



Universidade Federal da Paraíba

Centro de Tecnologia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Mestrado – Doutorado

**ANÁLISE TEÓRICA DE UM CONCENTRADOR PARABÓLICO
COMPOSTO EVACUADO DE BAIXO CUSTO SUBMETIDO AO
EFEITO ESTUFA**

Por

Felipe Vilar da Silva

*Tese de Doutorado apresentada à Universidade Federal da Paraíba para
obtenção do grau de Doutor*

FELIPE VILAR DA SILVA

**ANÁLISE TEÓRICA DE UM CONCENTRADOR PARABÓLICO
COMPOSTO EVACUADO DE BAIXO CUSTO SUBMETIDO AO
EFEITO ESTUFA**

Tese apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, na área de Termofluidos, em cumprimento às exigências para obtenção do grau de Doutor.

Orientador: Professor Dr. Carlos Antônio Cabral Santos

João Pessoa – Paraíba

julho, 2021

S586a Silva, Felipe Vilar da.

Análise teórica de um concentrador parabólico
composto

evacuado de baixo custo submetido ao efeito estufa /

Felipe Vilar da Silva. - João Pessoa, 2021.

109 f. : il.

Orientação: Carlos Antonio Cabral Santos.

Tese (Doutorado) - UFPB/CT.

1. Engenharia mecânica. 2. Concentrador Parabólico
Composto (CPC). 3. Exergia. 4. Energia solar. I.

Santos, Carlos Antonio Cabral. II. Título.

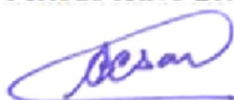
UFPB/BC

CDU 621(043)

ANÁLISE TEÓRICA DE UM CONCENTRADOR PARABÓLICO
COMPOSTO EVACUADO DE BAIXO CUSTO SUBMETIDO AO
EFEITO ESTUFA

Por
FELIPE VILAR DA SILVA

Tese aprovada em Julho de 2021
Período letivo 21.1



Carlos Antônio Cabral Santos
(Orientador)



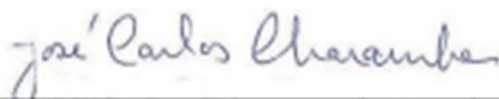
Francisco Antônio Belo
(Examinador interno)



Abel Cavalcante Lima Filho
(Examinador interno)



Alvaro Antonio Ochoa Villa
(Examinador externo)



José Carlos Charamba Dutra
(Examinador externo)

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho à minha esposa Juscélia e minha filha Nicole pelo apoio compreensão e carinho.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador professor Carlos Antônio Cabral pela competência e dedicação pela amizade e pelo apoio.

Aos demais professores do curso de pós-graduação.

A todos os demais que de algum modo direta ou indiretamente contribuíram para este trabalho.

ANÁLISE TEÓRICA DE UM CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPOSTO EVACUADO DE BAIXO CUSTO SUBMETIDO AO EFEITO ESTUFA

RESUMO

O presente trabalho realiza um estudo para análise teórica de um concentrador parabólico composto evacuado e submetido ao efeito estufa, de baixo custo. O objetivo principal é avaliar a obtenção de temperaturas elevadas e estabelecer condições para maiores níveis de exergia, com o uso da energia solar utilizando o concentrador parabólico composto (CPC). A principal vantagem de utilização do CPC é a aplicabilidade de diferentes fatores de concentração da radiação solar sem a necessidade de rastreamento do sol ao longo do dia. Isto reduz drasticamente o custo do sistema por eliminar o dispositivo de rastreo solar. Para o desenvolvimento é proposto e analisado uma metodologia de fabricação, com conceito inovador, o que permite a fabricação à um custo, relativamente, baixo sendo assim possível sua aplicação, essencialmente, em comunidades carentes para as mais diversas aplicações. Para aumentar a eficiência do CPC é, também, proposto a evacuação do ar no interior da calha somado a utilização de efeito estufa com cobertura de vidro. Os resultados mostram aumento da eficiência em comparação com o coletor não evacuado e a possibilidade de alcance de rendimento próximo dos 50 % para uma temperatura do fluido de trabalho superior a 100 graus.

Palavras-chave: Concentrador Parabólico Composto, Evacuado, Exergia.

ABSTRACT

The present work performs a study for the theoretical analysis of a low-cost evacuated and greenhouse-effect composite parabolic concentrator. The main objective is to evaluate the achievement of high temperatures and establish conditions for higher levels of exergy, with the use of solar energy using the compound parabolic concentrator (CPC). The main advantage of using CPC is the applicability of different solar radiation concentration factors without the need to track the sun throughout the day. This dramatically reduces the cost of the system by eliminating the solar tracking device. For the development, a fabrication methodology is proposed and analyzed, with an innovative concept, which allows the fabrication at a relatively low cost, making it possible for its application, essentially, in needy communities for the most diverse applications. To increase the efficiency of the CPC, it is also proposed to evacuate the air inside the gutter, together with the use of a greenhouse effect with a glass cover. The results show increased efficiency compared to the non-evacuated manifold and the possibility of reaching an efficiency close to 50% for a working fluid temperature above 100 degrees.

Keywords: Parabolic Compound Concentrator, exergy, evacuated

SUMÁRIO

CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO	1
1.1.1 A energia solar, potencial de utilização no Mundo	1
1.1.2 Limitações e benefícios das tecnologias de energia solar	7
1.1.3 Limitações das tecnologias de energia solar	7
1.1.4 Benefícios das tecnologias de energia solar	8
1.1.5 Energia Solar no Brasil: Um Potencial de Energia	10
1.1.6 Irradiação solar e demanda energética	11
1.1.7 Potencial brasileiro de energia solar.....	14
1.1.8 O laboratório de Energia Solar LES UFPB.....	15
1.1.9 Histórico da Energia Solar no Mundo.....	18
1.2 JUSTIFICATIVA.....	23
1.3 OBJETIVOS	24
1.3.1 Objetivo Geral.....	24
1.3.2 Objetivos específicos.....	24
CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	25
2.1 Coletores Solares Concentradores.....	25
2.2 Tipos de Concentradores Solares	28
2.2 CPC de absorvedor plano:.....	34
2.3 CPC de absorvedor circular:	37
2.4 Análise térmica do sistema.....	42
2.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	51
CAPÍTULO 3 – FABRICAÇÃO E ANÁLISE TÉRMICA	59
3.1 Proposta de fabricação geometria à baixo custo da calha refletora.....	59
3.2 Análise Estrutural da calha evacuada.....	62
3.3 Análise Térmica do concentrador.	65
3.4 Perfil de temperatura ao longo do escoamento	68
3.5 Fator de Remoção de calor e fator de fluxo do coletor	70
3.6 Temperatura Média do Fluido de Trabalho.....	72
3.7 Análise Transiente do Concentrador.....	73

3.8 Análise da Segunda Lei da Termodinâmica para o CPC Proposto	78
CAPÍTULO 4 – DISCURSÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	85
4.1 Conclusões	98
CAPÍTULO 5 – TRABALHOS FUTUROS.....	99
ANEXOS	101
Anexo 1 Equacionamento de CPC absorvedor plano	101
REFERÊNCIAS	103

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 : DISTRIBUIÇÃO ANUAL MÉDIA DE IRRADIAÇÃO SOLAR NA SUPERFÍCIE DA TERRA (CERES, 2014)	2
FIGURA 2 TIPOS DE TECNOLOGIAS DE CONCENTRAÇÃO DE POTÊNCIA SOLAR (GONZÁLEZ-AGUILAR, 2013).....	4
FIGURA 3: IRRADIAÇÃO SOLAR NORMAL DIRETA. FONTE: GLOBAL SOLAR ATLAS (PEREIRA, 2017)	12
FIGURA 4: : IRRADIAÇÃO SOLAR HORIZONTAL GLOBAL. FONTE: GLOBAL SOLAR ATLAS- (PEREIRA, 2017).....	13
FIGURA 5: POTENCIAL DE ENERGIA SOLAR FOTOVOLTAICA. FONTE: GLOBAL SOLAR ATLAS (PEREIRA, 2017).....	13
FIGURA 6: IRRADIAÇÃO GLOBAL HORIZONTAL NO BRASIL. FONTE: ATLAS BRASILEIRO DE ENERGIA SOLAR – (PEREIRA, 2017).....	14
FIGURA 7 ESQUEMATIZAÇÃO DA RAZÃO DE CONCENTRAÇÃO	26
FIGURA 8 DISTRIBUIÇÃO TÍPICA DA INTENSIDADE LOCAL DA RADIAÇÃO NO RECEPTOR DE UM COLETOR CONCENTRADOR	27
FIGURA 9 TIPOS PRINCIPAIS DE SISTEMAS DE CONCENTRAÇÃO DE ENERGIA SOLAR A)TUBO ABSORVEDORES COM REFLETOR DIFUSO, B) TUBOS ABSORVEDORES COM REFLETORES CURVADO C) CALHA PARABÓLICA D) CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPOSTO E) REFLETOR FRESNEL F) HELIOSTATO COM REFLETOR CENTRAL. ADAPTADO DE (DUFFIE & BECKMAN, 2006).....	28
FIGURA 10 ESQUEMA DE TROCA DE ENERGIA ENTRE O SOL A UMA TEMPERATURA T_s E UM CONCENTRADOR A UMA DISTANCIA R FORMANDO UM ÂNGULO θ_s ENTRE O ELEMENTO QUE RECEBE A RADIAÇÃO SOLAR E O SOL	31
FIGURA 11 ESTUDO DE JIAN & MINGHENG, 2010	35
FIGURA 12 SECÇÃO TRANSVERSAL DE UM CPC DE ABSORVEDOR PLANO (RABL, 1976)	35
FIGURA 13 CPC DE ABSORVEDOR CIRCULAR	38
FIGURA 14 PARÂMETROS ÓTICOS QUE REGEM A GEOMETRIA DO CPC	39
FIGURA 15 RESISTÊNCIA TÉRMICA ASSOCIADA À PERDA DE CALOR DO FLUIDO PARA O MEIO	45
FIGURA 16 MOLDE PARA FABRICAÇÃO DA CALHA CONCENTRADORA	59
FIGURA 17 CALHA DE GESSO OBTIDA USANDO O MOLDE	60

FIGURA 18 PROPOSTA DE METODOLOGIA DE FABRICAÇÃO DE CALHAS LONGAS COM MOLDE CURTO.	60
FIGURA 19 PROTÓTIPO DE CALHA PROPOSTA.....	62
FIGURA 20 DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO CARREGAMENTO NA COBERTURA DE VIDRO	63
FIGURA 21 SECÇÃO TRANSVERSAL DO CONCENTRADOR E VISTA DE DETALHE COM ESPESSURA DE APOIO DO VIDRO	64
FIGURA 22 NÚMERO MÉDIO DE REFLEXÕES POR RAZÃO DE CONCENTRAÇÃO DO CPC ADAPTADO DE (RABL,2016).....	67
FIGURA 23 DIAGRAMA DE FLUXO ENERGÉTICO DO CONCENTRADOR.....	79
FIGURA 24 CPC DE GONZALEZ 2017	86
FIGURA 25 RESULTADOS GONZALEZ 2017	87
FIGURA 26 COMPARAÇÃO SILVA/GONZALEZ VAZÃO 0,54KG/MIN.....	89
FIGURA 27 COMPARAÇÃO SILVA/GONZALEZ VAZÃO 0,73 KG/MIN.....	88
FIGURA 28 PERFIL DE TEMPERATURA PARA DIFERENTES RAZÕES DE CONCENTRAÇÃO.....	
FIGURA 29 PERFIL DE TEMPERATURA AO LONGO DO CPC	96

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 RANKING DA ENERGIA SOLAR EM 2015.....	6
TABELA 2 CORREÇÃO DA POSIÇÃO DA CALHA EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DE ACEITAÇÃO.	30
TABELA 3 PARÂMETROS DO CPC DE GONZALEZ.....	86
TABELA 4 IRRADIAÇÃO ANUAL MÉDIA E MÍNIMA	90
TABELA 5 DESEMPENHO DO CPC EM FUNÇÃO DA RAZÃO DE CONCENTRAÇÃO	92
TABELA 6 RESULTADOS ESTRUTURAIS DO VIDRO DO CPC.....	94
TABELA 7 PARÂMETROS DE OPERAÇÃO FINAIS DO CPC.....	95
TABELA 8 IRRADIAÇÃO AO LONGO DO DIA	96
TABELA 9 RESULTADOS DO CPC FINAL	97

LISTA DE SÍMBOLOS

A_a	– Área do Absorvedor
A_r	– Área de Abertura do Receptor
$C_{coletor}$	– Capacitância Térmica Adimensional
C_p	– Calor específico do fluido de trabalho
C_{max}	– Razão de concentração máxima teórica
F'	– Fator de Eficiência do Coletor
F''	– Fator de Fluxo
F_{vidro}	– Força resultante sobre o vidro
h_{cond}	– Coeficiente de transferência de calor associado à condução
h_{ext}	– Coeficiente de transferência de calor por convecção externo ao concentrador
h_{rad}	– Coeficiente de transferência de Calor por Radiação
k	– Condutividade do Material
K_{eff}	– Condutividade Efetiva
M_{vidro}	– Momento fletor máximo no vidro
Q_{rad}	= Calor transferido por convecção
Q_{util}	– Quantidade de Calor útil do coletor
R_0	– Raio do tubo absorvedor
R_c	– Razão de Concentração
R_{opt}	– Razão de Concentração óptica
R_l	– Razão de concentração local no receptor do concentrador
T_s	– Temperatura Superficial
T_{viz}	– Temperatura da Vizinhança do Coletor
T_{mf}	– Temperatura média do fluido
U_L	– Coeficiente Global de Perda de calor do coletor
I_y	– Intensidade da radiação na posição y no receptor do concentrador
I_a	– Intensidade da radiação incidente na abertura
E	= Fração da Energia emitida por superfície refletora ideal
n_r	= Numero de reflexões do feixe de radiação incidente
S	– Radiação total coletada pelo concentrador

W – Largura do concentrador

Fr – Fator de Remoção de Fluxo do coletor

Letras Gregas

γ – Transmitância do Material

θ_s – Ângulo de incidência da radiação solar

ε – Emissividade do Material

α – Absortividade do Material

θ_c – Ângulo de Aceitação do concentrador

τ – Refletância do Material

τ_{CPC} – Refletância efetiva do CPC

σ – Constante de Boltzman

σ_{max} – Máxima tensão de flexão

η – Eficiência Energética do concentrador

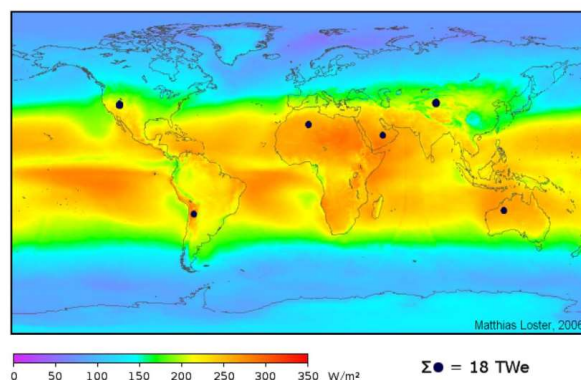
η_{ex} – Eficiência Exergética do concentrador

CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO

1.1.1 A energia solar, potencial de utilização no Mundo

O sol é a maior fonte de energia inesgotável e grátis do planeta. Atualmente novas tecnologias estão sendo utilizadas para gerar eletricidade através do aproveitamento da energia solar. Estas abordagens têm se mostrado amplamente praticadas através do mundo como alternativas de energias renováveis às tecnologias de queima de combustíveis fósseis. Teoricamente o sol possui o potencial para suprir completamente toda a demanda energética de todo o mundo se tecnologias para seu aproveitamento estivessem plenamente disponíveis. Aproximadamente 4 milhões de exajoules ($1 \text{ EJ} = 10^{18} \text{ J}$) de energia solar atingem a superfície da terra anualmente dos quais 5×10^4 podem ser facilmente aproveitados (INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, 2019), porém mesmo com tamanho potencial a contribuição da energia solar para a matriz energética mundial é bastante reduzida. Outro grande benefício a respeito da utilização da energia solar está associado ao esforço global para se reduzir as emissões de CO_2 na atmosfera, assim a adoção de tecnologias solares pode aliviar os problemas causados pela sua emissão na atmosfera tais como efeito estufa, poluição e mudanças climáticas. Também é previsto que seu uso terá um grande papel no setor de transportes no futuro pois não requer o uso de nenhum tipo de combustível. Políticas de investimento e suporte tais como financiamento de pesquisa de várias organizações governamentais e não governamentais para o desenvolvimento de tecnologias de aproveitamento de energia solar tem ajudado a construir uma base sólida para a exploração desta fonte de energia renovável. Enquanto esses incentivos podem ser eficazes para o desenvolvimento desses mercados, existe também um crescente esforço para reduzir a carga fiscal dessas políticas de investimento. Entretanto subsídios em energia solar tem enfrentado severos cortes em diversos países, que podem retardar o seu crescimento na indústria. Para reverter esse declínio potencial políticas estão mudando para apoiar o desenvolvimento de sistemas de energia solar para geração de potência em Larga Escala. Além disso, maiores subsídios devem ser fornecidos para geração de energia solar residencial.

Apenas três fontes de energia renovável (Biomassa, Geotérmica e Solar) podem ser utilizadas para fornecer suficiente energia térmica para geração de potência. Dessas três, a energia solar exibe o maior potencial global, pois a energia geotérmica é limitada a algumas localizações e o suprimento de biomassa não é ilimitado na natureza. Um número de Fatores (Latitude, variação climática ao longo do dia, e variação geográfica) são largamente responsáveis por determinar a intensidade do fluxo de energia solar que passa pela atmosfera terrestre. A média de energia solar recebida pela atmosfera terrestre é em torno de 342 W/m^2 , dos quais 30% é dissipada ou refletida de volta para o espaço deixando 70% (239 W/m^2) disponíveis para exploração e captação (HART, 2015). A Irradiação solar efetiva anual varia de 60 a 250 W/m^2 no mundo todo. A figura 1 mostra a intensidade da Radiação Solar na superfície da terra. (CERES, 2014)



**Figura 1 : Distribuição Anual Média de Irradiação Solar na superfície da Terra
(CERES, 2014)**

De acordo com (CERES, 2014) as áreas com pontos pretos podem fornecer mais do que toda a demanda primária por energia do mundo, assumindo uma eficiência de conversão de pelo menos 8% seja alcançada. Pela análise da figura os lugares mais ensolarados do planeta são encontrados no continente da África

A energia solar pode ser aproveitada de forma direta ou indireta, na forma direta a energia é aproveitada diretamente para sua atividade fim, no caso de energia Elétrica pode haver a conversão direta em células fotovoltaicas do caso de energia térmica a energia solar pode ser aproveitada diretamente em coletores que tem por objetivo aquecer um fluido para alguma aplicação específica. No aproveitamento de Energia solar de forma indireta o mais comum é o aproveitamento de energia térmica que indiretamente favorece o funcionamento de algum processo, seja a mudança de fase de vapor para alimentar uma turbina e gerar

eletricidade, refrigeração solar através de algum ciclo de refrigeração por absorção ou adsorção destilação solar, entre outros, todos tem em comum o fato da energia ser coletada com o objetivo de alimentar um processo que tem por finalidade algo diferente de simples aquecimento do fluido.

Como citado anteriormente, a tecnologia de energia solar ativa pode ser ainda mais agrupada em duas categorias: (i) Tecnologia Fotovoltaica e (ii) Tecnologia Solar Térmica. Nos últimos anos, a tecnologia fotovoltaica envolvendo o uso de semicondutores para converter a luz solar diretamente em energia elétrica tornou-se uma opção altamente desejável. Os intensos esforços de pesquisa de cientistas de energia no que diz respeito às opções solares têm ajudado a produzir uma melhoria da eficiência da tecnologia fotovoltaica; no caso de células solares de Perovskita híbrida ((CH₃NH₃) PbI₃), uma conquista promissora (por exemplo, um aumento de eficiência da ordem de 18%) foi relatado (JEON, 2013). Atualmente, tecnologia fotovoltaica que envolva células à base de bolacha (tradicional arseneto de silício cristalino ou gálio), células comerciais de película fina (telureto de cádmio, silício amorfo, disseleneto de cobre, índio e gálio), e novas tecnologias de película fina (perovskitas, materiais orgânicos, pontos quânticos) estão progredindo com o advento de intensos esforços de P&D.

