo (2016) e está em fase final de instalação no terraço do bloco B do Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

B.1 Configuração Mecânica do Concentrador

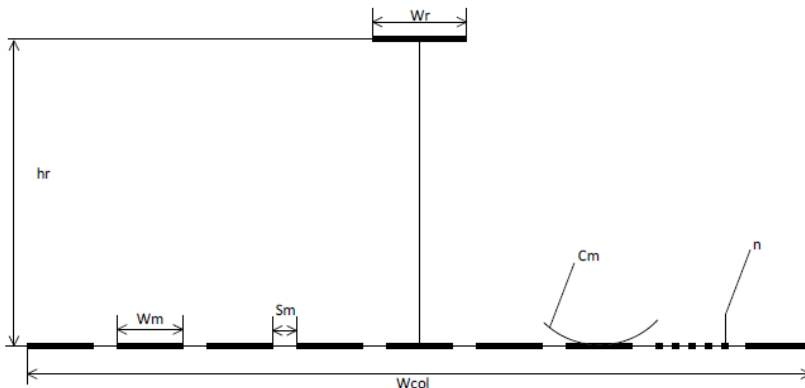
O projeto leva em conta as limitações de espaço do local de instalação. Geralmente o layout do coletor é otimizado para a área de espelhos. Isso fez com que cada linha de espelhos seja muito próxima da linha adjacente. Este fato eleva as perdas por sombreamento e bloqueio ao longo do dia, mas nas horas quando o sol está com um baixo ângulo de incidência, próximo ao meio-dia, o fluxo da radiação concentrada no absorvedor atinge valores razoáveis.

Primeiramente, foi estudada a geometria do concentrador. A Figura 3.1 apresenta as variáveis geométricas envolvidas na análise realizada pelo método ray-tracing. Este método consiste em simular os raios solares, seguir estes raios conforme ele atinge o coletor, sendo refletido pelos espelhos e absorvidos pelo absorvedor. A eficiência geométrica é obtida fazendo-se a razão entre os raios que atingem o absorvedor e os raios que atingem os espelhos. Os resultados obtidos estão reportados nas seguintes referências: (de Sá *et al*, 2015), (Cascaes *et al*, 2015) em anexo B se encontra um artigo com os principais resultados da modelagem.

Ficou definido com esses resultados que o campo solar teria dez linhas de espelhos, cada uma com doze espelhos de 0,45m de largura e de 12 m de comprimento. O espaçamento entre as linhas adjacentes de espelhos é de 5,5 cm. A altura do absorvedor é de 4m. A curvatura dos espelhos é parabólica e o foco ideal da parábola é com uma distância dez por cento maior do que a distância real de cada espelho ao absorvedor. Pelo fato de o coletor ser simétrico em relação ao plano vertical, perpendicular a Figura 3.1 e passando pelo centro do absorvedor, cinco curvaturas diferentes serão utilizadas. As curvaturas foram obtidas com precisão por meio de prensas cujos perfis foram cortados a laser.

A figura B.1 abaixo mostra os diferentes elementos do concentrador.

Figura B.1: Variáveis geométricas em concentrador Fresnel Linear



Fonte: Pigozzo, 2016

O conjunto Fresnel é formado basicamente pelos seguintes elementos 1) a estrutura de suporte 2) os espelhos 3) sistema de rastreamento 4) o absorvedor.

B.1.1 Estrutura

A estrutura de suporte do concentrador é o elemento principal de todo o conjunto, pois é ele o responsável por comportar todos os subsistemas do coletor, os espelhos e o elemento absorvedor. A estrutura de suporte ainda pode ser dividida em base (cavaletes) e suporte. A estrutura é projetada de tal forma que mantenha a confiabilidade na sua forma e rigidez, além das alterações nas suas dimensões pela expansão e os efeitos da operação ao ar livre. A figura abaixo mostra a estrutura feita de tubos retangulares (100X40 mm²) de aço galvanizado.