Na tecnologia solar térmica simples, a energia solar é aproveitada como energia térmica para aplicações domésticas e/ou comerciais, como secagem, aquecimento, arrefecimento, cozimento, etc. Na escala industrial, tecnologias de energia solar térmica concentrada estão sendo usadas para cumprir tarefas que demandem aquecimento e para uso em tecnologias que usam energia solar concentrada (CSP, Concentrated Solar Power) para gerar eletricidade. Este último envolve o uso de espelhos de alta ampliação para concentrar a energia solar antes de convertê-la em energia térmica para alimentar uma turbina a vapor. Quatro tipos de tecnologias CSP estão atualmente disponíveis em mercado: (i) calhas parabólicas (estas concentram a luz solar num tubo receptor contendo um fluido de trabalho); (ii) Espelhos de Fresnel (utilizar múltiplos espelhos planos para concentrar a luz solar em um tubo receptor); (iii) torres de potência (uma matriz de milhares de espelhos refletores de rastreamento solar posicionados em um campo para concentrar a radiação solar em um único ponto), e (iv) coletores de pratos solares (concentram a potência concentrando a energia em um único ponto situado por cima de um prato refletor) (GONZÁLEZ & AGUILAR, 2013)

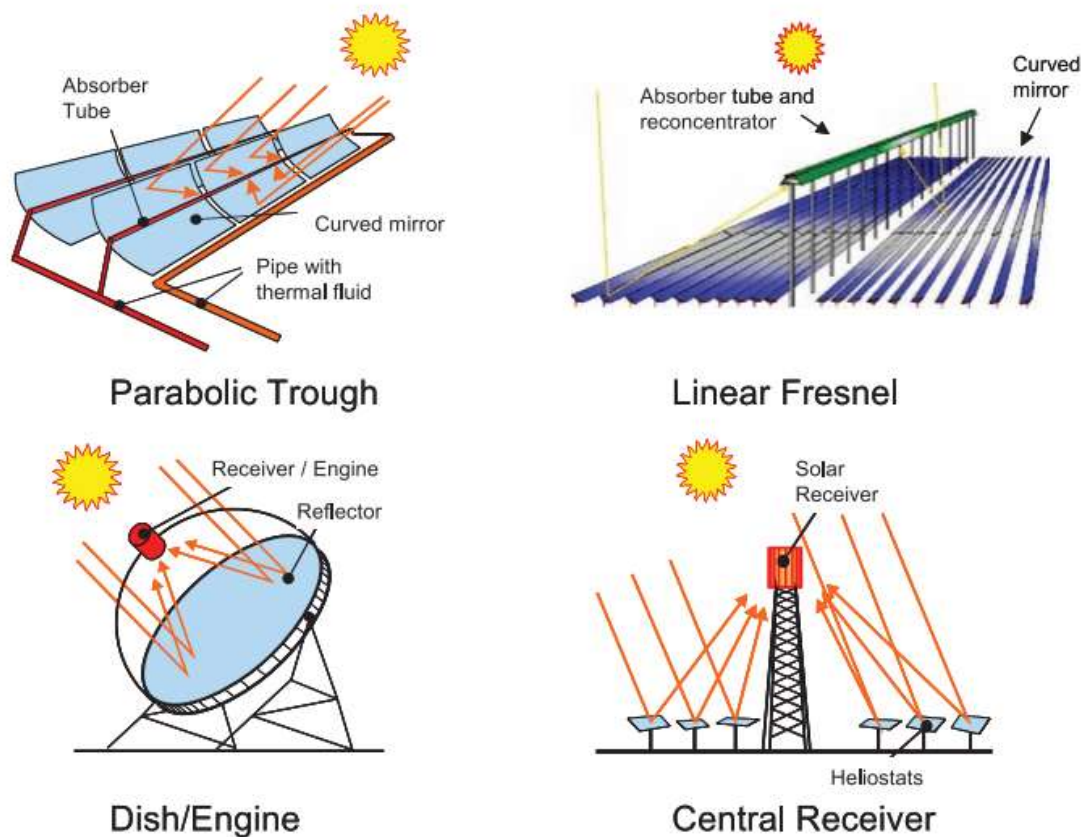


Figura 2 Tipos de Tecnologias de Concentração de Potência Solar (González-Aguilar, 2013)

A disponibilidade da maioria das fontes de energia renováveis (seja, eólica, solar, das ondas, hidroelétrica, etc.) tende a variar amplamente ao longo de um dia, estação, ano, até mesmo de uma localização geográfica para outra.

Em muitos países, o uso de energia renovável tem sido buscado de forma competitiva, juntamente com as fontes de energia convencionais, contribuindo assim com a geração nacional de potência. Por exemplo, a energia solar fotovoltaica contribui com uma estimativa de 7,9%, 7,6% e 7,0% da demanda de eletricidade na Itália, Grécia e Alemanha, respectivamente (XU, 2015). Em 2015, com investimento total de US \$ 161 bilhões um adicional de 59 GW (Aumento de 34% sobre o total de 2014) em energia solar levou a implementação de instalações de capacidade solar cumulativa total de 256 GW em todo o mundo no final do ano (MERCON CAPITAL GROUP, 2014). Com quase 100 GW de capacidade instalada, a Europa ainda é o continente mais ensolarado. Em 2015, a capacidade solar da Europa aumentou 8 GW, enquanto o Reino Unido, a Alemanha e a França obtiveram um aumento de apenas 5,3 GW (75%). Contudo, a China se destacou com uma capacidade

instalada total de energia solar de 43 GW a partir de dezembro de 2015, substituindo assim a Alemanha no topo ranking global (MERCON CAPITAL GROUP, 2014). Além disso, a China também tem planos para aumentar sua capacidade de energia solar para 150 GW até 2020

Em 2015 a Sociedade Americana das Indústrias de energia Solar divulgou que a capacidade total de energia solar fotovoltaica dos EUA poderia atingir os 45 GW até 2017 (SOLAR MARKET INSIGHT, 2015). Na Austrália, a energia solar tornou-se a principal fonte energia, produzindo 913 MW contra 774 MW derivados da energia eólica em 2015 (SOLAR MAGAZINE, 2016). Curiosamente, 1300 MW de energia produzida a partir de carvão foram desativados na Austrália no mesmo ano (SOLAR MAGAZINE, 2016). Isso foi aplaudido como um grande impulso para substituir a geração de energia convencional à base de carvão e alcançar um planeta mais verde. Na Índia, a rede de energia solar instalada atingiu uma capacidade de 3743MW (março de 2015), 6762MW (março de 2016) e 8062 MW (julho de 2016). Com tais desenvolvimentos, a Índia está planejando atualmente aumentar sua capacidade de energia para 100.000 MW até 2022 (KABIRA, 2018). Da mesma forma na frente Europeia, a França planeja construir uma rodovia solar com mil quilômetros de extensão capaz de fornecer energia suficiente para alimentar 5000 casas (KABIRA, 2018).

Para resumir as informações citadas, a Tabela 1 lista as capacidades de geração de energia solar e rankings mundiais no final de 2015.

Ranking Global de Capacidade de Geração de Energia Solar em 2015			
Ranking Mundial	Nome do País	Capacidade total (MW) em 2015	Capacidade Instalada (MW) em 2015
1	China	43.180	15.130
2	Alemanha	39.553	1418
3	Japão	33.300	10.000
4	Estados Unidos	27.400	7260
5	Itália	19.160	700
6	Reino Unido	8437	3109
7	Espanha	6967	6946
8	França	6680	1020

9	Austrália	5049	913
10	Índia	4680	2048

Tabela 1 Ranking da Energia Solar em 2015

Em 2015, o investimento global em energia solar experimentou um aumento, especialmente na China, nos EUA, na África, na América Latina, no Oriente Médio e na Índia.

Embora a China esteja projetada para manter sua posição de liderança, os EUA estão inclinados a exibir um crescimento robusto em 2016, devido à antecipação do Crédito Tributário ao Investimento Federal (ITC). Isto é também supõe que os EUA vão substituir o Japão como o terceiro maior mercado solar superando a tão esperada marca de 10 GW em 2016. No entanto, na Europa, um crescimento lento em relação aos investimentos em energia solar foi observado em 2015, em comparação com o ano anterior. O financiamento total corporativo global dentro do setor solar (incluindo capital, financiamento da dívida e financiamento público do mercado) foi de US \$ 25,3 bilhões em 2015, comparado a US \$ 26,5 bilhões em 2014. Na Alemanha, a Lei de Energias Renováveis de 2014 fixou valores para a compra e a remuneração da energia fotovoltaica, bem como os impostos sobre o auto-consumo (SOLAR POWER WORLD, 2015). A partir de 2016, os sistemas que geram mais de 100 kW comercializaram diretamente sua eletricidade. Devido a quedas tarifárias entre outros obstáculos, novas leis imponentes podem substancialmente diminuir o número de novas instalações fotovoltaicas na Alemanha. Enquanto isso no Reino Unido, o valor dos investimentos em energia solar caiu de £ 5 bilhões (em 2014) para 3,5 bilhões de libras (em 2015) como resultado de cortes em geração de larga escala. O governo do Reino Unido cortou os subsídios aos sistemas de energia solar domésticos 65% com planos para eliminar subsídios até 2020. A Itália também pretende cortar todos os incentivos de energia solar (10~25%). Espanha e Grécia também fizeram cortes semelhantes também. De acordo com novas políticas do governo espanhol, sistemas fotovoltaicos com capacidades de 10–100 kW devem adicionar eletricidade em excesso à rede sem compensação, enquanto sistemas com capacidades mais de 100 kW devem ser registrados para vender eletricidade no mercado local (PV MAGAZINE, 2015). Suspeita-se que os esforços no sentido de efetuar cortes no setor foram feitos com um desejo de garantir investimentos em massa na indústria de energia de combustíveis fósseis, fazendo os governos de alguns países europeus hesitarem em manter o apoio para o setor de energia solar.

1.1.2 Limitações e benefícios das tecnologias de energia solar

A energia solar é uma fonte de energia constante que pode fornecer energia segurança e independência energética para todos. Tal propensão é imensamente importante não só para os indivíduos, mas também para a prosperidade socioeconômicos de empresas, sociedades, estados e nações. Com isso, a energia solar está sendo adotada como uma parte natural e substancial da geração de eletricidade em muitos países desenvolvidos e em desenvolvimento para satisfazer as necessidades energéticas. No entanto, há várias limitações assim como benefícios associados ao seu uso.

1.1.3 Limitações das tecnologias de energia solar

O alto custo de instalação inicial é uma das falhas mais significativas nos sistemas de energia solar; por exemplo, o preço médio por watt.hora para a energia solar foi de US \$ 3,70 nos EUA no início de 2016 (ENERGY SAGE, 2016). Baseado em um sistema de energia solar média de 5 kW por agregado familiar, o sistema custa US \$ 13.000 quando o crédito tributário federal solar é colocado em consideração (reduzindo assim os custos em 30%). No entanto, longos períodos de retorno e pequenos fluxos de receita também reduzem o valor dos créditos para tais sistemas. Além disso, as eficiências da maioria dos painéis solares domésticos estão em torno de 10 a 20%, o que é outra deficiência da tecnologia solar (IRENA, 2014). No entanto, painéis solares mais eficientes (ca.> 20%) também estão disponíveis a preços mais elevados. As limitações de desempenho de outros componentes, como baterias, inversores, etc., são outras áreas com considerável espaço para aprimoramento. A curta duração da bateria e o descarte seguro de baterias usadas é outra preocupação em relação à sistemas de energia solar. Além disso, as baterias são geralmente grandes e pesadas, requerendo grande espaço de armazenamento. Como painéis solares são feitos com metais raros e preciosos como prata, telúrio, ou índio, existem instalações insuficientes para reciclar painéis gastos. Fatores associados à manutenção dos sistemas, como a escassez de mão de obra para atender às crescentes demandas de instalação, manutenção, inspeção, reparo e avaliação de sistemas de energia solar são outra restrição. A falta de conhecimento técnico básico (especialmente nas áreas rurais do mundo em desenvolvimento) no que diz respeito aos sistemas de energia solar pode resultar em uso irregular, sobrecarregar a bateria, inversão de polaridade, contorno do controlador de carga

etc., que podem levar a danos no sistema. Além disso, a plausibilidade de rachaduras dentro do módulo fotovoltaico, intrusão de água, exposição à poeira e o crescimento de algas pode diminuir consideravelmente o desempenho do sistema. Tetracloreto de silício venenoso, um subproduto do processo de produção de polissilício, é caro (cerca de US \$ 84.500 por tonelada) para processar e reciclar. Para piorar as coisas, o tetracloreto de silício é frequentemente despejado em empresas de manufatura sem tratamento adequado de pré-disposição (FU, 2015). Outra falha óbvia é que a energia solar só pode ser aproveitada durante o dia e funciona de forma mais eficiente quando está ensolarado. Assim, a energia solar provavelmente não é a fonte mais confiável de energia em regiões com clima ou condições climáticas insustentáveis. Além disso, os níveis de poluição do ar e de poeira na área de instalação também podem influenciar a eficácia das células solares. Descobriu-se que exposição aos gases de escape e os aerossóis reduzem a corrente de células solares de silício em 10% e 7%, respectivamente (RADIVOJEVI, 2015). Finalmente, enormes lotes de terra são frequentemente necessários para gerar energia solar em grandes escalas. A regra geral é que uma usina de energia solar de 1 MW com painéis cristalinos (cerca de 18% de eficiência) exigiria cerca de 4 acres (16.187 m²) de área de terra, enquanto tecnologias de película fina (12% de eficiência) exigiria ca. 6 acres (24.281 m²), (Castillo, 2016).

1.1.4 Benefícios das tecnologias de energia solar

Sabe-se que nada pode comparar com o potencial energético do sol. Como a energia solar é teoricamente abundante o suficiente, é mais do que capaz de satisfazer as exigências mundiais de eletricidade. Como a energia solar não é apenas sustentável, mas também renovável, não é necessário considerar a hipótese de que a energia solar pode eventualmente ser esgotada.

O aquecimento global é caracterizado por um potencial cataclísmico, e é frequentemente evidenciado o seu impacto nocivo no clima, ambiente (incluindo animais e plantas) e a saúde humana. Usinas termelétricas de energia (especialmente carvão) são uma fonte significativa de gases de efeito estufa (GEE), são responsáveis por aproximadamente 25% de todas as emissões devido ao homem (JEREZ, 2015)

Portanto, as emissões de GEE associadas à geração de energia solar (incluindo fabricação, instalação, operação e manutenção) é mínima. A faixa de emissão de CO₂ por quilowatt-h geradas a partir de carvão, gás natural e solar são estimadas em 0,64~1,63, 0,27

$\pm 0,91$ e $0,03 \pm 0,09$ kg (razão de emissão de 18: 9,5: 1), respectivamente. Como tal, esta comparação confirma novamente o desempenho ambiental superior (THINKPROGRESS, 2012). Portanto, a energia solar torna-se uma das soluções mais viáveis para a atual crise do aquecimento global fosse atenuada. Assim, mitigando o aquecimento global através da substituição de fontes de energia à base de carvão e gás por energia solar eventualmente, seria ambientalmente, economicamente e socialmente benéfico para alcançar o desenvolvimento sustentável.

A energia solar é considerada uma fonte de energia não poluente, confiável e limpa. Ao contrário de outras fontes de energia, seu uso não é acompanhado pela liberação de gases nocivos, óxidos de carbono, nitrogênio, enxofre, compostos orgânicos voláteis (COVs) e material particulado. Tais emissões de combustíveis fósseis são comuns em usinas termoeletricas a gás e foram indiciadas em relação a causar danos neurológicos, ataques cardíacos, problemas respiratórios, câncer. A substituição de combustíveis fósseis por energia renovável poderia minimizar as taxas de mortalidade prematura, dias de trabalho perdidos e reduzir os custos globais com saúde. Além disso usinas de combustível fóssil exigem grandes quantidades de água para sua operação exercendo uma influência significativa na atual escassez de água. Um acesso limitado à água durante as secas e ondas de calor tem impedido a geração de eletricidade, limitando sua geração em usinas de energia. Por outro lado, a eletricidade gerada em instalações solares não requer água para operar, além disso, não existem subprodutos de combustíveis e exigência de armazenamento de resíduos radioativos é inexistente.

Outro aspecto positivo desta tecnologia é que sistemas solares devem melhorar as oportunidades de emprego. Na média, mais empregos podem ser criados por unidade de produção de eletricidade com energia solar em comparação aos combustíveis fósseis. A Solar Foundation (FOUNDATION, 2016) relatou que a indústria solar empregou cerca de 208.859 trabalhadores nos EUA em tempo parcial ou a tempo integral para fabricação, instalação e vendas no setor. Dentro de um ano, uma taxa de crescimento de 20,2% foi relatada. Além disso, as indústrias responsáveis pelos sistemas da cadeia de fornecimento de energia solar também se beneficiam tremendamente, enquanto algumas empresas locais não relacionadas (aumento do horário comercial de lojas e restaurantes) também se beneficiaria de um aumento global do rendimento, projetos locais de energia solar manteriam o dinheiro circulando na economia local, poupando assim uma quantidade substancial de dinheiro atualmente sendo usado para a importação de combustíveis fósseis de outras localidades. De

uma perspectiva econômica, a energia solar é benéfica em uma variedade de maneiras, devido a incentivos fiscais, eliminação de contas de luz, aumento da valorização da propriedade e alta durabilidade.

A eficiência das tecnologias de energia solar aumentou muito nos últimos anos e foi acompanhada por um declínio progressivamente constante nos custos, que deverão cair ainda mais. Por exemplo, o custo total de um módulo fotovoltaico foi reduzido de US \$ 1,30 por watt (em 2011) para US \$ 0,50 por watt (em 2014) (cerca de 60% de redução de custos) (ECONOMY, 2015). À medida que os mercados solares amadurecem e mais empresas usufruem da economia com energia solar, sua disponibilidade e acessibilidade crescem a um ritmo impressionante.

Embora os sistemas de energia solar exijam um investimento inicial na sua instalação, eles operam a custos muito baixos. Ao contrário do preço dos combustíveis fósseis, que são propensos a variações substanciais, a demanda por energia solar é relativamente estável por longos períodos. Além disso, não há partes móveis (mecânicas) em painéis solares, tornando-os livres de poluição sonora são duráveis (sem desgaste), e pouca manutenção é necessária. Os painéis de energia solar podem ser facilmente instalados em telhados e montados na parede de edifícios, o que mostra sua grande flexibilidade de instalação, os sistemas de energia solar sistemas menos propensos a falhas em grande escala, porque eles são distribuídos e compostos de numerosas matrizes solares individuais. Portanto, se houver seções de matrizes defeituosas, o resto pode continuar a operar e módulos solares adicionais também podem ser adicionados com o tempo para melhorar a capacidade de geração de energia. Com isso pode se falar seguramente que essas enormes vantagens na robustez e flexibilidade dos sistemas de energia solar sobre todas as outras fontes de energia que já foram estabelecidas.

1.1.5 Energia Solar no Brasil: Um Potencial de Energia

A energia solar é uma fonte limpa pouco explorada no Brasil e no mundo tendo em vista o potencial energético dessa fonte. A demanda energética no Brasil e no mundo tem crescido com passar dos anos e com isso as fontes energéticas estão sendo exigidas cada vez mais, além disso, considerando as mudanças climáticas com chuvas irregulares e instáveis em muitas regiões, a fonte hídrica responsável pela maioria da produção energética no Brasil pode estar próxima de seu limite máximo, com isso a busca por fontes alternativas que

possam complementar a produção energética necessária para suprir a demanda do país vem sendo estudadas e instaladas.

A produção energética no Brasil está distribuída em cinco principais fontes: solar; hídrica, biomassa, eólica e fóssil. A fonte hídrica é a mais usada no país compreendendo cerca de 58% (cinquenta e oito por cento) da quantidade energética produzida nas usinas em operação (BEZERRA & SANTOS, 2016) . Por outro lado, a fonte solar não atinge sequer 1% (um por cento) da produção, mesmo sabendo que o Brasil dispõe de uma localização “privilegiada” por estar localizado próximo a linha do equador região do planeta onde se concentra a maior incidência de radiação direta. Existe uma dependência de condições hidro climáticas favoráveis para uma produção energética segura no Brasil, que é necessária para impulsionar o desenvolvimento do país, principalmente pela necessidade de acionar as usinas termoeletricas em períodos ou estações de escassez de chuvas com isso o uso de energias renováveis como: biomassa, eólica e solar para uma diversificação da matriz elétrica promovendo uma diminuição nos riscos e melhorando a confiabilidade e a capacidade energética do país. A energia solar é uma fonte de energia limpa, pois não emite nenhum gás ou resíduo no ambiente e possui um potencial a ser explorado no Brasil até maior do que países que atualmente são líderes no uso dessa fonte de energia.

Outro ponto a ser destacado na utilização de fontes alternativas para produção de energia elétrica no mundo é a visão cada vez mais sustentável e consciente que os países estão sendo incentivados a promover encontros e conferências como a RIO+20 (Rio mais vinte) na qual os países se comprometem formalmente a ter uma consciência mais verde para com o planeta. Essa crescente preocupação com a preservação do meio ambiente e uma matriz elétrica mais variada, aliada com o aumento na demanda energética da indústria devido ao seu desenvolvimento, impulsionou a produção de energia no mundo usando fontes renováveis, como a energia solar. Essa crescente preocupação com a preservação do meio ambiente e uma matriz elétrica mais variada, aliada com o aumento na demanda energética da indústria devido ao seu desenvolvimento, impulsionou a produção de energia no mundo usando fontes renováveis, como a energia solar

1.1.6 Irradiação solar e demanda energética

O Brasil possui um alto potencial para produção de energia oriunda de fonte solar, seus níveis de irradiação solar são superiores aos de países como a Alemanha, França e

Espanha onde a energia solar é bem mais aproveitada. A demanda energética e o consumo decorrente do desenvolvimento tecnológico e humano são indicados como o fator crucial na aceleração das principais mudanças climáticas e ambientais.

Apesar dos altos níveis de radiação a relevância dessa fonte para a produção de energia elétrica é muito inferior a de outros países com potenciais menores, e mais, quando comparamos a capacidade de geração instalada no Brasil da fonte solar (que corresponde a 0,05%) com outras fontes renováveis como a eólica e a biomassa que possuem 6,7% e 9,4% respectivamente podemos verificar o quão ainda pode ser explorada essa fonte limpa e abundante (NASCIMENTO, 2017). O crescimento do consumo de energia disparou após a revolução industrial e existe uma tendência ou relação de crescimento da demanda energética com a melhoria da qualidade de vida nos países em desenvolvimento, e mais, o aumento da demanda associada à elevação dos custos dos combustíveis fósseis e a preservação do meio ambiente são alguns dos motivos para utilização de fontes renováveis.

Através do Atlas Brasileiro de Energia Solar, disponível nas figuras abaixo podemos verificar as faixas de irradiação média diária ou anual normal direta, irradiação horizontal global e de potencial de energia fotovoltaica incidentes na superfície terrestre:

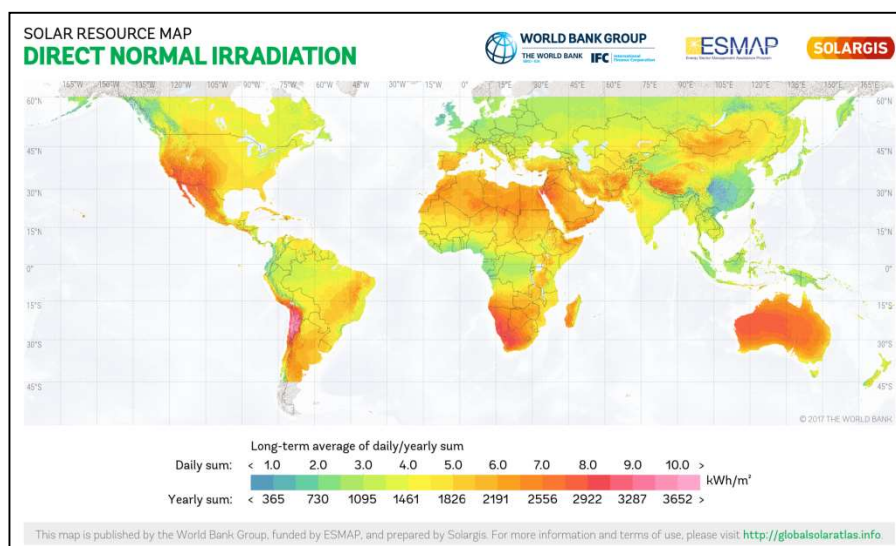


Figura 3: Irradiação solar normal direta. Fonte: Global Solar Atlas (PEREIRA, 2017)

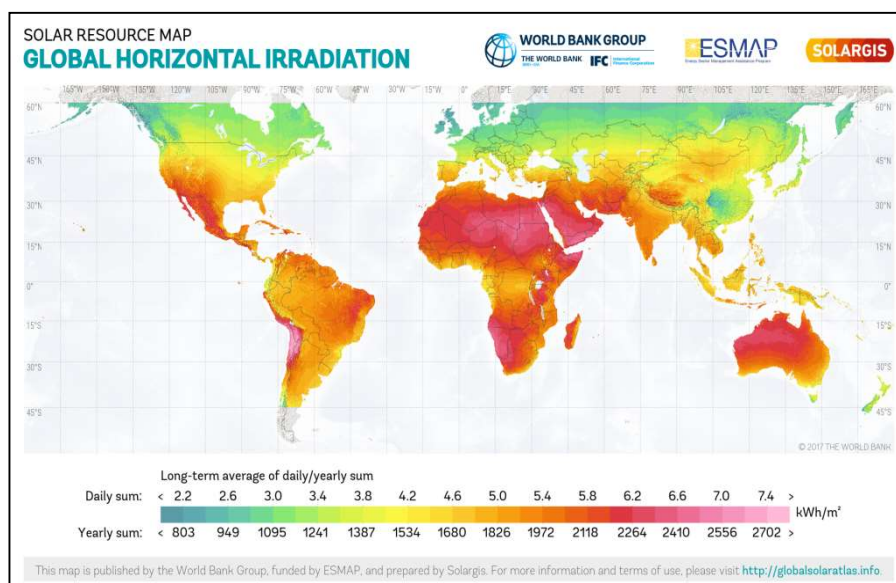


Figura 4: : Irradiação solar horizontal global. Fonte: Global Solar Atlas- (PEREIRA, 2017).

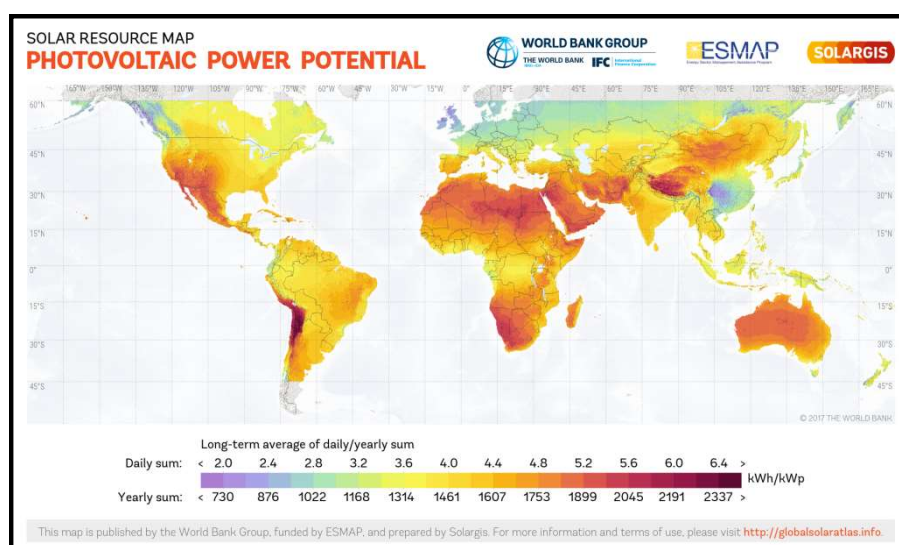


Figura 5: Potencial de Energia Solar fotovoltaica. Fonte: Global Solar Atlas (PEREIRA, 2017).

As faixas de irradiação para a figura 3 (irradiação solar normal direta) é de 365-3652 kWh/m² ao ano e de 1 – 10 kWh/m² por dia; para a figura 4 (irradiação solar horizontal global) é de 803-2702 kWh/m² ao ano e 2,2-7,4 kWh/m² por dia e para a figura 4 (Potencial de energia fotovoltaica) varia entre 730-2337 kWh/m² ao ano e 2,0-6,4 kWh/m²

A densidade do fluxo energético resultante da radiação solar é de 1367 W/m^2 , considerando sua medida em um plano perpendicular a direção da propagação dos raios solares no topo da atmosfera terrestre. Apesar disso, dependendo do local da terra este valor muda uma vez que, a direção dos raios também será distinta.

1.1.7 Potencial brasileiro de energia solar

O Brasil é um país tropical, formado por ambientes áridos e semiáridos, regiões que em sua maioria recebem a luz escaldante do sol em praticamente o ano todo, sua proximidade com relação à linha do equador favorece a uma incidência maior de radiação solar. A incidência de irradiação solar que atinge o Brasil é alta e pode ser vista na figura 6:

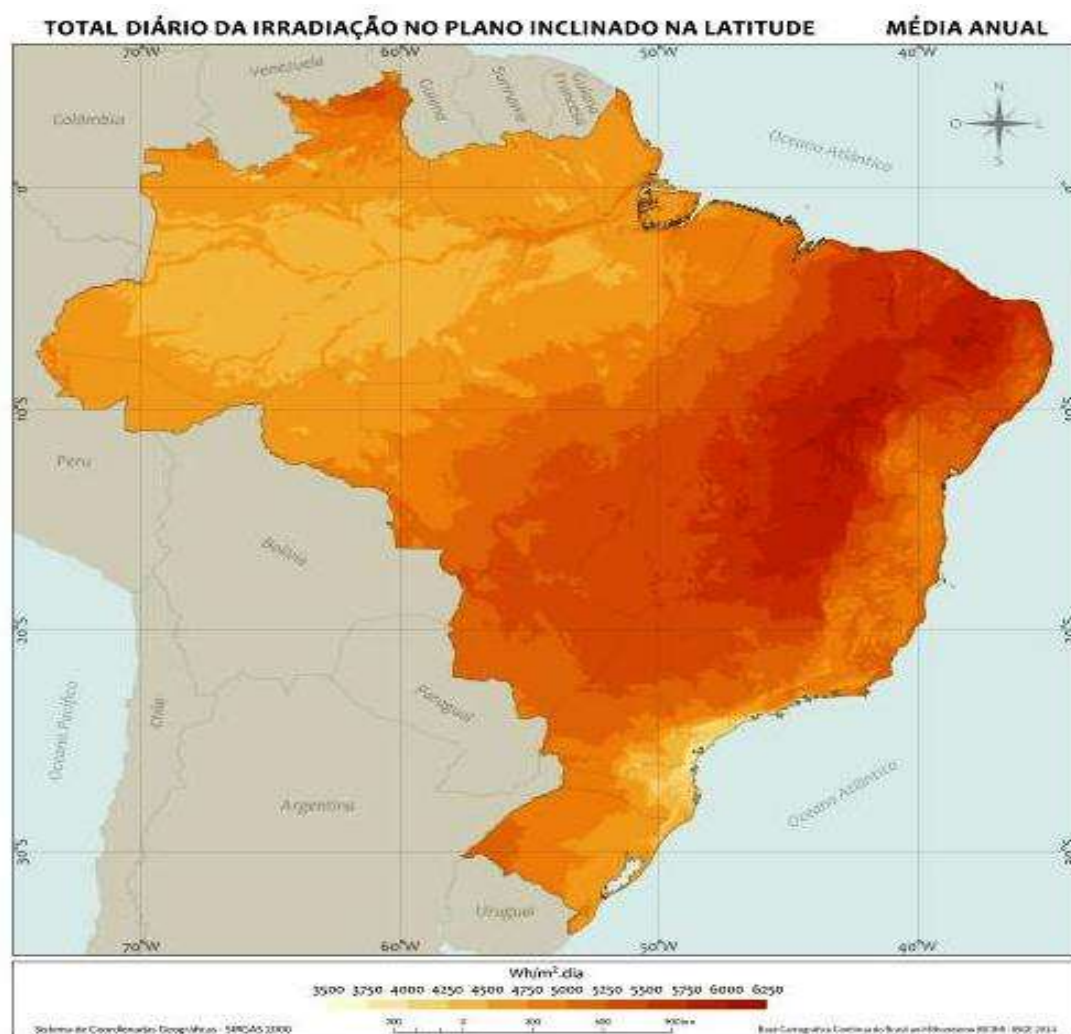


Figura 6: Irradiação global horizontal no Brasil. Fonte: Atlas Brasileiro de Energia Solar – (PEREIRA, 2017).

Verificamos, que a incidência de irradiação solar diário no Brasil varia entre 3,500 – 6,250 kWh/m², um índice alto, devido ao fato desse índice variar somente até 7,4kWh/m²

Cerca de 73,1% dos projetos centralizados e 20,2% da geração distribuída é sediada no Nordeste. As quais um terço dos projetos centralizados ocorrem na Bahia e 6,4% da geração distribuída no Ceará. A produção tende a aumentar com a adesão de 78,9% de um montante de 806,6 MW aprovados em leilão (BEZERRA, 2018) . Os projetos oriundos de geração Centralizada são aqueles contratados por meio de leilões de energia. Enquanto a distribuída às concessionárias de distribuição de energia precisa garantir a totalidade de seu mercado, mediante licitação.

1.1.8 O laboratório de Energia Solar LES UFPB

Fundado no início 1973, o Laboratório de Energia Solar (LES) da Universidade Federal da Paraíba (UFPB), foi a primeira instituição de pesquisa Nacional voltada à pesquisa em energia solar no Brasil. Foi fundado com o objetivo de dar apoio ao Programa Nacional de Aproveitamento da Energia Solar no Nordeste, e recebeu financiamento do Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico, onde foi financiado principalmente Programa de Desenvolvimento de Energia Solar no Brasil no 1º Programa de Desenvolvimento de Energia Solar no Brasil (FINEP) dividindo recursos da ordem de US\$ 1.250.000,00 com UNICAMP (ZILES, 2017)

Em 1973 o LES realiza o 2º Simpósio Brasileiro de Energia Solar o que denota um marco importante na história do LES, o que gerou visibilidade aos trabalhos e projetos de pesquisa dos seus participantes facilitando o intercâmbio com outros grupos nacionais e internacionais resultando em acordos de colaboração entre os pesquisadores que foram incorporados ao quadro do LES ou futuramente trabalhariam em conjunto.

Segundo (SILVA, 2013) os fatos mais notáveis sobre o LES são listados a seguir em ordem cronológica.

Década de 70.

Aplicação da Energia Solar em Conforto Ambiental (Coutinho, A.S.); Desenvolvimento de Paraboloides de Vidro (Bezerra, A.M.); Estudo de Coletores Solares

para Aquecimento de Água (Klüppel, R.P.); Desenvolvimento de um Forno Solar de 1,5 kW (Goldfarb, J. et al); Aplicação da Destilação Solar no Nordeste (Jaguaribe, E.F. e Torres, C.C.); Secagem Solar de Frutos (Klüppel, R.P. e Abreu, P.M.); Refrigeração por Absorção de Vapor (Coutinho, A.S.); Fogão Solar para Uso Doméstico (Torres, C.C.); Estudo da Radiação Solar Disponível (Vila Nova, N.A. et al); Servomecanismo do Heliostato do Forno Solar (Goldfarb, J. e Souza, C.A.), Orientação de Espelhos do Heliostato (Stasevskas, Z.); Refletor Cilindro-Parabólico de Fresnel (Bezerra, A.M.); Produção de Hidrogênio por Concentradores Solares (Goldfarb, J., Bezerra, A.M. e Souza, C.A.); Conversores Fotoeletroquímicos (Aiache, L. et al); Simulação Computacional do Desempenho de um Coletor Solar Concêntrico (Lobo, P.C.); Implantação da Rede Solarimétrica do Estado da Paraíba.

Em 17 de Fevereiro de 1978 é criada a Associação Brasileira de Energia Solar (ABEnS), com forte participação de pesquisadores do LES. A ABEnS tinha como principal objetivo promover a divulgação e incentivar os estudos de energia solar no país. O LES abrigou a 1ª sede da entidade, a qual foi presidida por um de seus fundadores, o professor Cleantho da Câmara Torres, tendo na Vice-Presidência Arnaldo Moura Bezerra, na Secretaria Josemar Silveira e na Tesouraria Paulo Martins de Abreu, todos professores da UFPB e pesquisadores do LES. A ABEnS permaneceu sediada em João Pessoa até 1982, quando então foi transferida, sob outra diretoria, para a Universidade Católica do Paraná. em 1985 a sede da ABENS foi transferida para o Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-Graduação e Pesquisa de Engenharia (COPPE), na Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), sob a presidência nacional do Prof. Cyrus Hackenberg. Em 1987 a sede da ABENS foi transferida para a Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), em Porto Alegre, sob a presidência nacional do Prof. Oscar Daniel Corbella, então liderando o Grupo de Energia Solar da UFRGS. Com a transferência do Prof. Corbella para a UFRJ, assumiu o vice-presidente, Prof. Arno Krenzinger até 1989, quando foi eleito como presidente nacional da ABENS o Prof. Ernani Sartori, do Laboratório de Energia Solar da UFPB, retornando assim a sede da ABENS a João Pessoa – PB onde permaneceu até o ano e 2001. Além de promover anualmente várias reuniões de trabalho, a ABEnS publicou 14 boletins técnico-científicos, nos quais foram divulgados inúmeros trabalhos de pesquisadores do LES, importantes contribuições para o desenvolvimento da área solar no Brasil.

Na década de 80 ocorre uma grande aquisição de infraestrutura e há um reforço nos equipamentos de apoio às pesquisas de energia solar nos seguintes projetos: Bancada de Testes para Levantamento de Desempenho de Coletores Solares (Klüppel, R.P. et al); Sistema de Instrumentação Integrado para Aplicações de Energia Solar (Nóbrega, E.G.O. e Belo, F.A.); Complementação da Rede Solarimétrica da PB, com a instalação de 16 estações solarimétricas, abrangendo as diversas microrregiões geográficas do estado. Uma intensa atividade acadêmica se desenvolvia no LES, especialmente na formação de recursos humanos no âmbito do Mestrado em Engenharia Mecânica da UFPB. Destaques para pesquisas pioneiras no Brasil em diversas áreas da energia solar entre elas: refrigeração solar por adsorção, resfriamento passivo para conforto térmico, fabricação e caracterização de superfícies seletivas solares, motor Stirling acionado por energia solar, bombeamento solar e piscina solar de gradiente salino

Depois de 1989 após mais de uma década de contribuição ao desenvolvimento tecnologia solar no Brasil a ABEnS vivenciou um longo período de queda, em que só alguns grupos de pesquisa ainda conseguiam aprovar projetos na área. A grande queda dos preços do petróleo e seus derivados acarretaram uma queda significativa no financiamento de projetos envolvendo energia solar. Nesse período e na 1ª década do séc. XXI. Embora sem programas diretamente voltados para a área solar, o LES prosseguiu como unidade de apoio aos trabalhos de dissertações e teses do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFPB, na área de Termofluidos. Alguns desses trabalhos, especialmente aqueles voltados ao aproveitamento do recurso solar, foram realizados graças ao suporte financeiro obtido por grupos de pesquisa do LES, principalmente via editais “universais” do CNPq.

Apenas em 2006 houve uma revitalização da ABEnS. Após uma ampla mobilização da comunidade científica nacional, uma nova diretoria da ABEnS foi eleita, com a missão de reorganizar a entidade, resgatando o seu papel original. A nova gestão se encarregou de preparar o I Congresso Brasileiro de Energia Solar (I CBENS), ocorrido em abril de 2007, em Fortaleza. Os congressos seguintes foram realizados em anos pares (Florianópolis, 2008; Belém, 2010; São Paulo, 2012), coincidindo com as conferências latino-americanas da ISES. O V CBENS 2014 ocorreu em Recife.

Por fim em 2011 o LES teve seu status administrativo alterado, passando de “núcleo” (vinculado diretamente à Reitoria) a “unidade” de um novo Centro da UFPB – Centro de Energias Alternativas e Renováveis (CEAR) – criado à luz do Reuni (programa

de expansão do ensino superior), conforme Resolução nº27/2011 do Conselho Universitário. Fazem parte do CEAR: o Departamento de Engenharia de Energias Renováveis (DEER) e o Departamento de Engenharia Elétrica (DEE).

1.1.9 Histórico da Energia Solar no Mundo

O histórico da energia solar remonta desde os tempos antigos e foi uma das primeiras formas de energia a serem aproveitadas os primeiros trabalhos são datados da época de Arquimedes, um bom detalhamento da evolução da tecnologia foi compilado a partir do trabalho de Meinel, Applied Solar Energy de 1976 e está resumido a seguir

A ideia de usar coletores de energia solar para aproveitar o poder do sol é datada desde os tempos pré-históricos, quando em 212 AC, o cientista grego Arquimedes inventou um método para queimar a frota romana. Arquimedes supostamente pôs a frota romana em chamas por meio de espelhos metálicos côncavos na forma de centenas de escudos polidos; todos refletindo no mesmo ponto.

O historiador grego Plutarco (AD 46-120) referiu-se a o incidente dizendo que os romanos, vendo que algum mal subjugou sua frota por um meio invisível, começaram a pensar que eles estavam lutando com os deuses. A questão básica foi: Arquimedes sabia ou não o suficiente sobre óptica para construir de uma maneira simples um dispositivo capaz de concentrar luz solar a um ponto em que os navios poderiam ser queimados à distância. Arquimedes escreveu um livro “Queima com Espelhos”, mas nenhuma cópia sobreviveu para dar provas (MEINEL & MEINEL, 1976).

Mil e oitocentos anos depois de Arquimedes, Atanásio Kircher (1601–1680) realizou algumas experiências para pôr fogo em uma pilha de madeira à distância, para comprovar se a história de Arquimedes tinha qualquer validade científica, mas nenhum relatório de suas descobertas sobreviveu (MEINEL & MEINEL, 1976).

Surpreendentemente, as primeiras aplicações da energia solar referem-se ao uso de coletores concentradores, que requer por sua natureza uma construção de forma precisa e um dispositivo de rastreamento do sol, o que a torna mais "difícil" de aplicar. Durante o Século XVIII, fornos solares capazes de fundir ferro, cobre e outros metais estavam sendo construídos de ferro polido, lentes de vidro e espelhos. Os fornos eram usados em toda a Europa e no Oriente Médio. Um forno projetado pelo cientista francês Antoine Lavoisier, alcançou a notável temperatura de 1750 °C. O forno usou um Lente de 1,32 m mais uma

lente secundária de 0,2 m para obter a temperatura que acabou por ser o máximo alcançado pelo homem por cem anos.

Durante o século XIX, houveram tentativas de converter energia solar em outras formas de energia baseadas na geração de vapor de baixa pressão para operar motores a vapor. August Monchot foi pioneiro neste campo construindo e operando vários motores a vapor movidos a energia solar entre os anos de 1864 e 1878 (MEINEL & MEINEL, 1976). Avaliação de um forno construído em Tours pelo governo francês mostrou que era muito caro ser considerado viável. Outro foi criado na Argélia. Em 1875, Mouchot fez um avanço notável no projeto do coletor solar, fazendo um na forma de um refletor de cone truncado. O coletor de Mouchot consistia em placas metálicas banhadas a prata e tinha um diâmetro de 5,4 m e uma área de 18,6 m². As partes móveis pesavam 1400 kg.

Abel Pifre foi contemporâneo de Mouchot, que também fez motores solares (MEINEL & MEINEL, 1976). Os Coletores solares de Pifre eram refletores parabólicos feitos de espelhos muito pequenos. Seu formato parecia bastante semelhante aos cones truncados de Mouchot.

Em 1901, o A.G. Eneas instalou um coletor de 10 m de diâmetro que alimentou um sistema de bombeamento de água em uma Fazenda da Califórnia. O dispositivo consistia de uma grande estrutura semelhante a guarda chuva aberta e invertida em um ângulo que permitisse receber os raios do sol nos 1788 espelhos que revestiam a superfície interna. Os raios do sol estavam concentrados em um ponto focal onde a caldeira estava localizada. Dentro da caldeira água foi aquecida para produzir vapor, que por sua vez alimentado um conjunto motor e centrífuga bomba (MEINEL & MEINEL, 1976).

Em 1904, um padre português, o padre Himalaya, construiu um grande forno solar. Isto foi exibido na Feira de St. Louis World. Este forno parecia bastante moderno sendo um grande coletor parabólico fora do eixo (MEINEL & MEINEL, 1976).

Em 1912, Shuman, em colaboração com a empresa Garotos C.V. comprometeram-se a construir a maior usina de bombeamento Meadi, Egito. O sistema foi colocado em operação em 1913 e estava usando longos cilindros parabólicos para focalizar a luz solar num longo tubo absorvente. Cada cilindro tinha 62 m de comprimento e a área total dos vários bancos de cilindros era 1200 m². O motor solar desenvolveu em torno de 37-45 kW continuamente por um período de 5 horas (MEINEL & MEINEL, 1976). Apesar da planta ser um sucesso, foi completamente fechada em 1915 devido ao início da Primeira Guerra Mundial e aos preços de combustível mais baratos.