Figura B.2: Estrutura do concentrador



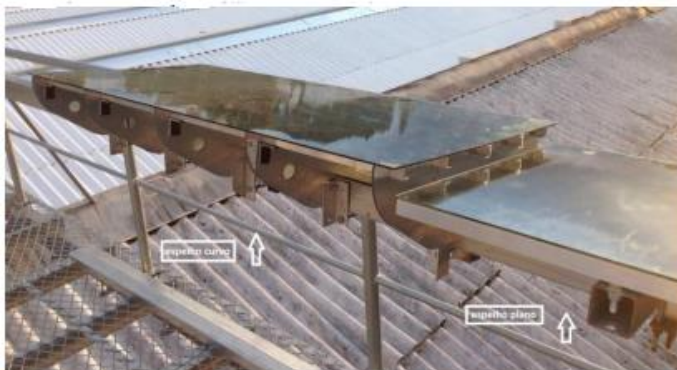
Fonte: BOLING, 2016

Os cavaletes ficam posicionados no chão e servem de base para a instalação das linhas de espelhos e dos suportes do absorvedor. Os suportes do absorvedor têm quatro metros de altura e são estagiados com cabos de aço em todas as direções. Na parte superior, unindo os suportes do absorvedor tem-se uma viga que é onde o absorvedor será preso. Esta viga serve de trilho para a movimentação longitudinal do absorvedor para minimizar as perdas de final de linha. Quatro cavaletes com quatro suportes são utilizados, espaçados em quatro metros cada um, totalizando doze metros de comprimento. Toda a estrutura comentada acima é feita de tubos de aço galvanizado com pintura. (Pigozzo, 2016)

B.1.2 Espelhos

Foram utilizados espelhos de vidro com pequena curvatura de 1m de comprimento por 0,45m largura fixados sobre uma estrutura metálica, sobre um eixo que sustenta os espelhos. O eixo serve para movimentar os espelhos com plano de abertura perpendicular aos raios solar.

Figura B.3: Protótipos dos espelhos para o concentrador instalado

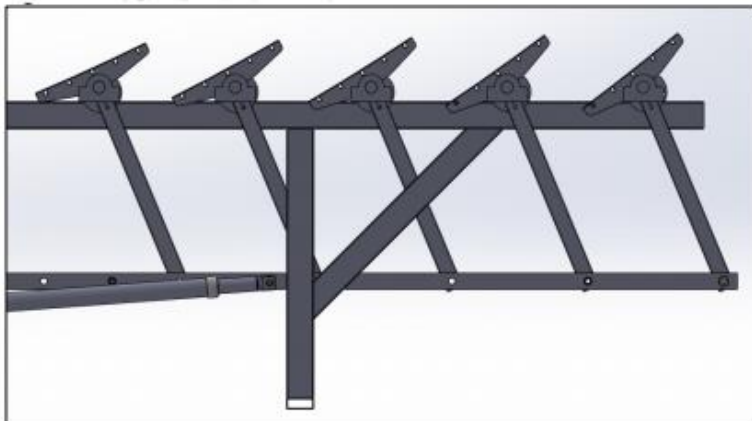


Fonte: Pigozzo, 2016

B.1.3 O sistema de rastreamento

É o sistema responsável por movimentar os espelhos, posicionando-os de acordo com a posição do sol, de modo que estejam sempre alinhados com a máxima incidência dos raios solares, concentrando toda a radiação solar no absorvedor. No concentrador linear do tipo Fresnel as linhas de espelhos giram ao longo do dia com a metade da movimentação angular do sol, ou seja, o sol movimenta-se 180° entre o nascer e o pôr do sol e os espelhos giram 90° nesse mesmo período. Conhecendo-se a geometria do coletor é possível obter a posição angular em que cada linha de espelhos deve estar em função da posição do sol. A posição do sol pode ser obtida com maior precisão por meio de equações solares, que dependem por sua vez, da localização e do tempo. Existem duas possibilidades para realizar a movimentação das linhas de espelhos. Uma delas é a utilização de sistemas individuais para cada linha de espelhos e a outra é utilizar um único sistema que movimenta todas as linhas juntas. (Pigozzo, 2016).