Durante os últimos 50 anos muitos equipamentos foram projetados e construído usando coletores concentradores como um meio de aquecer e transferir calor para um fluido de trabalho que alimenta algum componente mecânico. As duas principais tecnologias solares utilizadas são os receptores centrais e os receptores distribuídos empregando várias tecnologias óticas para concentrar luz solar em focos pontuais e em linha. Sistemas receptores centrais usam campos de heliostatos (espelhos de rastreamento de dois eixos) para concentrar a energia radiante do sol em um único receptor montado em torre (STINE, 1987)

A Tecnologia de receptores distribuídos inclui pratos parabólicos, lentes Fresnel, calhas parabólicas e Geometrias especiais. Pratos Parabólicos rastreiam o sol em dois eixos e usam espelhos para concentrar energia radiante em um receptor de foco pontual. Calhas e outras geometrias são refletores de rastreamento com foco em linha que concentram luz do sol nos tubos do receptor ao longo de suas linhas focais. A temperatura dos receptores varia de 100 °C em aplicações de baixas temperaturas para perto de 1500 °C no sistema de receptor central (STINE, 1987).

Outra área de interesse, a água quente e aquecimento residencial apareceu em meados da década de 1930, mas ganhou interesse no último semestre dos anos 40. Até então, milhões de casas eram aquecidas pela queima de carvão em caldeiras. A ideia era aquecer a água e alimentar o sistema de radiador que já estava instalado nas residências. A fabricação de aquecedores solares de água (ASA) começou em o início dos anos 60. A indústria de ASA expandiu muito rapidamente em muitos países do mundo. Aquecedores típicos em muitos casos eram do tipo termossifão e consistiam em coletores solares de placa plana com área de absorção entre 3 e 4 m², um reservatório com capacidade entre 150-180L e um tanque de armazenamento de água fria. Um aquecedor elétrico auxiliar ou trocador de calor, era usado para a produção de água quente durante o inverno e em períodos de baixa insolação solar. Outro Um tipo importante de ASA é o do tipo circulação Forçada. Nesse sistema só os painéis solares são visíveis no telhado, o tanque de armazenamento de água quente está localizado dentro de uma sala e a água é forçada pela tubulação com uma bomba acionada por um termostato diferencial. Obviamente, este último tipo é mais atraente principalmente devido a razões arquitetônicas e estéticas, mas também mais caro, especialmente para instalações de pequeno porte.

A falta de água sempre foi um problema para a humanidade. Portanto, entre as primeiras tentativas de aproveitar a energia solar estava o desenvolvimento de equipamentos adequados para dessalinização da água do mar. A destilação solar tem sido utilizada um

longo tempo. Segundo Malik et al. (MALIK, 1982) o primeiro trabalho documentado é o de um alquimista árabe no século 15 relatado por Mouchot em 1869. Mouchot relatou que o alquimista árabe tinha usado espelhos de Damasco polido para destilação solar. O grande químico francês Lavoisier (1862) usou grandes lentes de vidro, montadas em estruturas de suporte, para concentrar a energia solar no conteúdo dos tanques de destilação. (MALIK, 1982) O uso de refletores de vidro revestidos de prata ou alumínio para concentrar a energia solar e uso na destilação também tem sido descrito por Mouchot.

O uso de concentradores solares em destilação solar tem sido relatado por Pasteur (1928). (MALIK, 1982), que usou um concentrador para concentrar radiação solar em uma caldeira de cobre contendo água. O vapor gerado a partir da caldeira era canalizado para um condensador convencional refrigerado onde a água destilada era acumulada.

Os destiladores solares são um dos tipos mais simples de dessalinização equipamento que utiliza o efeito de estufa para evaporar água salgada. Os alambiques solares foram os primeiros a serem usados na produção de água destilada em larga escala. A primeira planta de destilação de água construída foi um sistema construído em Las Salinas, Chile, em 1874 (MEINEL & MEINEL, 1976). O destilador com uma área de 4700 m² e produzia até 23 000 l de água doce por dia (4,9 l / m²). O destilador foi operado por 40 anos, mas foi abandonado após tubulação de água doce ser instalada fornecendo água potável proveniente das montanhas para a área. Uma volta no interesse pela destilação solar ocorreu após a Primeira Guerra Mundial, época em que vários novos dispositivos foram desenvolvidos.

Outra aplicação da energia solar é a secagem solar. Secadores Solares têm sido utilizados principalmente pela indústria agrícola.

O objetivo da secagem de um produto agrícola é reduzir o seu conteúdo de umidade a um nível que evita a deterioração dentro de um período de tempo para garantir armazenamento prolongado. A secagem é um processo duplo de transferência de calor e massa: Calor da fonte de aquecimento para o produto e transferência de massa na forma de umidade do interior do produto até à sua superfície e da superfície para o ar circundante.

O objetivo de um secador é fornecer calor ao ambiente controlado aumentando suficientemente sua temperatura e conseqüentemente a pressão de vapor, o que faz com que se tenha uma menor umidade relativa desta forma aumenta-se o potencial de transferência de massa do produto de secagem para o ambiente devido a uma maior diferença de concentração de umidade entre produto/ambiente.

Na secagem solar, a energia solar é usada como a fonte básica de calor do processo ou como fonte complementar melhorando a eficiência do processo e diminuindo os custos com combustíveis e o impacto de sua queima. Um fluxo de ar quente pode ser gerado por convecção natural ou forçada. O processo de aquecimento envolve a passagem do ar pré-aquecido através do produto, e exposição direta do produto à radiação solar ou a combinação de ambos. O principal requisito é a transferência de calor para o produto úmido por convecção e condução da massa de ar circundante a temperaturas superiores às do produto, ou pela radiação principalmente do sol em menor proporção das superfícies quentes circundantes, ou condução de superfícies aquecidas em contato direto com o produto.

1.2 JUSTIFICATIVA

A motivação para execução desse trabalho poderia ser dividida em 2 fatores principais, demandas da sociedade local e possibilidade de amplo campo de trabalhos futuros. O estado de Pernambuco onde localiza-se o Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Pernambuco é caracterizada pelo alto índice de radiação solar durante todo o ano e em muitas regiões pela carência de desenvolvimento industrial sustentável mais amplo, diversas indústrias e comunidades na região podem ser beneficiadas pelo emprego da energia solar concentrada, atendendo demandas como dessalinização de água para comunidades rurais, secagem de gesso, cerâmica, alimentos e todos os processos que direta ou indiretamente podem ter seu rendimento aprimorado pelo uso de energia solar. Nesse contexto a função social do Instituto Federal é impulsionar enquanto instituição nincho de pesquisadores é promover esse desenvolvimento através de projetos de pesquisa e extensão que difundam o uso da tecnologia para o desenvolvimento da região. Dentre eles se destaca o trabalho que motivou este estudo e aplicação de energia solar via CPC, onde se avaliou o processo de queima da cerâmica produzida no polo de artesanato do Alto do Moura, buscando formas de diminuir o consumo de lenha, o desmatamento e melhorar das condições de trabalho e de vida da comunidade local.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho é propor uma análise teórica para modificação da concepção de um concentrador parabólico composto de forma a alcançar temperatura mais elevadas que um concentrador tradicional.

1.3.2 Objetivos específicos

- Propor uma metodologia de construção específica de baixo custo para a calha parabólica de forma a maximizar a Razão de concentração em função do material gasto para fabricação da calha utilizando os métodos de fabricação atuais;
- Diminuir as perdas envolvidas no absorvedor através de métodos que restrinjam os coeficientes de radiação e convecção, utilizando de vácuo parcial para eliminar a convecção natural;
- Estudar o efeito da capacitância térmica adimensional do sistema na energia útil diária;
- Efetuar uma análise transiente da transferência de calor, identificando em função da capacitância térmica adimensional, a energia disponível para cada característica de demanda energética.
- Efetuar uma análise exergética do sistema, identificando quais às condições de operação necessárias para garantir máxima exergia disponível.

CAPÍTULO 2 – FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Coletores Solares Concentradores

2.1.1 Apresentação e características construtivas dos coletores concentradores

O Coletor solar é o equipamento responsável por captar a energia térmica na forma de radiação solar e transferi-la para um fluido que irá aumentar sua temperatura e escoar transportando essa energia para o processo no qual ela deverá ser utilizada, ou para um reservatório térmico para armazenamento e utilização posterior, o fluido poderá ser em geral água ou óleo a depender a aplicação. Existem diferentes tipos de coletores solares e são nomeados com base nas suas características construtivas, sendo classificados em 2 categorias principais, Coletores Planos e Coletores Concentradores. Nos coletores planos, a área de captação de radiação é a mesma área de absorção onde ela é conduzida para o fluido. Nos coletores concentradores a Radiação é captada em uma área maior e então refletida para uma área menor onde toda a radiação é concentrada permitindo assim atingir maiores temperaturas, os coletores concentradores frequentemente requerem o rastreamento do sol em um ou mais eixos para garantir seu funcionamento adequado.

Em muitas aplicações é necessária uma maior exergia ou disponibilidade no fluido de trabalho, para atender tais requerimentos é necessário reduzir a área na qual as perdas térmicas ocorrem para isso se faz uso dos coletores concentradores, são coletores compostos por um dispositivo ótico refletor de grande área que reflete toda radiação incidente sobre ele em um elemento absorvedor da radiação, sua geometria prevê absorvedores mais compactos desta forma as perdas de calor são reduzidas, os refletores possuem uma grande área de abertura, a razão de concentração geométrica associada ao coletor concentrador,

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

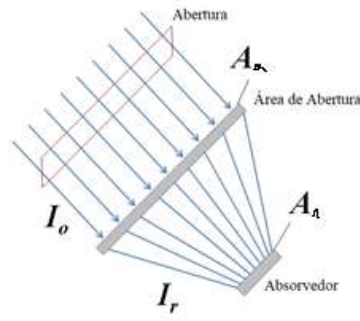


Figura 7 Esquematização da Razão de concentração

É definida como relação entre a área de abertura do receptor onde há a incidência de radiação pela área de absorção da radiação.

Nesses coletores uma grande área de incidência recebe a radiação solar e toda a radiação é refletida e concentrada numa área reduzida que a absorve elevando sua temperatura.

A razão de concentração é fácil de usar, pois as áreas dos dispositivos são conhecidas, embora sejam adequadas apenas quando o fluxo de radiação é uniforme sobre a abertura e sobre o receptor. Além disso, observe que, para alguns concentradores de imagens, a área da superfície do receptor disponível pode ser diferente da área da imagem produzida pelo concentrador no receptor. Então, se a imagem não cobrir toda a superfície do receptor, precisamos usar a área da imagem para estimar a taxa de concentração e obter um fluxo médio equivalente sobre a superfície absorvedora.

A relação de concentração também pode ser representada pela razão de fluxo de energia na abertura e no receptor. Neste caso, é denominado relação de concentração óptica R_{opt} pode ser aplicado diretamente aos cálculos térmicos.

$$R_{opt} = \frac{\text{Fluxo médio no receptor}}{\text{Insolação na abertura}} = \frac{\frac{1}{A} \int I_r dA_r}{I_0} \quad (2.2)$$

As razões de concentração são medidas importantes usadas para caracterizar e classificar os concentradores óticos. Existe um limite teórico para a concentração solar. Para concentradores circulares em torno de 45.000, e para concentradores lineares de 212 a razão para tais limites será discutida das secções posteriores, com base nas considerações geométricas (DUFFIE & BECKMAN, 2006), entretanto, esses limites podem ser

inacessíveis para sistemas reais devido irreversibilidades e perdas. Na energia solar geral, os sistemas de concentração são classificados em: Razão de concentração baixa ($R < 10$), razão de concentração média ($10 < R < 100$) e razão de concentração alta ($R > 100$). No entanto, apenas alguns dos sistemas proporcionam um fluxo de luz concentrado uniforme (por exemplo, calhas em V ou refletores de plano piramidal) e podem ser caracterizados por uma razão de concentração única. Muitos sistemas com superfícies refletoras curvas (por exemplo, cônicas, parabólicas, esféricas) criam uma distribuição da densidade de fluxo no receptor e é preferível caracteriza-los por uma variável C sobre a largura do receptor. Nesse caso, uma razão de concentração local (R_l) é o principal parâmetro para caracterizar o desempenho de concentradores ideais.

$$R_l = \frac{I(y)}{I_a} \quad (2.3)$$

Tal efeito resulta em uma distribuição da intensidade da radiação segundo a figura

8

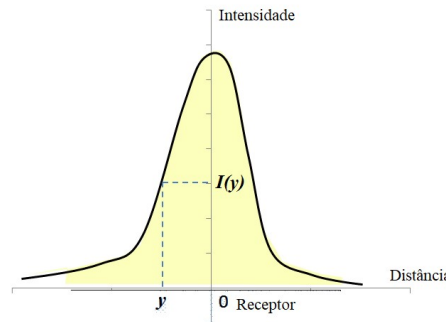


Figura 8 Distribuição típica da intensidade Local da Radiação no receptor de um coletor concentrador

Em muitos casos típicos de concentradores, a reflectância da superfície (γ), isto é, a fração da radiação de luz refletida da superfície em comparação com a radiação incidente total, também é levada em consideração. Então a intensidade local da radiação concentrada, $I(y)$, pode ser descrita como:

$$I(y) = \gamma R_l \quad (2.4)$$

Todas essas limitações e particularidades possuem efeito mais significativo nos concentradores de imagem (que necessitam de rastreamento solar) e refletem diretamente a imagem ou parte dela na região absorvedora, os concentradores de não imagem que são o foco deste trabalho em geral apresentam a vantagem de apresentar um fluxo uniforme sobre a superfície absorvedora simplificando a estimativa da razão de concentração e radiação coletada pela estimativa da eficiência óptica da calha.

2.2 Tipos de Concentradores Solares

Diversas configurações de geometrias podem ser usadas nos Concentradores de forma a aumentar a temperatura de operação em função da Razão de Concentração e das perdas térmicas associadas ao elemento absorvedor, podendo a razão de concentração variar sua ordem grandeza desde a próxima a unidade até dezenas de milhares, aumentar a razão de concentração ou reduzir as perdas de calor implica em aumentar a temperatura do processo e diversos trabalhos são focados em novas modificações para melhorar tais sistemas sejam no estudo óptico da metodologia de reflexão da radiação sejam métodos de diminuir as perdas associadas ao processo.

A figura 9 mostra os principais tipos de concentradores utilizados

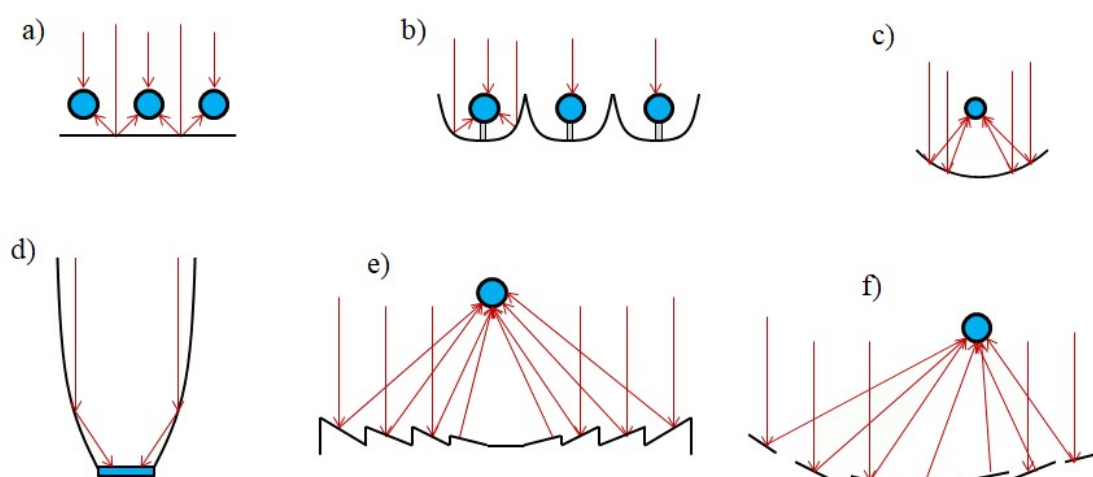


Figura 9 Tipos principais de sistemas de concentração de energia Solar

a)Tubo absorvedores com refletor difuso, b) Tubos absorvedores com refletores

curvado c) calha parabólica d) Concentrador parabólico composto e) Refletor Fresnel f) Heliostato com refletor central. Adaptado de (Duffie & Beckman, 2006)

O concentrador tipo a) usa um refletor plano difuso atrás do absorvedor enquanto os refletores tipo b) utilizam um refletor circular tais configurações alcançam baixas razões de concentração de radiação, o concentrador c) representa um cilindro parabólico que pode ser uma calha linear em formato curvo parabólico com absorvedor circular ou uma superfície de revolução parabólica, a d) representa o concentrador parabólico composto onde a calha parabólica é composta de segmentos de parábola associados de forma a garantir a concentração de radiação no ponto do absorvedor, d) representa o concentrador tipo Fresnel onde diversos refletores planos são posicionados de forma a refletir a radiação solar em um ponto comum por fim em f) vários espelhos planos móveis movimentam-se ao longo do dia de forma a seguir o sol refletindo toda radiação em uma torre central de concentração solar onde é gerado vapor para alimentar uma turbina e produzir eletricidade.

Do ponto de vista óptico os coletores são classificados em duas categorias: de imagem e não-imagem, os concentradores sem imagem são chamados de "não imagem" porque não produzem nenhuma imagem óptica da fonte, ao contrário dos concentradores de imagem, que produzem uma imagem do sol refletindo-a total ou parcialmente no receptor. Os concentradores sem imagem são capazes de refletir para o receptor toda a radiação incidente, seja ela direta ou difusa, interceptada em uma ampla gama de ângulos de incidência. Esses sistemas não são precisos, mas são mais flexíveis. Por exemplo, se o lado direito do sol for refletido para o lado esquerdo do receptor, a imagem do sol não é preservada porém a energia incidente pela abertura sofre sucessivas reflexões até incidir no absorvedor isso permite que radiação seja coletada sem a necessidade de rastreamento solar ao longo do dia. A tecnologia mais comumente utilizada que utiliza a ótica sem imagem é o concentrador parabólico composto aqui nos referiremos a ele como CPC que o objeto de estudo deste trabalho.

As razões de concentração típicas de CPCs são no máximo 10, mas apesar das baixas razões de concentração dos sistemas sem imagem, eles podem ser muito úteis para aumentar o desempenho dos sistemas com custos relativamente baixos.

Para razões de concentração baixas de 1,1 a 2 é possível utilizar um concentrador totalmente estacionário durante todo o ano. Para relações de concentrações mais altas (concentração de 3 até 10), se faz necessário ajustes durante o ano, e para valores maiores

que 10, se faz necessário o uso de rastreamento solar diário para atingir uma coleta eficiente de energia.

RABL (1976), identificou para uma quantidade mínima de coleta de 7 horas diárias de irradiação solar, a quantidade de vezes que deveria ser atualizada a posição do concentrador para atender esse requisito em função da sua relação de concentração:

Meio ângulo de Aceitação (Fator de Concentração Ideal)	Tempo de Coleta de Radiação médio ao longo do ano (horas/dia)	Número de Ajustes ao Ano	Menor período sem Ajuste	Tempo médio de coleta de radiação se o ajuste for feito diariamente
19,5° (3,0)	9,22	2	180 dias	10,72
14° (4,13)	8,76	4	36 dias	10.04
11° (5,24)	8,6	6	35 dias	9,52
9° (6,39)	8,38	10	24 dias	9.08
8° (7,19)	8,22	14	16 dias	8,82
7° (8,21)	8,04	20	13 dias	8,54
6,5° (8,83)	7,96	26	9 dias	8,36
6° (9,57)	7,78	80	1 dia	8,18
5,5° (10,43)	7,6	84	1 dia	8

Tabela 2 Correção da posição da calha em função do ângulo de aceitação. Adaptado de (RABL, 1976)

Os CPC podem ter a geometria do seu refletor bidimensional ou tridimensional no estudo do CPC composto tido como do tipo não-imagem, um concentrador em forma de cone reto foi um dos primeiros sistemas de concentração 3D.

O concentrador parabólico composto (CPC) pertencendo a ótica de não-imagem é considerado uma opção de alto potencial para concentração de energia e iluminação desde 1960 (Nilsson, 2005).

Com o desenvolvimento do CPC nos últimos ele foi aplicado significativamente em sistemas do tipo fotovoltaico ou solar térmico. A concepção básica do CPC ainda é a mesma como ele foi projetado no início dos anos 70, mas os pesquisadores não têm poupado esforços para investigar sua performance óptica e aplicações nos últimos anos. As demais aplicações são em várias áreas tais como sistemas de sensoriamento de gás, sistemas de comunicação wireless, sensores de temperatura infravermelho, sistema de separação solar térmico de água, radiador solar, fotodiodo, lasers Projetor de LED, tecnologia terahertz e

guia de ondas (TIAN et al, 2018) ; CPCs normalmente desempenham papel crítico nessas aplicações.

Todos os Coletores Concentradores se baseiam no fato de poder coletar radiação de uma grande área abertura e concentrá-la em uma área reduzida, assim reduzindo proporcionalmente à área as perdas envolvidas no processo atingindo maiores temperaturas e maior quantidade de calor útil aproveitável. No entanto existe um limite para essa razão de concentração entre as áreas de abertura e de absorção de radiação.

Considere para fins de análise em condições ideais o esquema abaixo entre a troca radiante entre o sol e o concentrador.

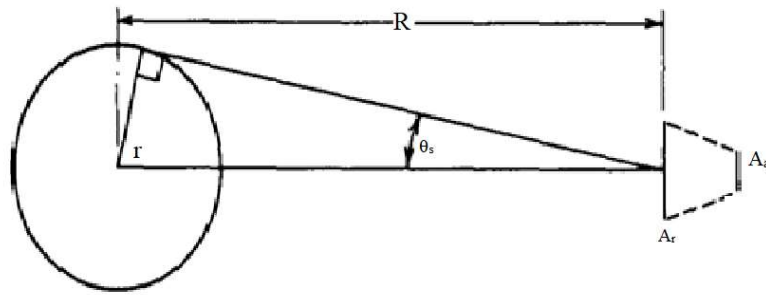


Figura 10 Esquema de troca de energia entre o Sol a uma temperatura T_s e um concentrador a uma distancia R formando um ângulo θ_s entre o elemento que recebe a radiação solar e o Sol

Para esta análise aproximaremos o sol com o um corpo negro, que emite radiação para o receptor a uma temperatura T_s , a radiação total emitida pelo corpo é dada por :

$$Q_{s \rightarrow a} = A_r \frac{r^2}{R^2} \sigma T_s^4 \quad (2.5)$$

Um absorvedor perfeito (tratado como corpo negro) irradia energia a uma taxa de $A_a T_a^4$ e uma fração dessa energia (fator de forma $E_{a \rightarrow s}$) chega ao sol

$$Q_{a \rightarrow s} = A_r \sigma T_a^4 E_{a \rightarrow s} \quad (2.6)$$

No caso limite pela segunda lei da termodinâmica a trocas térmicas se equivalem quando ambas as temperaturas T_s e T_a forem as mesmas, assim as equações 5 e 6 são iguais:

$$\frac{A_r}{A_a} = \frac{R^2}{r^2} E_{a \rightarrow s} \quad (2.7)$$

O maior valor possível para o fator de forma é 1 então utilizando reações trigonométricas aplicadas na figura 10 entre r e R a maior Razão de concentração possível para um concentrador depende apenas no ângulo solar θ_s

Assim para concentradores tridimensionais

$$\frac{A_r}{A_a} = \frac{R^2}{r^2} = C_{max} = \frac{1}{\sin^2 \theta_s} \quad (2.8)$$

E para concentradores lineares uma análise similar pode ser feita resultando em

$$C_{max} = \frac{1}{\sin \theta_s} \quad (2.9)$$

A equação 8 atinge um valor máximo para o ângulo de $0,27^\circ$ assim a máxima Razão de concentração para coletores tridimensionais é de 45.000 e para lineares é de 212. Quanto maior for a temperatura desejada será necessária uma maior taxa de concentração do conjunto refletor e absorvedor, geralmente razões de concentrações mais baixas resultam em concentradores do tipo não-imagem.

Como resumo das informações sobre o O CPC podemos dizer que, é um dispositivo não formador de imagem que concentra a radiação solar de forma ideal como características principais podemos citar:

- a) Reflete no absorvedor plenamente a radiação contida dentro do intervalo angular igual a $2\theta_s$;

- b) Para razões de concentrações menores que 10, o ângulo de aceitação ainda é suficientemente grande, de maneira que o dispositivo requer somente movimentos discretos de acompanhamento do Sol durante o ano, dispensando assim a necessidade de rastreamento solar contínuo;
- c) Para concentrações entre 1 e 2 pode ser completamente estacionário;
- d) Reflete além da radiação solar direta, uma fração da radiação difusa;
- e) Apresenta boa tolerância às imperfeições óticas de natureza construtiva ou de desvio de montagem ou de alinhamento.

O termo CPC envolve uma gama de geometrias de concentradores parabólicos compostos capazes de coletar radiação sem a necessidade de rastreamento solar contínuo, porém uma vasta gama de metodologias é empregada para projeto da calha, diversas delas são inclusive fruto de patente, as geometrias resultantes podem ser bi, ou tridimensionais. As geometrias bidimensionais possuem forma de calha cilíndrica extrudada ao longo do absorvedor, com cada ramo simétrico ao outro em relação a um eixo óptico que passa no centro do absorvedor, as geometrias tridimensionais possuem o mesmo perfil de calha, porém o CPC é gerado pela sua revolução em torno do eixo óptico. De forma geral CPCs tridimensionais possuem eficiência óptica teórica ligeiramente superior aos CPCs bidimensionais para uma mesma razão de concentração, porém seu uso implica em maior complexidade para fabricação o que dificulta obtenção de uma eficiência real próxima a eficiência teórica devido a necessidade de exatidão e ajuste preciso nas dimensões geométricas.

O ponto em comum entre todas elas é que cada calha possui geometria única e dependente do formato e posição do tubo absorvedor cada uma com uma metodologia própria de projeto, sendo as mais comuns:

Coletor plano (a)

Tubo circular (b)

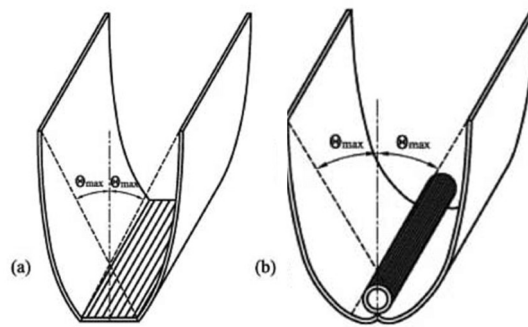


Figura 11 Tipos de CPC

Esse trabalho abordará em detalhes cada uma delas e as equações gerais envolvidas para obtenção do perfil da calha parabólica, com as devidas referências pioneiras no seu desenvolvimento.

Todas as geometrias de CPCs baseiam-se no princípio fundamental da óptica de não imagem o “edge ray principle” pode ser traduzido como princípio do raio de borda que é o ponto de partida para a concepção de todas as geometrias de calhas absorvedoras do tipo CPC

De forma simples pode-se enuncia-lo como

Para maximizar a abertura de coleta de radiação para um absorvedor de forma generalizada bidimensional dentro de um determinado campo de visão definido por um par de raios extremos, a inclinação das superfícies ópticas deve redirecionar os raios extremos de modo que sejam tangentes à borda do absorvedor desejado

2.2 CPC de absorvedor plano:

Este concentrador utiliza um absorvedor plano tendo como vantagem a possibilidade de aplicação à painéis fotovoltaicos de forma a conseguir uma maior intensidade de radiação no coletor possibilitando um aumento na potência produzida sem a dependência exclusiva de aumentar o número de painéis fotovoltaicos utilizados, a desvantagem do seu uso é que com um aumento da intensidade da radiação solar no painel pode ser necessário modificações no projeto do suporte do absorvedor para garantir um

resfriamento adequado mantendo a longevidade do equipamento e funcionamento em temperatura próxima do ponto de máxima eficiência, (JIAN & MINGHENG, 2010) Realizou um estudo experimental utilizando esta tecnologia e mostrou o comportamento dos parâmetros elétricos do concentrador com a utilização do CPC em conjunto com um conjunto aletado na base para resfriamento e aproveitamento da energia térmica concentrada.

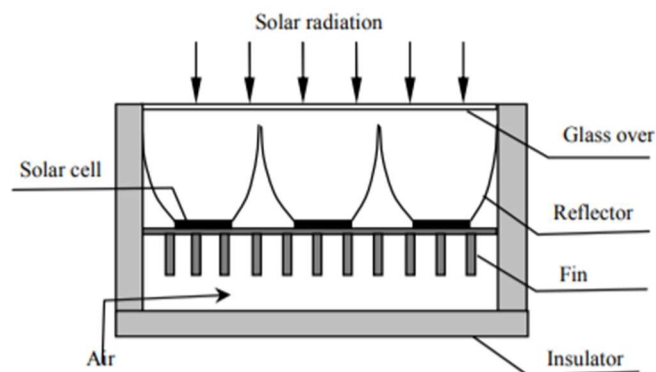


Figura 12 JIAN & MINGHENG, 2010

A Figura 13 mostra uma secção transversal de um CPC de absorvedor plano

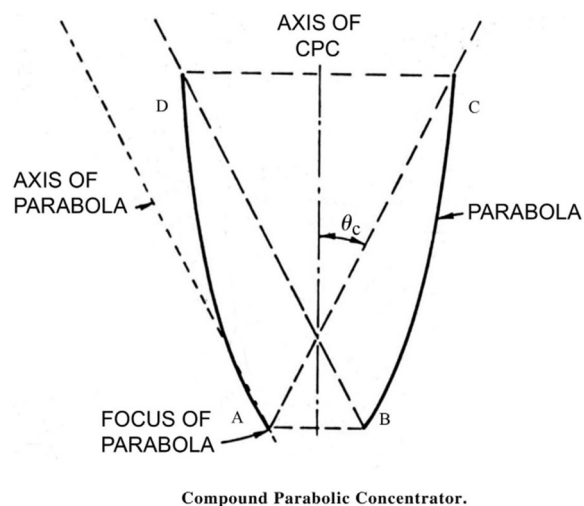


Figura 13 Secção transversal de um CPC de absorvedor plano (RABL, 1976)

O ramo direito do concentrador (BC) é um segmento de uma parábola com seu foco no ponto A, que se encontra no eixo da parábola completa, indicada pela linha tracejada curta assim identificada. Este eixo de esta parábola é inclinado no sentido anti-horário por um ângulo θ_c em relação ao eixo de simetria do CPC desejado. O ramo esquerdo do concentrador (AD) é o segmento de uma parábola semelhante correspondente à imagem de BC obtida por reflexão de BC através do eixo de simetria mostrado. Esta parábola tem seu foco no ponto B, e seu eixo (não mostrado) é inclinado no sentido horário por um ângulo θ_c em relação ao eixo de simetria. As superfícies parabólicas curvas AD e BC são espelhos altamente refletivos. Detalhes desta geometria e suas características foram estudados extensivamente por (RABL, 1976).

A Figura 13 representa a influência do ângulo de aceitação do CPC para garantir a aplicação sem necessidade de rastreamento. É facilmente visto pela inspeção da Figura 13 que:

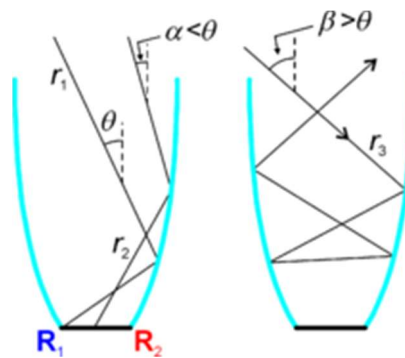


Figura 14 Faixa de utilização do CPC

Todos os raios que cruzam a abertura de entrada DC em um ângulo anti-horário θ igual a θ_c (ou seja, paralelo ao eixo da parábola) atingirá o espelho BC e será focado em ponto A;

Todos os raios que fazem um ângulo anti-horário $\theta \leq \theta_c$ devem ser refletidos em direção a pontos em algum lugar no absorvedor plano AB;

Todos os raios fazendo um ângulo anti-horário $\theta \geq \theta_c$ serão refletidos para pontos no espelho oposto AD acima do ponto A e será devolvido e rejeitado.

Argumentos idênticos são válidos para raios que fazem ângulos no sentido horário em relação ao eixo óptico.

Além disso, também é facilmente mostrado a partir uma análise geométrica simples que a proporção do comprimento de abertura de entrada DC para o absorvedor AB ou seja, a razão de concentração é dada por

$$R_c = \frac{1}{\sin(\theta_c)} \quad (2.10)$$

O concentrador é dito ser ideal quando todos os raios incidentes em um ângulo θ_c são absorvidos pelo absorvedor.

Para o projeto completo de geometria de um CPC não truncado com absorvedor plano são necessários apenas 2 parâmetros, a largura do absorvedor e o ângulo de aceitação θ_c . O ângulo de aceitação definirá a razão de concentração obtida pela equação anterior, maiores detalhes sobre o equacionamento podem ser encontrados no anexo 1

2.3 CPC de absorvedor circular:

Este trabalho utiliza o CPC com absorvedor circular, porém com aplicação do princípio do raio de borda, a geometria resultante não é uma parábola simples, para satisfazê-lo em cada ponto na calha um raio incidente é refletido para um ponto diferente no absorvedor sempre tangente ao absorvedor ao longo do raio externo, logo não há um ponto focal único.

A solução matemática que fornece a geometria da calha foi apresentada inicialmente por (WHINSTON & HINTERBERGER, 1975) através da solução da equação diferencial que descreve a curva com o comportamento anteriormente citado. Mais tarde (RABL, 1976) apresentou a solução em termos de equações paramétricas mais simples. Para essa solução a origem do sistema de coordenadas é tomada como o centro do absorvedor com raio R_0 , é interessante o uso de um sistema de coordenadas polar para representação da calha onde a geometria obtida depende de um ângulo θ e da distância do ponto de tangência do absorvedor no ângulo θ para a calha, sendo θ um ângulo paramétrico usado para obtenção da geometria conforme a Figura 15

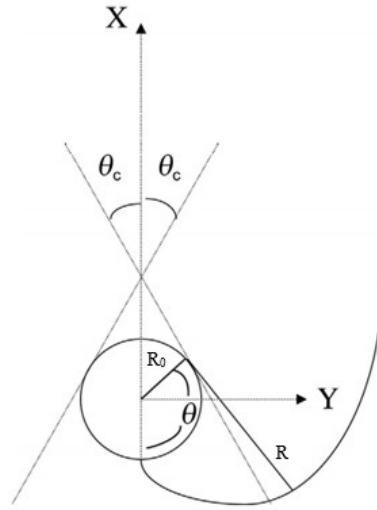


Figura 15 CPC de absorvedor Circular

O ângulo θ é medido a partir da parte de baixo da circunferência e ao longo da circunferência as coordenadas X e Y são dadas por:

$$x = R_0 \sin \theta \quad (2.11)$$

$$y = -R_0 \cos \theta \quad (2.12)$$

Que descrevem a circunferência do absorvedor, quando o θ for zero estamos no $X = 0$ e $Y = -R$ conforme figura, para $\theta = \frac{\pi}{2}$ estamos no ponto $X = R$ e $Y = 0$

A geometria da calha compreende 2 regiões distintas, uma gerada pelo perfil da involuta na região entre $0 < \theta < \frac{\pi}{2} + \theta_c$ todos os raios incidentes nessa região são refletidos diretamente para o tubo absorvedor, para cada θ ela pode ser visualizada como o desenrolar de uma corda fixada ao longo do tubo absorvedor, o comprimento desta corda pode ser calculado pela integral de linha de comprimento de arco dada pela Eq (2.13)

$$R(\theta) = \int_0^\theta \left[r^2 + \left(\frac{dr}{d\theta} \right)^2 \right]^{1/2} d\theta \quad (2.13)$$

Que tem por solução $R_0\theta$, adicionando esta componente nas Eq (2.11) e (2.12)

$$x = R_0 \sin \theta - R_0 \theta \cos \theta \quad (2.14)$$

$$y = -R_0 \cos \theta - R_0 \theta \sin \theta \quad (2.15)$$

Para a região com $\frac{\pi}{2} + \theta_c < \theta < \frac{3\pi}{2} - \theta_c$, a calha deve obedecer a um conjunto de parâmetros óticos de incidência e reflexão de um feixe de luz genérico dentro do campo ótico do concentrador garantindo que qualquer feixe de luz seja refletido tangenciando o absorvedor conforme preconiza o princípio do raio de borda

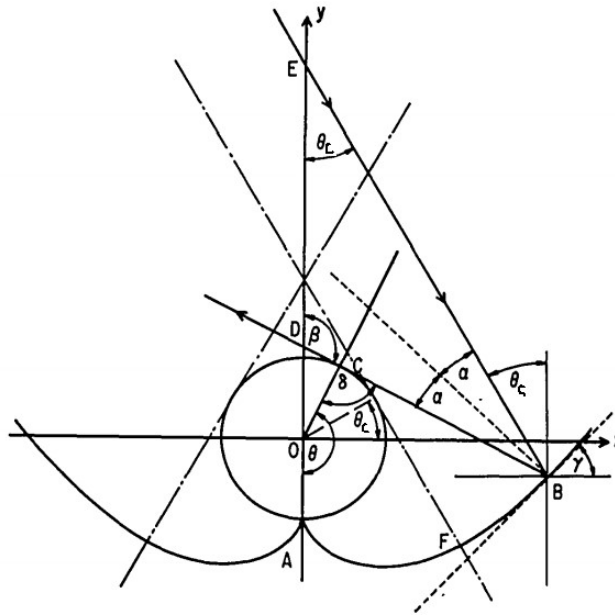


Figura 16 Parâmetros óticos que regem a geometria do CPC

A partir da Figura 16 Parâmetros óticos que regem a geometria do CPC pode-se obter um conjunto de relações trigonométricas para a geometria que obedece o princípio do raio de borda conforme listado abaixo

$$\theta_c + \beta + 2\alpha = \pi \quad (2.16)$$

$$\alpha + 2\theta_c = \gamma \quad (2.17)$$

$$(\pi - \theta) + (\pi - \beta) + (\pi - \delta) = \pi \quad (2.18)$$

No trabalho original de Winston o absorvedor pode ter geometria convexa qualquer assim também temos a relação

$$\delta = tg\left(\frac{r}{dr/d\theta}\right)^{-1} \quad (2.19)$$

Posteriormente aplicado à um absorvedor circular $dr/d\theta=0$

Resolvendo o conjunto das Eqs (2.16), (2.17) e (2.18) para o ângulo γ , que representa a inclinação da reta tangente ao perfil da calha resultante e aplicando o conceito de derivada como inclinação da reta tangente temos:

$$\frac{dy}{dx} = tg(\theta - \theta_c + \delta - \pi)/2 \quad (2.20)$$

Agora vamos expressar as coordenadas de um ponto ao longo da calha refletora da mesma forma que anteriormente como sendo

$$x = R_0 \sin \theta - R \cos \theta \quad (2.21)$$

$$y = -R_0 \cos \theta - R \sin \theta \quad (2.22)$$

Onde R é a distância da circunferência no ponto R_0 e θ até a calha refletora, a solução está completa com a obtenção de uma expressão para R .

Derivando em relação à teta pela regra da cadeia e dividindo dy/dx e aplicando as relações trigonométricas aplicáveis para simplificar a equação:

$$\frac{dy}{dx} = \frac{(r - R')tg(\theta) - r' - R}{(r' + R)tg(\theta) + r - R'} \quad (2.23)$$

Da relação acima destaca-se $r' = \frac{dr}{d\theta}$, $R' = \frac{dR}{d\theta}$ $r = r(\theta)$, $\delta = tg^{-1}\left(\frac{r}{r'}\right)$, pois são todos parâmetros que dependem da geometria do absorvedor.

Combinando as Equações (2.20) e (2.23) e resolvendo para R' obtém-se a relação

$$\frac{dR}{d\theta} = r + \left[\left(\frac{dr}{d\theta} + R \right) tg \left[\frac{(\theta + \theta_c - \partial)}{2} \right] \right] \quad (2.24)$$

A solução Apresentada possui uma particularidade, para um absorvedor de geometria plana com secções retas todos pontos de reflexão convergem para um único ponto focal, pois a geometria parte da premissa que os raios refletidos serão sempre tangentes ao absorvedor em cada ponto do mesmo assim esse ponto de tangência será o mesmo para todos resultando em uma parábola simples com um foco conhecido.

Para um absorvedor circular que é o caso de interesse deste trabalho teremos como resultado uma geometria que embora se assemelhe a uma, não se trata de uma parábola de fato e cada raio refletido em cada ponto incidente na calha reflete tangente a um ponto no absorvedor.

A geometria circular resulta tem 2 implicações matemáticas

$$r' = \frac{dr}{d\theta} = 0 \text{ e } \delta = tg^{-1}\left(\frac{r}{r'}\right) = \frac{\pi}{2}$$

Desta forma define-se uma variável

$$\phi = \frac{1}{2} \left[\left(\theta - \theta_c - \frac{\pi}{2} \right) \right] \quad (2.25)$$

Aplicando na Eq(2.24):

$$\frac{dR}{d\phi} = 2R_0 + 2Rtg(\phi) \quad (2.26)$$

Resolvendo a Equação Diferencial acima para uma circunferência podemos encontrar uma expressão para $R(\phi)$ de forma que podemos aplica-la nas equações (2.21) e (2.22) para ter a forma paramétrica completa do perfil da calha concentradora.

Fazendo separação de variáveis e algumas manipulações simples podemos integrar a equação para obter:

$$R(\phi) = \frac{[f(\phi)]}{\cos^2(\phi)} \quad (2.27)$$

$$\frac{df}{d\phi} = 2R_0 \cos^2(\phi) \quad (2.28)$$

$$f(\phi) = R_0 \left(\phi + \frac{1}{2} \sin(2\theta) \right) + C \quad (2.29)$$

$$R = R_0 \theta$$

$$R = \frac{\theta + \theta_c + \left(\frac{\pi}{2}\right) - \cos(\theta - \theta_c)}{1 + \sin(\theta - \theta_c)} \quad (2.30)$$

Assim R é o comprimento que deve ser somada nas projeções em x e y das equações paramétricas da circunferência para obter o perfil da calha.

2.4 Análise térmica do sistema

Dois são os limitadores do uso de altas temperaturas em sistemas concentradores.

1. A necessidade de uso de uma alta Razão de concentração com isso torna-se necessário maior exatidão na montagem e construção da calha concentradora, para razões de concentração

mais altas mesmo para um CPC é necessário um ajuste discreto ao longo do ano na sua posição de forma a receber os raios solares de forma mais eficiente corrigindo a posição do CPC de acordo com a carta solar.

2. A grande quantidade de energia perdida especialmente em altas temperaturas impõe uma condição de equilíbrio em regime permanente à uma temperatura mais baixa pois as perdas crescem consideravelmente com a elevação da temperatura de operação.

As principais perdas associadas ao absorvedor são as perdas para o meio por radiação e as perdas por convecção e para o suporte de apoio por condução.