Figura B.4: Sistema de rastreamento



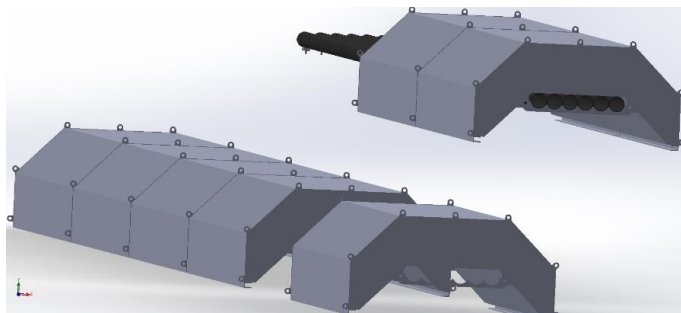
Fonte: Pigozzo, 2016

B.2 Configuração do Absorvedor

O elemento principal desse trabalho é o absorvedor, é o componente por onde escoo o fluido de trabalho. Este é aquecido pela radiação solar concentrada refletida pelos espelhos. O absorvedor tem a configuração de uma cavidade trapezoidal com múltiplos tubos por onde escoo o fluido de trabalho. A estrutura externa e interna é de chapa de alumínio dobrada, com 2 mm de espessura. O espaço entre as chapas tem em média 75mm de espessura e é preenchido com lã de rocha para isolamento térmico. Seis tubos de aço inoxidável com diâmetro de uma polegada, 1,2 mm de espessura de parede e doze metros de comprimento são utilizados. Na abertura inferior, onde entra a radiação concentrada, cogita-se usar um vidro plano com tratamento anti-reflexo para minimizar as perdas convectivas para o meio ambiente.

O absorvedor é modular. Cada módulo absorvedor tem dois metros de comprimento e possui suas extremidades fechadas com uma tampa de alumínio soldada na chapa superior externa. Serão utilizados no total seis módulos, totalizando os doze metros de cada linha de espelhos do Fresnel. Para unir um módulo ao outro, parafusos serão utilizados nos perfis “U” soldados na parte superior do absorvedor. Para evitar que água da chuva entre nas conexões entre módulos, estas serão vedadas na sua parte superior com silicone e fita adesiva metálica.

Figura B.5: Desenho do absorvedor feito no Solid Works

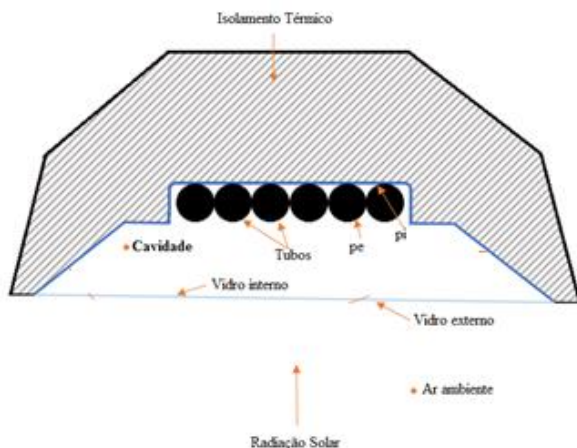


Fonte: BOILING, 2015

O absorvedor pode ser dividido nos seguintes elementos:

- a) A carcaça, formando a cavidade onde estão instalados os tubos absorvedores, consiste de uma calha de seção transversal trapezoidal conformada em chapa metálica de alumínio com espessura de 2mm. A chapa inferior e a chapa superior estão distantes de 75 mm e o espaço entre elas é preenchido com lã de rocha a fim de reduzir a perdas de calor para o exterior.
- b) O absorvedor propriamente dito é formado por seis tubos de aço ASI304 montados lado a lado sobre um mesmo plano, cada tubo tem um diâmetro de 25,4 mm (1 polegada) de espessura de parede de 1,2mm e comprimento total 12m. Os tubos são pintados por uma tinta seletiva. A tinta seletiva é a SOLKOTE da empresa norte americana SOLEC. De acordo com o fabricante a emissividade varia entre 0,20 e 0,49 dependendo do substrato e da espessura da camada de tinta. A absorvidade varia entre 0,88 e 0,94 dependendo dos mesmos fatores anteriores. A temperatura de operação da tinta varia entre 73 °C e 538 °C. A aplicação do produto é feita por pintura com pistola de ar e será realizada no próprio laboratório.
- c) Uma placa vidro fecha a cavidade na parte inferior que é atravessada pela radiação solar. A função do vidro é de diminuir as perdas por convecção para o ambiente

Figura B.6: Configuração do absorvedor



Fonte: Elaborada pelo autor

Anexo a1 Incertezas nas temperaturas

O método para calibração dos termopares é baseado em procedimentos de outros trabalhos desenvolvidos no laboratório LEPETEN/BOLING. Cardoso 2005, Reinaldo 2014. O procedimento para a calibração dos termopares seguiu os seguintes cuidados: os sensores foram mergulhados em um bé-quer com água destilada, inserido em um banho térmico com temperatura controlada.

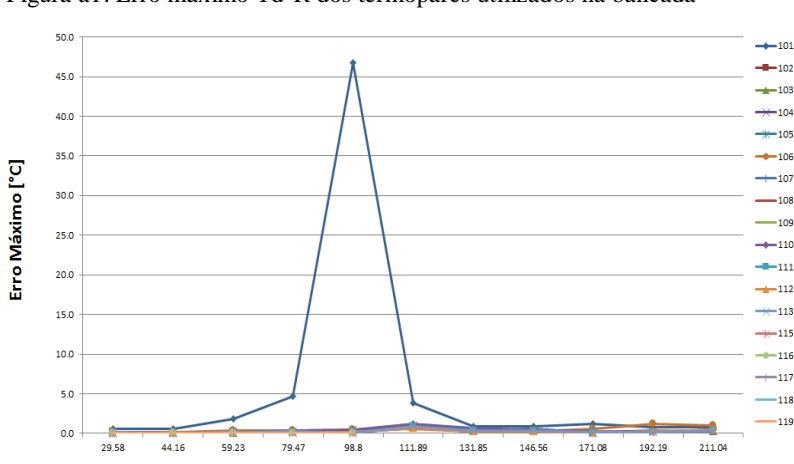
Como medida padrão foi utilizado um termômetro de bulbo da marca Omega® com escala de resolução de $0,1^{\circ}\text{C}$. A temperatura do banho térmico variou de 30 a 210°C para obter a curva de calibração dos termopares utilizados, outro termopar foi colocado em um recipiente isolado, uma garrafa térmica, com água mais gelo a 0°C , para funcionar como medida de referência para os demais sensores. Em todas as etapas, o tempo de aquisição entre uma medida e outra de temperatura contou com um intervalo de 45 minutos, variando-se de 20 em 20°C . De uma maneira geral não há a possibilidade de se realizar infinitas medições para se determinar o erro sistemático de um sistema de medida. Nesses casos opta-se por um número restrito de aquisições, que são obtidos através da calibração do instrumento. A estimativa do erro sistemático é obtida então a partir de uma curva de Tendência, levantada para cada termopar como já mencionado anteriormente, pois, devido ao aquecimento interno do

sistema de aquisição de sinais, fornecidos pela HP Agilent 34970A, pode haver variação de um canal para outro.