O conjunto destas perdas pode ser interpretado como uma rede de resistência térmica envolvendo as trocas de calor do tubo absorvedor até o ambiente externo, as perdas totais são fruto da combinação dos diferentes métodos de transferência de calor.

$$Q_L = Q_{conv} + Q_{rad} + Q_{cond} \quad (2.31)$$

A transferência de calor por convecção com o ambiente se dará por convecção natural em torno da placa de vidro sobre o absorvedor desta forma sendo diretamente proporcional ao coeficiente de transferência de calor por convecção h expresso pela Lei de Resfriamento de Newton.

$$Q_{conv} = h_{ext}(T_s - T_{\infty}) \quad (2.32)$$

A resistência térmica associada a convecção é dada por

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{ext}A} \quad (2.33)$$

Enquanto a transferência de calor por radiação entre o corpo e sua vizinhança será devido a troca radiante entre a vizinhança e o sistema representado pela Lei de Stefan Boltzman. Sendo F_f o fator de forma entre as duas superfícies, observe que este é o inverso da emissividade quando um corpo troca calor com uma grande vizinhança em torno de si mesmo.

$$Q_{rad} = \sigma \varepsilon (T_s^4 - T_{viz}^4) \quad (2.34)$$

Usualmente a troca radiante é expressa em termos de um coeficiente de transferência de calor por Radiação

Sendo expressa na forma:

$$\begin{aligned} Q_{rad} &= h_r (T_s - T_{viz}) \\ h_r &= (T_s^2 + T_{viz}^2)(T_s + T_{viz}) \end{aligned} \quad (2.35)$$

A resistência térmica associada a radiação é dada por

$$R_{rad} = \frac{1}{h_r A} \quad (2.36)$$

A perdas por condução entre o tubo e o suporte de apoio, podem ser representadas pela lei de Fourier

$$Q_{cond} = -KA \frac{dT}{dx} \quad (2.37)$$

A resistência térmica associada a condução depende da geometria por onde a difusão de calor ocorrerá, para uma placa plana (placa de vidro na área de abertura do concentrador) é dada por

$$R_c = \frac{L}{KA} \quad (2.38)$$

A aplicação da Eq (2.37) ao perfil de temperaturas resulta na definição de um coeficiente de transferência de Calor por Condução U_{cond} dado pelo inverso da resistência térmica condutiva associada ao problema assim:

$$Q_{cond} = U_{cond} (T_1 - T_2) \quad (2.39)$$

A combinação de todas as perdas envolvidas entre o tubo absorvedor e o ambiente resulta em um parâmetro importante na análise de coletores de energia solar, o fator de perda Global U_L

$$\frac{Q_L}{A} = U_L(T_s - T_\infty) \quad (2.40)$$

Onde

$$U_L = f(h_{ext} + h_r + U_{cond}) \quad (2.41)$$

Um dos objetivos deste trabalho é minimizar U_L de forma a garantir uma maior temperatura de operação para o concentrador. Para isso propõe-se evacuar o espaço no interior da calha refletora contendo o absorvedor com cobertura de vidro garantindo efeito estufa.

A ideia geral está representada na Figura 17. Desta forma o calor perdido para o ambiente obedecerá a seguinte rede de resistência térmica.

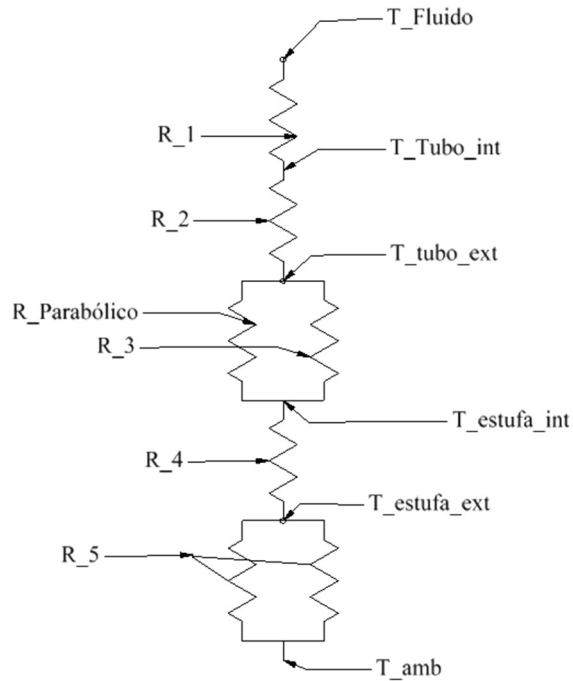


Figura 17 Resistência Térmica associada à perda de calor do fluido para o meio

Todos os coeficientes de transferência e calor associados à cada resistência térmica são apresentados por unidade de área externa do tubo absorvedor ($\pi D_{a.e} L_a$), o calor seguirá a seguinte sequência para deixar o fluido de trabalho,

1. Convecção do fluido interno para a parede do tubo absorvedor

$$R_1 = R_{cv.int} = \frac{1}{h_{int}\pi D_{i,a}L_a} \quad (2.42)$$

$$U_1 = U_{cv.int} = \frac{h_{int}D_{ai}}{D_{ae}} \quad (2.43)$$

2. Condução através da parede do tubo absorvedor

$$R_2 = R_{cd.tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ae}}{D_{ai}}\right)}{2\pi k_a L_a} \quad (2.44)$$

$$U_2 = U_{cd.a} = \frac{2k_a}{D_{ae}\ln\left(\frac{D_{ae}}{D_{ai}}\right)} \quad (2.45)$$

3. Condução no espaço de ar estagnado à baixa pressão dentro da estufa e Troca Radiante entre estufa e tubo absorvedor.

Neste ponto faz-se necessário um desenvolvimento matemático específico para obtenção de 2 parâmetros.

a) Resistência térmica condutiva dentro da geometria da calha, uma vez que a área da secção transversal entre tubo e parede de vidro não é constante e sua extensão dependerá das dimensões do tubo absorvedor e da razão de concentração

Em um ambiente abaixo da pressão atmosférica a condutividade assume o valor menor do que em condições padrão, porém ainda sim existe o efeito da convecção natural para contabilizar a transferência de calor, (RATZEL, 1979) estudou o efeito da perda de calor em um ambiente à pressões abaixo da atmosférica e sugeriu que em pressões suficientemente baixas a transferência de calor acontece somente devido à difusão de calor entre as moléculas de ar. No mesmo trabalho Ratzel sugere que uma combinação de efeitos é responsável pela supressão da convecção e caracterização da transferência de calor apenas

devido a difusão, que mesmo que a pressão não seja extremamente baixa, para uma distância maior entre o corpo quente e o corpo frio mesmo sem pressões extremas a transferência de calor acontecerá apenas devido a difusão, por fim ele sugere que para números de Rayleigh com comprimento característico dado pela distância entre corpos quente e frio, da ordem de 1000 a convecção já pode ser considerada como suprimida e propondo uma correlação para a condutividade térmica efetiva do ar que combina os efeitos residuais de alguma convecção natural com o transporte de energia por difusão para números de Rayleigh acima de 1000:

$$\frac{K_{eff}}{K_{ar}} = 0,1585 Ray_{cav}^{0,2627} \quad (2.46)$$

Nas secções anteriores foi obtida através do método regressão de Gaus, uma expressão polinomial para representação das equações paramétricas da calha concentradora, a fim de facilitar manipulação matemática de parâmetros construtivos da mesma. A expressão depende do ângulo de abertura da calha e do diâmetro do concentrador e tem a forma de um polinômio de grau n, aqui representado por.

$$x(z) = a_0 + a_1z + a_2z^2 + a_3z^3 + a_4z^4 + a_5z^5 + a_6z^6 \quad (2.47)$$

Onde X é a distância horizontal do eixo óptico para um ponto na calha e z a distância da base do absorvedor ao longo do eixo óptico. A área da secção transversal da calha em cada ponto ao longo do eixo é dada por

$$A_{conc}(z) = 2x(z)L_a \quad (2.48)$$

Para obter a resistência térmica equivalente aplica-se lei de Fourier com a área variável da eq (2.48)

$$Q = -k_{ef}A_{conc}(z) \frac{\partial T}{\partial z} \quad (2.49)$$

Por analogia ao fluxo de elétrons devido a uma diferencia de potencial elétrico resistido por uma resistência elétrica, temos a definição de resistência Térmica como

$$R_{termica} = \frac{\partial T}{Q} \quad (2.50)$$

Separando Variáveis e Integrando a equação (2.49) obtemos

$$\int_{T_1}^{T_2} -\frac{\partial T}{Q} = \int_0^H \frac{\partial z}{2k_{ef}x(z)L_a} \quad (2.51)$$

Assim temos a expressão geral para a resistência térmica a passagem do calor por condução no espaço semi evacuado de ar com condutividade efetiva K_{ef} multiplicada pela área externa do tubo absorvedor

$$R_{c.calha} = \frac{1}{2k_{ef}L_a} \int_0^H \frac{1}{x(z)} \partial z \quad (2.52)$$

$$U_{cd.calha} = \frac{2k_{ef}}{\pi D_{ae} \int_0^H \frac{1}{x(z)} \partial z} \quad (2.53)$$

O tubo também trocará calor por radiação com a cobertura de vidro que por sua vez emitirá parte do calor de volta para o tubo resultando em uma troca líquida de acordo com um fator de forma adequado, (GONZÁLEZ et al, 2017) analisou numericamente um CPC com configuração coberta por vidro e sugeriu o fator de forma entre o tubo receptor e a cobertura na forma:

$$FF_{calha} = (1/\epsilon_v) + (A_v/A_r)((1/\epsilon_r) - 1) \quad (2.54)$$

O que resulta em uma resistência térmica associada à troca líquida na forma:

$$R_{r.calha} = \frac{1}{\frac{\sigma(T_a^2 + T_{vid}^2)(T_a + T_{vid})}{(1/\epsilon_v) + (A_v/A_r)((1/\epsilon_r) - 1)}} \quad (2.55)$$

$$U_{r.calha} = \frac{\sigma(T_a^2 + T_{vid}^2)(T_a + T_{vid})}{(1/\epsilon_v) + (A_v/A_r)((1/\epsilon_r) - 1)} \quad (2.56)$$

A resistência da Calha com o fator já se encontra por metro quadrado não sendo necessário dividir pela área do absorvedor

$$U_3 = U_{cd.calha} + U_{r.calha} \quad (2.57)$$

4. Condução através da parede de vidro da estufa

$$R_4 = R_{cd.vid} = \frac{t_v}{K_v A_r} \quad (2.58)$$

$$U_4 = U_{cd.vid} = \frac{K_v A_r}{\pi D_{ae} L_a t_v} \quad (2.59)$$

5. Convecção da parede externa da estufa para o ambiente e Radiação da parede externa da estufa para a vizinhança.

$$R_{cv.ext} = \frac{1}{A_r h_{cv.ext}} \quad (2.60)$$

$$R_{r.ext} = \frac{1}{A_r h_{rad.ext}} \quad (2.61)$$

$$U_5 = \frac{A_r h_{cv.ext}}{A_a} + \frac{A_r h_{rad.ext}}{A_a} \quad (2.62)$$

Onde o $h_{rad.ext}$ é dado pela equação (2.35) com a temperatura do Céu avaliada por (SWINBANK, 1963)

$$T_{Céu} = 0,0552 T_{\infty}^{1,5} \quad (2.63)$$

O $h_{cv.ext}$ pode ser obtido pela correlação proposta por (KALOGIROU, 2016) como função da velocidade do vento no ambiente externo

$$h_{cv.ext} = \frac{8,6V^{0,6}}{L^{0,4}} \quad (2.64)$$

Existe no entanto uma dificuldade na aplicação da Eq (2.55), na obtenção da temperatura do vidro, porém esta pode ser obtida através de um balanço de energia no mesmo, devido à baixa espessura do vidro, consideremos que a temperatura do vidro é uniforme em ambos os lados

De um lado, o vidro este recebe energia emitida do absorvedor que chega pela combinação de condução no ar à baixa pressão com a troca radiante entre vidro e absorvedor, do outro o vidro perde energia para o meio por convecção natural e radiação para vizinhança, a rigor também haveria uma parcela de energia solar absorvida.

Assim tem-se

$$A_{vid}(h_{ext} + h_{rad.ext})(T_{vid} - T_{\infty}) = A_a \left(\frac{1}{R_{cd.calha}} + \frac{1}{R_{r.calha}} \right) (T_a - T_{vid}) + \alpha A_{vid} S$$

Do ponto de vista prático o vidro é transparente a maior parte da radiação no comprimento de onda da irradiação solar, portanto o termo $\alpha A_r S$ normalmente pode ser desprezado

A combinação das resistências fornece 2 parâmetros importantes no projeto.

A soma das equações (2.54), (2.58) e (2.60) fornece a resistência total à transferência de calor do tubo absorvedor para o ambiente e seu inverso o Coeficiente global de perda de calor do concentrador U_L

$$U_L = U_{3-5} = \left(\frac{1}{U_3} + \frac{1}{U_4} + \frac{1}{U_5} \right)^{-1} \quad (2.65)$$

Enquanto a soma das equações (2.42), (2.44) e (2.65) fornece a resistência total à transferência de calor do Fluido para o ambiente e seu inverso o coeficiente global de transferência de calor para o fluido de trabalho

$$U_L = U_{1-5} = \left(\frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2} + \frac{1}{U_3} + \frac{1}{U_4} + \frac{1}{U_5} \right)^{-1} \quad (2.66)$$

O uso do coeficiente de perda global servirá de base para todo desenvolvimento utilizado na metodologia do trabalho, onde de fato as características construtivas de cada projeto de CPC têm como consequência principal um maior ou menor coeficiente global de perda de calor este trabalho apresenta a possibilidade de uso de efeito estufa à baixas pressões para conseguir maior eficiência térmica e compara com os resultados recentes de outras modificações propostas por outros pesquisadores. Somado a isso apresenta uma abordagem alternativa para análise exergética do CPC e estima a eficiência exergética e condições de operação para maximizá-la.

2.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nos últimos 35 anos um grupo de pesquisadores da Universidade de Chicago anos vêm relacionando concentração armazenamento e transporte de energia luminosa, essa área de estudo ficou conhecida como ótica de não imagem e recebe este nome pois não há a reflexão da imagem da fonte refletida no objeto absorvedor de luz. No âmbito da Engenharia mecânica uma grande atenção foi dada a estes estudos para aplicação na concentração de energia solar, pois havia a possibilidade para um determinado campo de visão angular, de captação da radiação difusa e concentração desta em um receptor sem a necessidade de rastreamento solar. O principal dispositivo refletor idealizado e utilizado até a atualidade é conhecido como concentrador parabólico composto. Nas próximas seções será apresentado um histórico com a evolução desse campo científico desde os primeiros trabalhos até as formas de aplicação que persistem e evoluem até a atualidade.

A revisão bibliográfica ficará separada em 2 momentos caracterizados por 2 categorias de estudos. Os primeiros focados no desenvolvimento óptico da geometria da calha refletora, possíveis modificações juntamente como sua influência na eficiência óptica do sistema, até aproximadamente o final da década de 90, neste momento o tema perde um pouco de destaque no cenário mundial, principalmente devido à dificuldade de fabricação da calha refletora com as dimensões exatas que a modelagem óptica exige à um custo benefício aceitável, somado a isso há o barateamento do uso de combustíveis fósseis.

Em um segundo momento aproximadamente a partir de 2013-2014 talvez devido à ascensão e popularização dos processos de fabricação controlados por CNC e a busca cada vez maior por fontes de energia limpa, o tema volta à destaque tendo a cada ano um maior número de trabalhos publicado em periódicos de renome, à título de informação, uma consulta rápida à base de periódicos sciencedirect com as keywords “Parabolic Compound Concentrator Solar” obtém-se que:

- Em 2017 foram publicados 350 trabalhos;
- Em 2018 foram publicados 367 trabalhos;
- Em 2019 foram publicados 375 trabalhos;
- Em 2020 foram publicados 395 trabalhos;
- Em 2021 foram publicados 330 trabalhos até junho.

O que mostra e quantifica que o tema voltou com força total, especialmente por pesquisadores do Oriente Médio e China os trabalhos escolhidos para fazer parte desta revisão foram escolhidos baseados na afinidade com o tema proposto e a linha de pesquisa do Instituto de Energias Sustentáveis (IES) onde o trabalho foi desenvolvido.

Os primeiros trabalhos nessa área foram realizados por (WINSTON, 1974) no seu trabalho Principles of solar concentrators of a novel design, o primeiro trabalho que mostrava os princípios óticos envolvidos no projeto de um sistema ótico capaz de captar luz solar durante a maior parte do dia sem a necessidade de rastreamento solar. Seu trabalho quebrou a crença de que era impossível construir um sistema totalmente estacionário de que atingisse taxas moderadas concentração sem a necessidade de rastreamento solar.

Em 1975 (LEVVI & SETTI, 1975) juntamente com Winston publicaram um artigo sobre uma criatura marinha curiosa. O caramujo casco de ferradura é um animal marinho, notório por sua visão apurada em ambientes de pouca luz, sua retina pode captar a luz e identificar objetos a sua frente com mesma intensidade independente de ser dia ou noite, sua retina foi identificada como tendo o mesmo formato do concentrador parabólico proposto por Winston em 1974.

Em 1975 (WINSTON & HINTERBERGER, 1975) apresentaram o artigo Principles of Solar Concentrators for Solar Energy, onde mostravam as possibilidades de uso do CPC em aplicações de captação de energia solar térmica ou fotovoltaica.

Em 1976 Rabl (RABL, 1976) publicou 2 trabalhos e introduziu o termo genérico CPC (Compound Parabolic Concentrator) no seu trabalho como um termo genérico para toda uma família de dispositivos baseados nos mesmos princípios óticos do dispositivo de Winston, no primeiro ele apresentou a Equação diferencial que rege os princípios óticos que dão origem a geometria da calha refletora para um absorvedor de geometria convexa genérica, e a solucionou para um absorvedor plano, este trabalho representa a exatamente geometria utilizada até hoje para sistemas com tubo absorvedor cilíndrico, no mesmo ano (RABL, 1976) também publicou o artigo Optical and Thermal Properties of Compound Parabolic Concentrator em seu trabalho calculou os efeitos associados a perda de energia por convecção e radiação no dispositivo e apresentou metodologias para calcular o número de reflexões que um raio sofre ao passar pela abertura até ser absorvido, o que permitiu calcular a eficiência óptica real do sistema, por fim apresentou a ideia de truncamento do concentrador a fim de reduzir seu tamanho e custos associados a fabricação sem necessariamente reduzir significativamente a eficiência.

Em 1976 (RABL & WINSTON, 1976) Publicaram juntos o trabalho “Ideal concentrators for finite sources and restricted exit angles” que foi relevante principalmente no desenvolvimento do CPC de duplo estágio que por um momento foi estudado para aplicações em captação de energia fotovoltaica, o CPC de duplo estágio consistia em um CPC longo com dupla razão de concentração dividido em 2 secções que captavam a radiação solar e concentravam numa região absorvedora que na verdade era a região de entrada de uma segunda calha que concentrava a radiação na placa fotovoltaica.

Em 1978 Wellford e Winston publicaram seu livro The Optics of Nonimaging Concentrators pela editora Academic Press na universidade da Califórnia descrevendo em

detalhes toda teoria envolvida na recém desenvolvida ótica de não imagem (nonimaging optics).

Em 1979, (RABL, GOODMAN, & WINSTON, 1979) publicaram o trabalho “Practical Design Considerations for CPC Solar Concentrators” neste trabalho são apresentadas as diferentes dificuldades práticas e possíveis soluções na implantação e execução do projeto de um CPC incluindo seleção do tipo de absorvedor e dimensionamento da folga ou afastamento entre o tubo absorvedor e a base da calha refletora, bem como sua influência na eficiência óptica do sistema.

Em 1980, (RABL, O’GALLAGHER, & WINSTON, 1980) publicaram um estudo que reunia importantes parâmetros e condições críticas de operação para CPCs com taxas de concentração entre 1,5 e 10X, nesta faixa de concentração eles precisavam de certa de 20 ajustes por ano e poderiam funcionar durante todo o dia sem necessidade alguma de reorientação, conseguindo cerca de 40 a 50% de eficiência operando a temperaturas na faixa de 100 a 160 graus, o que os colocava como alternativa interessante à frente dos coletores planos de dupla cobertura que alcançavam apenas 70 graus.

Em 1986 (LUQUE, 1986) estudou a aplicação de CPCs na placas fotovoltaicas de energia solar, seu trabalho dava foco das dificuldades práticas da implantação dessa tecnologia e viabilidade comercial da proposta, suas conclusões foram de que embora a teoria por trás da geometria seja sofisticada e requeira ajuste fino, uma vez construída ela representa aplicação simples e um campo promissor para ampliar o potencial da geração fotovoltaica sem elevar os custos de produção que dependiam principalmente da placa até então dispensiosa.

Em 1987 (NING, O’GALLAGHER, & WINSTON, 1987) Compararam o uso de um sistema de concentração solar aplicado à uma placa fotovoltaica, o sistema consistia de uma lente de fresnel seguida de um CPC acoplado como segundo estágio de concentração e compararam os resultados para diferentes razões de concentração e uso isolado no sistema de cada tipo de refletor, Eles concluíram que o CPC causa uma aumento muito maior do ângulo de aceitação do coletor do que comparado a lente fresnel sozinha e que também o CPC fornece um fluxo mais uniforme sobre a placa fotovoltaica, e sugeriram como solução ótima o uso combinado das duas tecnologias.

Em 2004, (DUFF et al, 2004) publicaram um trabalho onde mostravam os resultados de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito de 20 toneladas de refrigeração (70KW) operando alimentado por um dispositivo que chamaram de ICPC ou

coletor parabólico composto Integrado que era composto de 106 metros quadrados de arranjos de Coletores evacuados operando um sistema de refrigeração comercial modificado para operar com água quente à 150 Graus provenientes do ICPC, obtendo um COP diário de 1,1 e Eficiências do coletor média da ordem de 50%.

Em 2010 (DUFF & DAOSUKHO, 2010) Publicaram em uma conferencia da Sociedade Americana de Energia Solar um resumo dos avanços de dificuldades em 12 anos de operação de uma modificação do Coletor Parabólico Composto, ICPC. O protótipo operou em Sacramento na Califórnia desde 1998. O coletor ocupava uma área total de 100 metros quadrados com um arranjo de 336 Coletores associados em série e paralelo, foram apresentados parâmetros de energia coletada, eficiência térmica e ótica do sistema ao longo dos anos bem como informações detalhadas sobre a degradação do material nesse tempo de operação.

Em 2010 (JIAN & MINGHENG, 2010) realizou um estudo experimental acoplando à uma placa fotovoltaica uum calha refletora CPC na parte superior e um coonjunto aletado na base de forma aumentar a transferência de calor da placa para o ar ambiente e melhorar a performance termo-elétrica do sistema, o conjunto foi ensaiado em diferentes condições de operação e os resultados da saída elétrica e temperaturas de operação foram apresentados.

Em 2013 (AL-GHASEM, TASHTOUSH, & ALADEEMY, 2013) realizou um estudo avaliando as vantagens de se implementar um sistema de rastreamento em um coletor do tipo CPC avaliando o aumento na temperatura de operação ao longo do ano, a razão de concentração foi de 2,5 e como resultados mostraram que o aumento pode chegar a ser de apenas 8% e a implementação no sistema de rastreamento eleva os custos em até 36%, o que sugere um baixo custo benefício e reforça a maior qualidade do CPC que é a possibilidade de operação sem necessidade de rastreamento.

Em 2013 (COOPER et al, 2013) avaliou o através de um método de traçado de raio o comportamento da eficiência óptica de CPCs tridimensionais com aberturas poligonais, sabe-se que CPCs tridimensionais com aberturas circulares obtidos por uma revolução do ramo lateral em torno do eixo óptico possuem eficiência óptica otimizada, porém dificuldade de fabricação, no seu trabalho Cooper avaliou o comportamento de diferentes geometrias de abertura de polígonos circunscritos na circunferência teórica de abertura e comparou a eficiência óptica com àquela obtida pela superfície de revolução.

Em 2015 (ABDULLAHI et al, 2015) avaliaram a eficiência óptica e térmica do CPC de absorvedor circular utilizando diferentes tipos de absorvedor em diferentes configurações os resultados sugeriram que a utilização de dois absorvedores alinhados horizontalmente apresentam performance superior que um só.

Em 2015 (ANTONELLI et al, 2015) Antoneli propôs um fez um estudo comparando o custo de instalação e energia produzida por um ciclo de Rankine Orgânico de baixa potência alimentado por um arranjo de CPCs, uma análise econômica concluiu que o projeto possui produção otimizada de energia para razões de concentração entre 1,1 e 1,4 e propôs como mecanismo de expansão o dispositivo de wankel.

Em 2016 (TRIPATHI & TIWARI, 2016) realizaram um estudo teórico comparativo acoplando em série 4 configurações de coletores solares, CPC fotovoltaico-térmico, Placa plana fotovoltaico-térmico, CPC térmico, coletor térmico de placa plana, para cada caso eles avaliaram anualmente a energia e exergia disponível pelo sistema inclusive para diferentes fluidos de trabalho nos coletores de energia térmica. O trabalho concluiu que a maior quantidade de energia coletada anualmente foi para um coletor térmico tipo CPC com um fluido de trabalho à base de sais fundidos atingindo 1367,86 KW.h

Em 2016 (ACUÑA, et al., 2016) avaliou a utilização de um CPC como fonte de alimentação de um sistema de refrigeração por absorção difusão, o estudo simulou para às condições de operação do CPC, a utilização de diferentes combinações de fluidos de trabalho para o sistema de refrigeração e diferentes fluidos térmicos trocadores de calor para o CPC. Os resultados sugeriam que o melhor fluido de trabalho para o refrigerador era $\text{NH}_3\text{-NiNO}_3$ e $\text{C}_3\text{H}_8\text{O}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabalho para o CPC.

Em 2017 (GONZÁLEZ et al, 2017) realizou um estudo teórico numérico da energia de saída produzida por um CPC utilizando as equações de balanço de energia momentum e massa para um CPC de cobertura simples e água como fluido de trabalho, os resultados foram validados por um protótipo experimental com boa concordância entre resultados da simulação numérica e medições experimentais, a razão de concentração foi de 1,8 e a área de abertura de 0,17 metros quadrados.

Em 2017 (MISHRA, GARG, & TIWARI, 2017) Avaliou o ganho útil de energia e aumento de temperatura utilizando matrizes de coletores concentradores de diferentes tipos para utilização como pré-aquecimento em processos industriais o estudo contemplava o ganho total de energia anual, tempo de payback do protótipo e comparou os resultados utilizando CPCs, concentradores simples de tubo evacuado e combinações entre os dois.

Em 2017 (XU et al, 2017) propôs um modelo alternativo de coletor concentrador CPC utilizando um heat pipe como absorvedor e fabricando a calha refletora através de impressão 3D a razão de concentração foi de 3.4 a área de abertura de 300x427 mm² e o fluido de trabalho utilizado foi a água. A eficiência térmica instantânea chega a um valor máximo de 50% e o sistema opera começa a operar a uma temperatura de 75°C.

Em 2018 (TIWARIA, MERAJB, & KHAN, 2018) Realizou uma análise exérgica em um ciclo de refrigeração por absorção alimentado por um concentrador térmico-fotovoltaico, a análise foi feita através de um balanço energético em cada componente do ciclo e os cálculos da simulação foram avaliados em um programa escrito em matlab. Para as condições de entrada para o concentrador foram utilizados os dados climáticos de Doha, Qatar. Os resultados apresentaram as condições otimizadas para o funcionamento do sistema com os dados de entrada.

Em 2018 (WIDYOLAR et al, 2018) Desenvolveram um protótipo de CPC alternativo que chamaram de XCPC, nele o absorvedor possuía formato poligonal que servia como aleta conectada a 2 tubos onde o fluido de trabalho circulava, todo conjunto absorvedor foi inserido em um envoltório de vidro de alta resistência, lacrado e evacuado por um processo de soldagem ultra-sônica. O protótipo sem rastreamento atingiu temperaturas de 200 graus com 50% de eficiência térmica e temperatura de estagnação de 333 Graus.

Em 2019 (ZHAO ET AL, 2019) Avaliaram o desempenho de um CPC como fonte de alimentação em um sistema de refrigeração por adsorção com o par carbono-metanol, como condutividade do carvão ativado é muito baixa havia um baixo desempenho do sistema pela dificuldade de troca de calor com o sistema, assim foi feito um estudo via CFD comparando a utilização de um tubo aletado internamente para aumentar a transferência de calor com um tubo liso e compararam os resultados obtidos. O tubo aletado alcançou gradientes de temperatura para o carbono de 28 graus enquanto o tubo liso apenas 4 graus.

Em 2019 (YUANA, et al., 2019) estudou o efeito de recobrir o CPC com uma folha de Tetrafluorethylene-Ethylene (ETFE) no desempenho térmico e óptico, os resultados sugerem que a utilização do ETFE reduz as perdas de forma a aumentar a temperatura de operação e eficiência térmica na qual ela ocorre. Foram testados experimentalmente 2 CPCs com e sem a cobertura de ETFE mostrando que a utilização da cobertura reduziu o coeficiente de perda de 1,42 para 0,82 aumentando a eficiência do coletor em cerca de 5%,

nas conclusões eles sugerem um aumento adicional de 5% na eficiência se a aplicação for realizada de forma hermética.

O presente trabalho avaliou o efeito no desempenho de cobrir o CPC com uma camada de vidro e evacuar parcialmente o interior para obter maiores temperaturas e exergia disponível, os resultados mostram a possibilidade de alcançar temperaturas acima de 100 graus com eficiência próxima de 50%, o que representa um aumento em torno de 7% em comparação com o trabalho de (GONZALEZ, 2017) que realizou um estudo numérico em um CPC similar sem utilização de vácuo no interior do CPC.

CAPÍTULO 3 – FABRICAÇÃO E ANÁLISE TÉRMICA

3.1 Proposta de fabricação geometria à baixo custo da calha refletora.

O diferencial deste trabalho está na proposta de obtenção de altas temperaturas com um baixo custo, o que hoje é possível graças à evolução da tecnologia e novos métodos de fabricação de alta precisão que estavam indisponíveis nos anos anteriores. Tal afirmação pode parecer contraditória, uma vez que tecnologia de ponta normalmente está associada à um alto valor agregado, quebrando a premissa fundamental do trabalho, no entanto a proposta está em utilizar a tecnologia de ponta para confecção de um molde de pequeno comprimento que represente o espaço interior da calha concentradora, de tal forma que com este molde sendo utilizado como macho em um processo de moldagem em caixa com Gesso conforme a sequência de figuras abaixo.

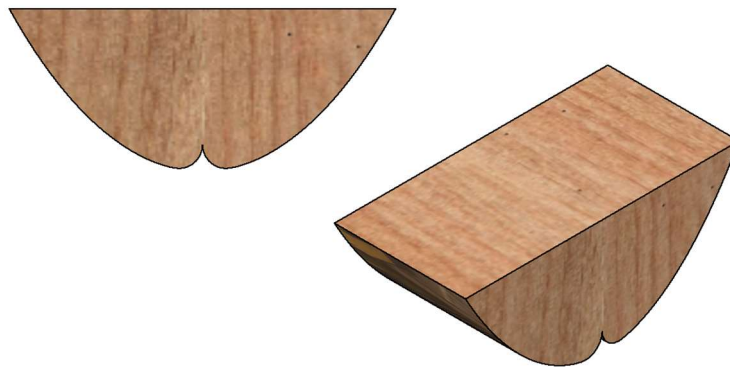


Figura 18 Molde para Fabricação da Calha Concentradora

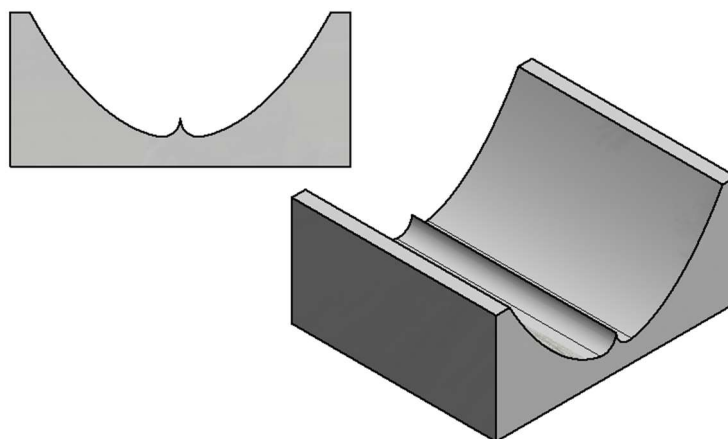


Figura 19 Calha de gesso obtida usando o molde



Figura 20 Proposta de metodologia de fabricação de calhas longas com molde curto.

Observe que a Figura 20 Proposta de metodologia de fabricação de calhas longas com molde curto. Figura 20 mostra de forma simples como obter uma calha longa com utilização de um molde mais curto através de uma sequência simples de processos:

1. Compactação e secagem de uma mistura de gesso com água e cola branca utilizando uma caixa deslizante para produzir inicialmente uma calha do tamanho do molde de tamanho L

2. Após a cura parcial do gesso, repete-se a operação, usando como referência o molde apoiado na calha já curada a uma distância apoio (alguns cm), assim obtendo um tamanho final de calha que obedece a

$$L_{calha} = (1 + n)L_{molde} - n(L_{apoio})$$

Onde n é o número de vezes que a operação foi repetida

3. Aplicação de película de alta refletividade (maior que 90%) sobre a superfície da calha,

Desta forma é possível obter a superfície refletora a um custo relativamente baixo sem a necessidade de utilização de processos complexos de alto custo que envolvam a curvatura exata de espelhos no formato da calha.

Hoje em dia é possível a fabricação do molde através de qualquer tipo de processo de usinagem por CNC, com o equacionamento da curva pode-se gerar o conjunto de pontos que definem a geometria da calha e usinar o molde com centro de usinagem ou corte a laser de materiais de fácil usinabilidade (plásticos ou madeira)

A moldagem de Gesso permite uma lista de características desejáveis que vão de encontro ao objetivo do trabalho

- Possibilidade de obtenção do formato da calha com baixo custo geral;
- Baixo custo de mão de obra;
- Baixo custo de matéria prima, cerca de 50 centavos por kg de gesso seco;
- As bolhas de ar resultantes no molde final tornam a caixa isolada termicamente;
- A inclusão de aditivos na mistura de gesso e água permitem uma resistência mecânica considerável;
- Baixo peso da calha final, facilitando as correções na posição da calha em relação ao sol ao longo do ano;
- Devido à baixa condutividade do gesso, uma espessura suficiente isolará termicamente toda lateral do CPC limitando as perdas.

A proposta do trabalho é submeter o coletor à condição vácuo para minimizar a convecção natural e fazer a transferência de calor se manifestar apenas principalmente na forma de difusão entre as moléculas estagnadas de ar, foi proposto a correlação de (RATZEL, 1979) segundo o qual, para o efeito da convecção natural ser eliminado é necessário um número de Rayleigh próximo de 1000, em condições de vácuo extremo a transferência de calor acontece apenas devido a troca radiante entre as superfícies. A condição de Vácuo extremo ou próximo ao absoluto implica em um alto custo devido a estrutura necessária para suportar a tensão mecânica causada pela pressão atmosférica exterior, no entanto em condições de vácuo parcial, e para espaços superdimensionados (maior distância entre os corpos que trocarão calor por condução) foi mostrado que é possível obter uma grande redução de perda de calor mesmo a pressões maiores assim é possível a fabricação com um custo reduzido.

3.2 Análise Estrutural da calha evacuada

O trabalho visa fornecer um projeto de concentrador feito à base de gesso e cobertura simples de vidro plano conforme Figura 21

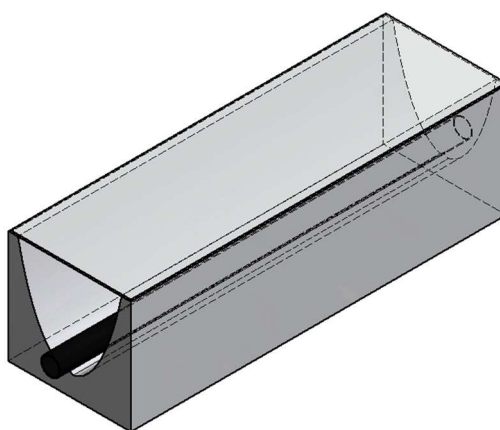


Figura 21. Protótipo de Calha Proposta

Com base na geometria proposta em função das propriedades do gesso curado e do vidro utilizado é possível estimar qual a pressão mínima de trabalho possível de ser utilizada garantindo integridade estrutural dos componentes.

A diferença de pressão entre os lados da cobertura de vidro o fará se comportar como uma viga em carregamento distribuído de acordo com o diagrama de corpo livre mostrado abaixo

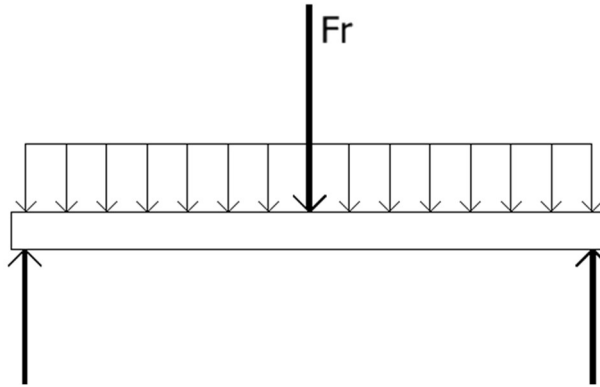


Figura 22 Diagrama de Corpo Livre do Carregamento na Cobertura de Vidro

Percebe-se que o vidro se comportará como uma viga apoiada na estrutura de gesso onde a diferença de pressão é a variável principal para determinar as dimensões de 2 componentes principais do concentrador.

1. A área do vidro definirá a carga concentrada no centro e consequentemente o esforço cortante dos apoios sobre o vidro

$$F_{vidro} = (P_{atm} - P_{conc})WL \quad (67)$$

2. O comprimento do vidro definirá o momento fletor e máxima tensão no mesmo

$$M_f = F_{vidro} \frac{L}{2} \quad (68)$$

3. A área de contato do vidro com o apoio definirá a tensão de compressão no gesso onde L é a Wvidro é a largura do vidro e Wgesso é a largura do gesso conforme dimensões indicadas na Figura 23

$$\tau_{comp.gesso} = \frac{F_{vidro}}{2LW_{gesso}} \quad (69)$$

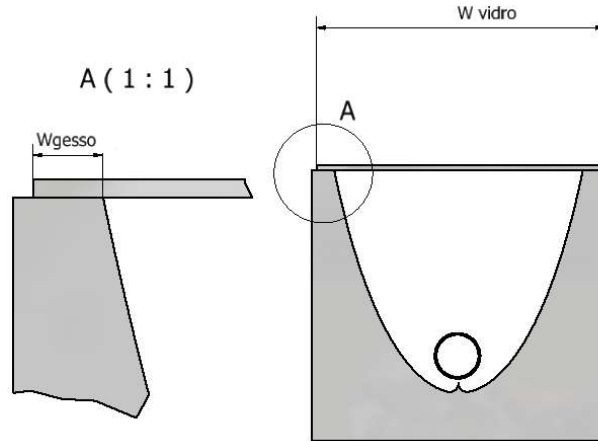


Figura 23 Secção transversal do concentrador e vista de detalhe com espessura de apoio do vidro

Com a aplicação equações (3.1) (68) e é possível determinar a máxima tensão de Flexão no vidro e a máxima Tensão de Cisalhamento devido ao esforço cortante, assim pode-se determinar a espessura necessária do vidro com base nas suas propriedades mecânicas. A tensão de flexão e a tensão de cisalhamento são dada pelas equações

$$\sigma_{max} = \frac{M_f c}{I} \quad (70)$$

Através da tensão admissível do material é possível calcular a espessura do vidro necessária para resistir a uma pressão suficientemente baixa para tornar insignificantes os efeitos da convecção natural no interior do concentrador. Quanto à estrutura de gesso a equação (69) permite encontrar o valor de W conforme Figura 23 para garantir que o gesso irá suportar a carga compressiva sem rachar, ou simplesmente o CPC pode ser alocado dentro de uma caixa retangular de algum outro material de baixo custo e maior resistência mecânica que o Gesso.

A proposta fabricação com de gesso e revestimento de película de alta refletividade foi pensada levando em conta a existência do polo gesseiro de Araripina em Pernambuco,

onde há a grande produção de gesso à baixo custo e onde a fabricação do CPC pode ser realizada em larga escala com parceria de empresas interessadas em financiar a construção e aprimoramento do protótipo.

3.3 Análise Térmica do concentrador.

Na fundamentação teórica do trabalho foi apresentado os detalhes construtivos do CPC e utilizando as leis básicas de transferência de calor e método das resistências térmicas foi estimado um coeficiente de perda global do sistema, e um coeficiente de transferência de calor para o fluido de trabalho.

A relação entre eles fornece o parâmetro mais importante para análise de desempenho do coletor que é o fator de eficiência

$$F' = \frac{U_0}{U_L} = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{D_{ae}}{h_{int} D_{ai}} + \frac{D_{ae} \ln \left(\frac{D_{ae}}{D_{ai}} \right)}{K_a}} \quad (71)$$

Que representa a uma dada temperatura em uma secção à temperatura constante, razão entre o ganho útil de energia para o fluido de trabalho e a transferência de energia para o ambiente externo, um concentrador otimizado deve buscar formas de obter maiores valores de F' para assim atingir maior exergia disponível para o sistema, visto que F' possui para cada temperatura um valor que depende apenas das características construtivas do projeto do coletor concentrador.

Note que a equação (71) depende exclusivamente dos parâmetros construtivos do coletor tendo como diferencial do trabalho apresentado, a forma de conseguir resultados obtidos pela Eq (2.54) com baixo custo de fabricação.

O Calor útil por unidade de comprimento recebido pelo fluido de trabalho, é obtido pela taxa líquida de absorção de calor pelo tubo absorvedor menos as perdas calculadas pelos métodos anteriormente citados, onde S é a energia absorvida pelo tubo absorvedor.

$$S = A_r (G_b \tau_{vid} \tau_{CPC} \alpha_a + G_d \tau_{vid.d} \tau_{CPC.d} \alpha_{a.d} + G_g \tau_{vid.g} \tau_{CPC.g} \alpha_{a.g}) \quad (72)$$

Onde as componentes G_b e G_d , respectivamente Radiação direta (Beam Radiation) e Radiação Difusa, são obtidas de forma combinada através da plataforma governamental CERES através do software sundatav3.0 que fornece a incidência média da radiação baseado nas coordenadas de latitude e longitude do local.

O componente G_g Representa a parcela de radiação recebida do solo, porém devido ao posicionamento do CPC virado para o céu essa parcela será desprezível em relação as demais.

As demais componentes τ_{vid} , τ_{CPC} e α representam respectivamente a transmissibilidade de radiação solar do vidro, a refletância equivalente do CPC e a absorvidade do tubo absorvedor.

A expressão refletância equivalente foi proposta por (Rabl, 1976) como sendo

$$\tau_{CPC} = \rho^{n_i} \quad (73)$$

Onde ρ é a refletância do material do refletor e n_i o número médio de reflexões que os raios sofrem até serem absorvidos no absorvedor.