A partir de procedimentos estatísticos é possível caracterizar o erro aleatório. Tomando um conjunto de valores das indicações obtidas sobre as mesmas condições e do mesmo mensurando, determina-se o desvio padrão experimental. É bastante comum exprimir de forma quantitativa o erro aleatório através da repetitividade. A repetitividade de um instrumento de medição expressa uma faixa simétrica de valores no qual, com uma probabilidade estatisticamente definida, se estabelece o erro aleatório da indicação. Esse parâmetro é estimado ao multiplicar o desvio padrão experimental pelo coeficiente “t” de Student (2), levando em conta a probabilidade de 95% de enquadramento desejado e o número de dados envolvidos (Reinaldo,1999, Cardoso, 2005 e 2010 e Paiva, 2007).

O erro máximo (Emáx) de um instrumento ou sistema de medição expressa uma faixa de valores simétrica em relação ao zero, ou seja, ele contém o maior erro do qual pode estar afetada qualquer indicação apresentada pelo sistema de medição, considerando os erros sistemáticos e aleatórios em toda a sua faixa de medição. Desde que mantidas as condições de repetitividade entre a determinação dos parâmetros do instrumento e sua utilização, e considerando que a incerteza da tendência seja tão pequena a ponto de ser desprezada, o erro máximo é expresso em termos do módulo dos valores obtidos para a tendência e repetitividade (Flesch, 2003).

Figura a1: Erro máximo Td-R dos termopares utilizados na bancada



Anexo a2 Incertezas experimentais

Os resultados de medições feitas durante um experimento são sujeitos a erros e devem ser tratados de maneira conveniente. Neste sentido os resultados devem ser apresentados com sua incerteza. A seguir descrevemos o método utilizado para calcular as incertezas segundo (Holman, 1989).

A incerteza associada a uma função de variáveis variáveis genérica $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ é dada pela equação a1 onde o sufixo u vem da palavra incerteza em inglês (uncertainly).

$$u_f(x_1, x_2, \dots, x_n) = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2\right]} \quad (a1)$$

A partir dessa definição a incerteza propagada na determinação do coeficiente global de perdas térmicas U_g pode ser determinada por:

$$uU_g = \sqrt{\left[\left(\frac{uP}{A_{tubos} \cdot (T_{tubos} - T_{amb})}\right)^2 + \left(-\frac{P \cdot uT_{tubos}}{A_{tubos} \cdot (T_{tubos} - T_{amb})}\right)^2 + \left(\frac{P \cdot uT_{amb}}{A_{tubos} \cdot (T_{tubos} - T_{amb})}\right)^2\right]} \quad (a2)$$

Observemos que a incerteza propagada do coeficiente global de perdas térmicas depende das incertezas da potência dissipada pelas resistências, da incerteza da temperatura média dos tubos e da incerteza da temperatura ambiente. A incerteza da temperatura associada a temperatura do ambiente é a própria incerteza da medição da temperatura. A incerteza da potência dissipada pode ser calculada usando dados de calibração do fabricante usou-se 0,5%. De outro lado a temperatura dos tubos é dada pela média da temperatura de cada tubo e sua incerteza δT_{tubos} pode ser determinada pela equação:

$$u_{T_{tubos}} = \sqrt{\left[\left(\frac{u_{T_1}}{6}\right)^2 + \left(\frac{u_{T_2}}{6}\right)^2 + \left(\frac{u_{T_3}}{6}\right)^2 + \left(\frac{u_{T_4}}{6}\right)^2 + \left(\frac{u_{T_5}}{6}\right)^2 + \left(\frac{u_{T_6}}{6}\right)^2\right]} \quad (a3)$$

As incertezas das temperaturas dos tubos são $\pm 1,3^\circ\text{C}$. Obtido pela calibração dos termopares A incerteza da aérea dos tubos foi negligenciada por ser bem menor que as outras.

As tabelas a1 e a2 resumem os cálculos das incertezas experimentais do presente trabalho

Tabela a1: Incertezas experimentais para o caso com vidro

Teste	Potência P(W)	$u(P)$ (W)	T_{amb} ($^\circ\text{C}$)	$u(T_{amb})$ ($^\circ\text{C}$)	T_{tubos} ($^\circ\text{C}$)	$u(T_{tubos})$ ($^\circ\text{C}$)	$u(U_g)$ ($\text{W}/\text{m}^2\text{K}$)
1	512	30,72	25,4	1,3	193,81	0,53	0,3964
2	443	26,58	24,24	1,3	175,78	0,53	0,3877
3	352	21,12	24,18	1,3	154,03	0,53	0,3663
4	293	17,52	23,4	1,3	135,23	0,53	0,3651
5	225	13,5	22,65	1,3	113,22	0,53	0,3661
6	172	10,32	22,18	1,3	91,27	0,53	0,4051

O valor media da incerteza experimental do coeficiente global de perda de calor no caso com vidro é de 0,3811 que corresponde a valor de 6,7/%

Tabela a2: Incertezas experimentais para o caso com vidro

Teste	Potência P(W)	$u(P)$ (W)	T_{amb} (°C)	$u(T_{amb})$ (°C)	T_{tubos} (°C)	$u(T_{tubos})$ (°C)	$u(U_g)$ (W/m²K)
1	512	30,72	23,88	1,3	142,84	0,53	0,5906
2	443	26,58	23,84	1,3	132,60	0,53	0,5678
3	352	21,12	22,55	1,3	112,47	0,53	0,5789
4	293	17,52	24,21	1,3	95,62	0,53	0,6337
5	225	13,5	22,55	1,3	76,79	0,53	0,7503
6	172	10,32	21,49	1,3	60,66	0,53	1,028

O valor media da incerteza experimental do coeficiente global de perda de calor no caso com vidro é de 0,6916 que corresponde a valor de 8,47/%

Anexo a3 Demonstração da relação geral utilizada para o cálculo do coeficiente de perdas térmicas analítico (tirado do livro Kalogirou, 2009)

Quando a radiação solar intercepta a superfície de um absorvedor, a maior parte dele é absorvida e entregue ao fluido de transporte e se converte em energia útil. No entanto, como em todo sistema térmico, as perdas de calor são inevitáveis. O circuito térmico mostrado nas figuras 3.25a e 3.25b mostra as transferências de calor por condução, convecção e radiação do absorvedor.

De maneira simplificada, as várias perdas térmicas do absorvedor podem ser combinadas com uma resistência simples.

As perdas térmicas do absorvedor podem ser escritas como:

$$Q_{perdido} = \frac{T_{tubos} - T_a}{R_L} = U_g \times A_{tubos} \times (T_{tubos} - T_a) \quad (a4)$$

Onde:

U_g : coeficiente global de perdas térmicas no absorvedor (W/m²K)

T_{tubos} : temperatura dos tubos (°C)

O coeficiente de perda de calor global é uma função complicada da construção do absorvedor e suas condições operacionais dadas pela seguinte expressão:

$$U_g = U_t + U_b + U_e$$

(a5)

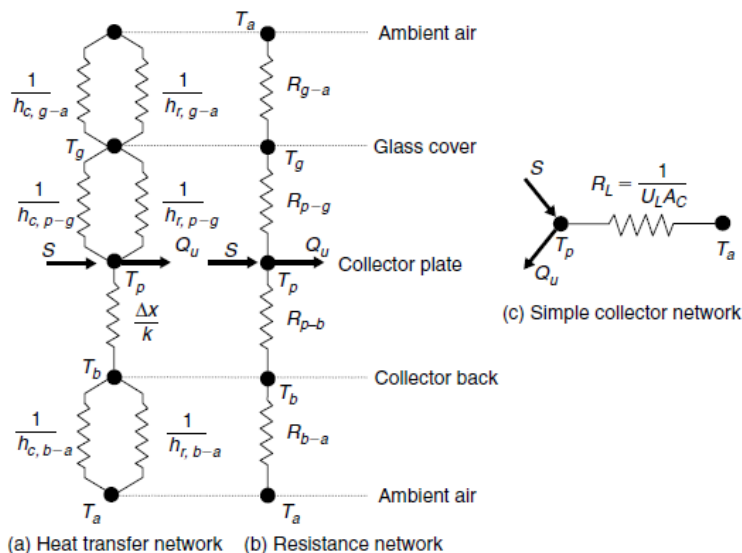
U_t : coeficiente de perda de calor na parte superior (W/m²K)

U_b : coeficiente de perda de calor na parte inferior (W/m²K)

U_e : coeficiente de perda de calor na parte lateral (W/m²K) (desprezíveis)

Figura a2: Representação em circuito no absorvedor

Podemos expressar as perdas de calor do tubo para o vidro com soma de perda de calor por convecção e radiação.



$$Q_{tubos-vidro} = q_{conv} + q_{rad} = h_1 \times A_{tubos} \times (T_{tubos} - T_v) + \frac{A_{tubos} \times \sigma (T_{tubos}^4 - T_v^4)}{1/\varepsilon_t + 1/\varepsilon_v - 1}$$

(a6)

Onde h_1 coeficiente de transferência de calor por convecção da parede externas dos tubos e pode ser calculados usando correlações descritas no trabalho. De outro lado podemos introduzir h_2 , coeficiente de transferência de calor por radiação da parede externas dos tubos por linearizado da seguinte e maneira.

$$h_2 = [\sigma(T_{tubos}^2 + T_{vidro}^2)(T_{tubos} + T_{vidro})] / [(1/\varepsilon_v) + (1/\varepsilon_t) - 1]$$

(a7)

$$Q_{tubos-vidro} = q_{conv} + q_{rad} = h_1 \times A_{tubos} \times (T_{tubos} - T_v) + h_2 \times A_{tubos} \times (T_{tubos} - T_v)$$

(a8)

$$Q_{tubos-vidro} = \frac{(T_{tubos} - T_v)}{R_1} \quad (a9) \quad \text{onde}$$

$$R_1 = \frac{1}{A_{tubos} \times (h_1 + h_2)} \quad (a10)$$

Do mesmo jeito considerando o vidro com o ambiente podemos escrever

$$Q_{tubos-vidro} = q_{conv} + q_{rad} = h_3 \times A_{vidro} \times (T_v - T_a) + \sigma \times \varepsilon_v \times A_{vidro} \times (T_v^4 - T_a^4)$$

(a11)

de novo podemos considerar h_3 Coeficiente de transferência de calor por convecção do vidro para o ambiente e pode ser calculados usando correlações descritas no trabalho. De outro lado podemos introduzir h_4 , coeficiente de transferência de calor por radiação do vidro para o ambiente

$$h_4 = \sigma \varepsilon_v (T_v^2 + T_a^2)(T_v + T_a) \quad (a12)$$

$$Q_{vidro-ambiente} = \frac{(T_v - T_a)}{R_2} \quad (a13)$$

$$\text{Onde } R_2 = \frac{1}{A_{vidro} \times (h_3 + h_4)} \quad (a14)$$

Finamente a perda total se escreve como:

$$Q_{perdido} = \frac{T_{tubos} - T_a}{R_L} = U_g \times A_{tubos} \times (T_{tubos} - T_a)$$

(a15)

$$\text{Com } R_L = R_1 + R_2 \quad (a16)$$

Substituindo os valores e simplificando obteremos a equação:

$$U_g = \frac{1}{(h_1 + h_2) + (A_{tubos} / A_{vidro}) \times (h_3 + h_4)}$$

(a17)

CQFD