O número de reflexões pode ser obtido graficamente por

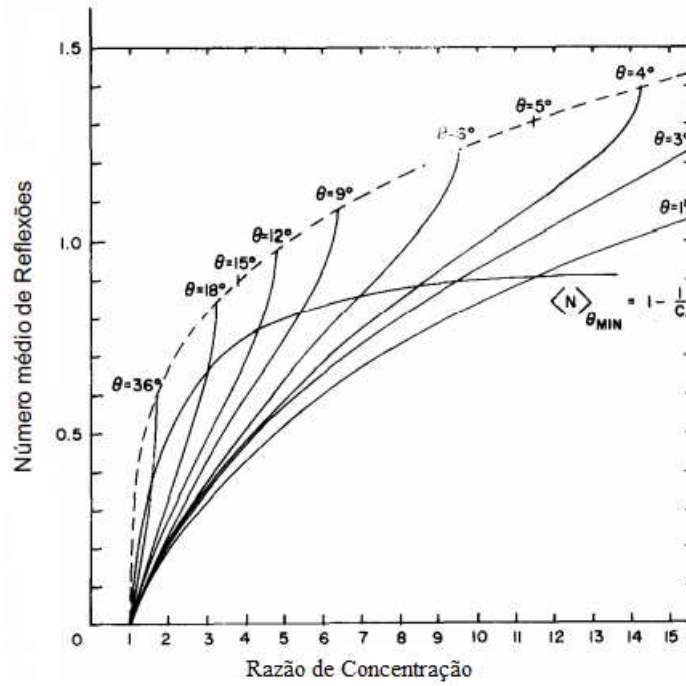


Figura 24 Número Médio de Reflexões por razão de concentração do CPC adaptado de (Rabl,2016)

Assim a equação (73) toma a forma

$$S = G_{med}\eta_0 = G_{med}\rho^{ni}\tau_{vid}\alpha_a \quad (74)$$

Com a obtenção da Intensidade de Irradiação que de fato chegará no absorvedor temos.

$$\frac{Q_{util}}{L} = q_{util} = \frac{A_r S}{L} - \frac{A_a U_L (T_a - T_{\infty})}{L} \quad (75)$$

Essa mesma quantidade de calor pode ser dada pela eq (76) que representa o calor realmente absorvido pelo fluido de trabalho utilizado.

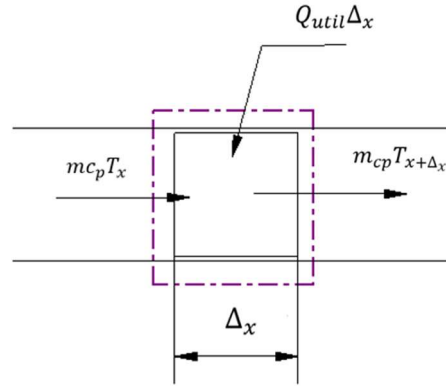
$$q_{util} = \frac{\frac{A_a}{L}(T_a - T_f)}{\frac{D_{a,e}}{h_{int}D_{a,i}} + \left(\frac{D_{r,ext} \ln \left(\frac{D_{a,e}}{D_{a,i}} \right)}{2K_a} \right)} \quad (76)$$

Combinando as equações (75) e (76) e eliminando a temperatura do receptor pode-se obter a equação

$$q_{util} = F' \frac{A_r}{L} \left[S - \frac{A_a}{A_r} U_L (T_f - T_\infty) \right] \quad (3.11)$$

3.4 Perfil de temperatura ao longo do escoamento

Para obter o perfil de temperaturas ao longo do tubo deve-se analisar um elemento diferencial de volume de fluido ao longo do tubo de comprimento Δx



$$mc_p T_x + q_{util} \Delta x - mc_p T_{x+\Delta x} = 0 \quad (77)$$

A temperatura em um ponto $T_{x+\Delta x}$ pode ser obtida por expansão em série de Taylor

$$T_{x+\Delta x} = T_x + \frac{\partial T_x}{\partial x} \Delta x + \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \Delta x^2 + \frac{\partial^3 T}{\partial x^3} \Delta x^3 \dots \frac{\partial^n T}{\partial x^n} \Delta x^n \quad (78)$$

Devido à quantidade Δ_x ser um valor infinitesimal os termos de ordem superior podem ser desprezados em relação a ela assim aplicando a Eq (78) com truncamento no primeiro termo, na eq, (77) e dividindo por Δ_x temos

$$mc_p \left(T_x - T_{x+\Delta_x} - \frac{\partial T_x}{\partial x} \Delta_x \right) + q_{util} \Delta_x = 0 \quad (79)$$

$$mc_p \frac{\partial T}{\partial x} - q_{util} = 0 \quad (80)$$

Onde o calor útil é obtido da equação (3.11

$$mc_p \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{F' A_r}{L} \left[S - \frac{A_a}{A_r} U_L (T_f - T_\infty) \right] = 0 \quad (816)$$

Aplicando separação de variáveis

$$\int \frac{\partial T}{S - \frac{A_a}{A_r} U_L (T_f - T_\infty)} = \int \frac{F' A_r}{L} \left(\frac{1}{mc_p} \right) \partial x \quad (82.17)$$

E fazendo a mudança de variável

$$S - \frac{A_a}{A_r} U_L (T - T_\infty) = u \quad (83)$$

$$\int \frac{du}{-\frac{A_a}{A_r} U_L u} = \int \frac{F' A_r}{L mc_p} dx \quad (84)$$

$$\ln(u) \int_{u_0}^u = - \int_0^L \frac{A_a}{A_r} U_L \frac{F' A_r}{L m C_p} dx \quad (85)$$

Aplicando de volta a Equação (83) e trocando os limites de integração para: da temperatura de entrada no concentrador para uma temperatura intermediária $T(x)$ numa posição x temos por fim o perfil de temperaturas no tubo

$$\ln \left(\frac{S - \frac{A_a}{A_r} U_L (T_f(x) - T_\infty)}{S - \frac{A_a}{A_r} U_L (T_0 - T_\infty)} \right) = - \frac{A_a U_L A_r F' x}{A_r L m c_p} \quad (86)$$

Por fim o perfil de Temperaturas adimensional tem a forma:

$$\left(\frac{\frac{A_r S}{A_a U_L} - (T_f(x) - T_\infty)}{\frac{A_r S}{A_a U_L} - (T_0 - T_\infty)} \right) = e^{-\left(\frac{A_a U_L F'}{m c_p}\right) \frac{x}{L}} \quad (87)$$

A equação (87) é válida para regime permanente tendo como parâmetro de entrada a temperatura inicial no duto do concentrador, a vazão m é um parâmetro de projeto determinado pela bomba de recirculação de fluido.

3.5 Fator de Remoção de calor e fator de fluxo do coletor

Um parâmetro importante do coletor quantifica a relação entre o calor que o coletor efetivamente recebeu com o calor que ele receberia caso toda superfície absorvedora estivesse na temperatura de entrada do fluido, esta relação é dada por

$$F_R = \frac{[m c_p (T(L) - T(0))]}{A_a \left[\frac{A_r}{A_a} S - U_L (T_0 - T_\infty) \right]} \quad (88)$$

$$F_R = \frac{m c_p [(T(L) - T(0))]}{A_a U_L \left[\frac{A_r}{A_a} \left(\frac{S}{U_L} \right) - (T_0 - T_\infty) \right]} \quad (89)$$

$$F_R = \frac{m c_p}{A_a U_L} \left[\frac{\left[\frac{A_r}{A_a} \left(\frac{S}{U_L} \right) - (T_0 - T_\infty) \right] - \left[\frac{A_r}{A_a} \left(\frac{S}{U_L} \right) - (T(L) - T(0)) \right]}{\frac{A_r}{A_a} \left(\frac{S}{U_L} \right) - (T_0 - T_\infty)} \right] \quad (90)$$

$$F_R = \frac{mc_p}{A_a U_L} \left[1 - \frac{\left[\frac{A_r}{A_a} \left(\frac{S}{U_L} \right) - (T_L - T_\infty) \right]}{\left[\frac{A_r}{A_a} \left(\frac{S}{U_L} \right) - (T_0 - T_\infty) \right]} \right] \quad (916)$$

O termo a direita entre colchetes da equação (916) pode ser substituído pela equação (87) aplicada no ponto $x = L$

$$F_R = \frac{mc_p}{A_a U_L} \left[1 - e^{-\left(\frac{A_a U_L F'}{mc_p} \right)} \right] \quad (92)$$

Pela definição inicial do fator de remoção de calor do coletor temos que ele se assemelha a eficiência de um trocador de calor, onde relaciona o calor real trocado pelo trocador, com o máximo calor que seria possível alcançar em condições ideais. Neste caso o calor real é obtido pelo balanço de energia entre as posições de entrada e saída no concentrador, e o máximo calor possível de ser trocado ocorre quando todo o tubo absorvedor está na temperatura de entrada do fluido desta forma minimizando as perdas que aumentam a medida que o fluido escoar no tubo recebendo calor aumentando a temperatura do fluido porém aumentando também a temperatura da superfície externa do tubo o que limita o ganho efetivo de calor pois também aumenta as perdas.

A aplicação desta variável quando disponível através de tabelas ou resultados gráficos associados à geometria do concentrador, facilita a estimativa do calor útil disponível para alimentar o processo ao qual o concentrador é acoplado pois determina qual fração do máximo calor possível extrair do concentrador em condições ideais com perdas reduzidas ao mínimo valor possível.

$$Q_{\text{útil}} = F_R Q_{\text{max}} \rightarrow F_R \left(A_a \left[\frac{A_r}{A_a} S - U_L (T_0 - T_\infty) \right] \right) \quad (93)$$

Note que, embora seja clara a importância do Fator de Remoção de Calor no projeto e aplicação do concentrador, o mesmo é dependente de um conjunto de variáveis “dimensionais” ou seja a representação dos seus resultados envolve um conjunto apreciável de gráficos e tabelas para cobrir o efeito de modificar cada uma das variáveis de projeto do concentrador: vazão, calor específico, área da seção transversal do tubo e Coeficiente de

perda do coletor, logo é desejável a definição de um fator adimensional que possa agrupar todas as variáveis em um único grupo adimensional par facilitar e dar mais clareza a exposição dos resultados, este será o Fator de Fluxo do Coletor F'' .

$$F'' = \frac{F_R}{F'} = \frac{mc_p}{A_r U_L F'} \left[1 - e^{-\left(\frac{A_r U_L F'}{mc_p}\right)} \right] \quad (94)$$

Em relação a equação (92), a (94) tem a vantagem de expressar o comportamento do coletor como função de uma única variável adimensional, iremos chama-la de Capacitância Adimensional do Coletor.

$$C_{coletor} = \frac{mc_p}{A_a U_L F'} \quad (95)$$

Assim, o Fator de Fluxo assume a forma

$$F'' = C_{coletor} \left[1 - e^{-\left(\frac{1}{C_{coletor}}\right)} \right] \quad (96)$$

Desta forma fica computado em uma única variável adimensional, o calor útil disponível pelo concentrador, em função de todo conjunto de variáveis envolvidas seu projeto.

Uma maior capacitância térmica adimensional representa um coletor com maior capacidade de transportar energia sem variar sua temperatura porém que terá menor capacidade de aumentar sua temperatura para atingir maiores níveis de exegia.

3.6 Temperatura Média do Fluido de Trabalho

O objetivo deste trabalho é propor um projeto alternativo de CPC com perdas menores à um custo de fabricação reduzido, para comparação com outros modelos é necessário a avaliação do coeficiente global de perda de calor U_L que por sua vez dentre outros fatores depende da avaliação das propriedades do fluido de trabalho na temperatura média, para uma mesma condição de operação, a própria temperatura média é parâmetro

relevante na comparação de resultados com outros projetos, assim convém a estimativa da mesma.

Uma vez que o perfil de temperatura adimensional é conhecido através da Eq (87) a temperatura média do fluido é obtida a partir do Teorema do Valor médio:

$$T_{mf} = \frac{1}{L} \int_0^L T_f(x) dx \quad (97)$$

3.7 Análise Transiente do Concentrador

Definir a Justificativa para o motivo da análise transiente.

A equação (93) fornece as condições e parâmetros suficientes para avaliar a quantidade útil de calor disponível no concentrador para uma dada quantidade de irradiação recebida, porém um parâmetro deve ser avaliado com maior atenção, a temperatura inicial no concentrador.

O concentrador inicia o dia recebendo radiação solar e aumentando a temperatura de todo o fluido de trabalho no interior, enquanto o escoamento é impedido até que se atinja a condição de temperatura desejada, neste ponto se liga a bomba e um controlador simples do tipo PID controla a vazão na bomba para garantir o setpoint de temperatura desejado, neste momento deve ser respondido algumas perguntas:

- Quanto tempo demora para se atingir a temperatura de trabalho desejada?
- Dado as condições de irradiação local e tempo de insolação, é possível atingir a temperatura desejada?
- Quantas horas de funcionamento restam no dia operando com a temperatura de trabalho?

Para responder estas perguntas é necessário fazer uma análise transiente no concentrador.

A princípio o processo parece envolver um balanço de energia, entre o tubo absorvedor e o ambiente externo, sujeitos a um coeficiente de perda U_L , tendo como variáveis de temperatura T_a e T_∞ . No entanto a cobertura de vidro da estufa também absorve energia neste processo e o problema na verdade se trata de um sistema de equações diferenciais ordinárias acoplado envolvendo um balanço de energia no tubo absorvedor e outro na cobertura de vidro, uma dificuldade extra na modelagem no processo está no fato da natureza do processo de transferência de calor entre cobertura de vidro e tubo ser essencialmente devido a troca radiante entre superfícies, assim o coeficiente de transferência de calor entre eles, também varia com a temperatura.

Com um balanço de energia no tubo absorvedor tem-se que

1. A energia que entra é igual a energia irradiada pelo sol que atravessa a área de recepção de radiação e é refletida para o tubo absorvedor.
2. A energia que sai do tubo absorvedor é a energia transferida para a cobertura de vidro pela combinação da energia perdida por difusão no ar à baixa pressão, troca líquida de radiação entre o tubo absorvedor e a cobertura de vidro, o coeficiente de transferência de calor associado a cada fenômeno já foi introduzido nas seções anteriores e combinaremos ambos em um único coeficiente U_{t-v} (Coeficiente de transferência de calor entre tubo e vidro)

$$\frac{dE}{dt} = E_E - E_S$$

$$(mC)_a \frac{dT}{dt}_a = A_a \left[\frac{A_r}{A_a} S - U_{a-vid}(T_a - T_{vid}) \right] \quad (98)$$

O termo mC_p representa a capacitância térmica do objeto de estudo, neste caso, o tubo absorvedor com o fluido de trabalho no interior.

O termo U_{t-v} representa o coeficiente de transferência de calor entre o tubo e a cobertura de vidro, composto pela componente condutiva *dido* calor no espaço à baixa pressão e pela componente de troca radiante entre as 2 superfícies.

Um balanço de Energia para a cobertura de vidro tem-se

1. A energia que entra é a energia recebida vinda do tubo absorvedor já descrita através de um coeficiente combinado na Eq. (98).
2. A energia que sai do vidro é a energia perdida por convecção natural para o ambiente externo mas a troca radiante com o ambiente externo, esses dois efeitos são computados como um único coeficiente de transferência de calor $U_{v-\infty}$ do vidro para o ambiente
3. Considera-se que o vidro é totalmente transparente a radiação no comprimento de onda da irradiação solar, a rigor deveria haver uma parcela de energia de entrada no vidro, mas a absorvidade para o comprimento de onda recebido diretamente do sol é aproximadamente nula.
4. Observe que na fundamentação teórica do trabalho, todos os coeficientes de transferência de calor envolvidos foram definidos em W/K, em seguida divididos pela área do absorvedor, assim todos são definidos por unidade de área do absorvedor, desta forma o uso em qualquer componente no concentrador seja vidro ou absorvedor para obtenção de taxa de transferência de calor deve ser multiplicado pela área do absorvedor.

$$(mC)_{vid} \frac{dT}{dt}_{vid} = A_a [U_{a-vid}(T_a - T_{vid}) - U_{v-\infty}(T_{vid} - T_{\infty})] \quad (99)$$

Os coeficientes de transferência de calor são conhecidos, bem como a incidência de radiação e capacitância térmica dos materiais e fluidos envolvidos, assim o perfil de temperatura com o tempo para o vidro e para o tubo é obtido pela solução simultânea do sistema de Equações diferenciais acoplado das Eq (98) e (99).

$$\left\{ \begin{array}{l} (mC)_a \frac{dT}{dt}_a = A_a \left[\frac{A_r}{A_a} S - U_{a-vid}(T_a - T_{vid}) \right] \\ mC_{vid} \frac{dT}{dt}_{vid} = A_a [U_{a-vid}(T_a - T_{vid}) - U_{vid-\infty}(T_{vid} - T_{\infty})] \end{array} \right.$$

A solução do sistema acoplado é possível porém uma simplificação interessante pode ser realizada se considerarmos que a relação de proporção entre diferença de

temperatura entre o vidro e o ambiente e o tubo e ambiente se mantém aproximadamente a mesma que ocorreria em regime permanente, (WIJEYSUNDERA, 1978) investigou essa afirmação em um coletor plano, que possui estrutura equivalente de placa absorvedora acoplada a um tubo com cobertura de vidro os resultados experimentais e resultados da solução do sistema acoplado sugerem que o erro associado é menor que 15%, neste trabalho há um tubo absorvedor coberto por uma placa de vidro o que torna a estrutura similar ao trabalho de Wijesundera.

Em regime permanente a perda de Calor do vidro para o ambiente é a mesma do tubo para o ambiente, em termos de equacionamento o que diferencia as duas é o coeficiente de perda, do tubo absorvedor para o ambiente temos o coeficiente de perda global U_L do vidro para o ambiente apenas o coeficiente combinado da perda por radiação e a convecção natural

$$U_{v-\infty}(T_{vid} - T_{\infty}) = U_L(T_a - T_{\infty}) \quad (100)$$

Derivando em relação ao tempo a Eq. (107) em ambos os lados tem-se a relação:

$$\frac{dT_{vid}}{dt} = \frac{U_L}{U_{vid-\infty}} \frac{dT_a}{dt} \quad (101)$$

Combinando e manipulando as equações (98) e (99) e (100) e (101), o sistema de equações diferenciais acoplado se transforma em uma única Equação Diferencial Ordinária conforme segue:

Combinando (101) e (99) temos:

$$U_{a-vid}(T_a - T_{vid}) = \left(mC_{vid} \frac{dT}{dt} \frac{U_L}{U_{vid-\infty}} \right) \frac{1}{A_a} + U_{vid-\infty}(T_{vid} - T_{\infty}) \quad (102)$$

Aplicando na Eq (98), especificamente substituindo o último termo, temos:

$$(mC)_a \frac{dT}{dt} = A_a \left[\frac{A_r}{A_a} S - \left(mC_{vid} \frac{dT}{dt} \right) \frac{1}{A_a} + U_{vid-\infty}(T_{vid} - T_{\infty}) \right] \quad (103)$$

Reorganizando:

$$\left((mC)_a + mC_{vid} \frac{U_L}{U_{vid-\infty}} \right) \frac{dT}{dt}_a = A_a \left[\frac{A_r}{A_a} S + U_{vid-\infty} (T_{vid} - T_\infty) \right] \quad (104)$$

Por fim substituindo o último termo da Eq (109) pela (100) tem-se a equação final:

$$\left((mC)_a + (mC)_{vid} \frac{U_L}{U_{vid-}} \right) \frac{dT}{dt}_a = A_a \left[\frac{A_r}{A_a} S + U_L (T_a(t) - T_\infty) \right] \quad (105)$$

A eq pode ser resolvida pelo método de separação de variáveis combinado com uma mudança de variáveis adequada, similar à solução do perfil de temperatura permanente ao longo do tubo.

$$\int_{T_0}^{T(t)} \frac{dT}{\left[\frac{A_r}{A_a} S + U_L (T_a(t) - T_\infty) \right]} = \int_0^t \frac{A_a dt}{\left((mC)_a + (mC)_{vid} \frac{U_L}{U_{vid-}} \right)}$$

Fazendo a mudança de variável

$$\left[\frac{A_r}{A_a} S + U_L (T_a(t) - T_\infty) \right] = u$$

$$\int_{T_0}^{T(t)} \frac{du}{[U_L u]} = \int_0^t \frac{A_a dt}{\left((mC)_a + (mC)_{vid} \frac{U_L}{U_{vid-}} \right)}$$

$$\ln \left(\frac{\left[\frac{A_r}{A_a} S + U_L (T_a(t) - T_\infty) \right]}{\left[\frac{A_r}{A_a} S + U_L (T_0 - T_\infty) \right]} \right) = \frac{A_a U_L t}{\left((mC)_a + (mC)_{vid} \frac{U_L}{U_{vid-\infty}} \right)}$$

Por fim temos o perfil de temperatura transiente adimensional por fim tem a forma:

$$\left(\frac{\left[\frac{A_r}{A_a} S + U_L(T(t) - T_\infty) \right]}{\left[\frac{A_r}{A_a} S + U_L(T_{t_0} - T_\infty) \right]} \right) = e^{\left[\frac{-A_a U_L}{((mC)_a + (mC)_{vid} \frac{U_L}{U_{vid-\infty}})} \right] t} \quad (106)$$

Note que o coeficiente de transferência de calor entre o tubo e a cobertura de vidro possui forte dependência da troca radiante entre as superfícies, assim U_{t-v} na verdade é $U_t(T)$ o que dificulta a solução do problema.

Como primeira simplificação pode-se discretizar o problema em relação ao tempo dividindo a solução para instantes $(t+\Delta t)$ onde Δt é o mínimo intervalo de tempo em que a temperatura aumenta de forma a variar significativamente o valor do coeficiente de transferência de calor por radiação e avaliar a variação de temperatura no coletor hora por hora, o que permite inclusive investigar o efeito da variação da irradiação solar ao longo do dia, o valor da irradiação ao longo do dia foi obtido do trabalho de (LOPES et al, 2012), são resultados da cidade de São Luís no Maranhão que embora não retratem a realidade exata da Cidade de Caruaru foi a região mais próxima dentre as disponíveis.

3.8 Análise da Segunda Lei da Termodinâmica para o CPC Proposto

Nas seções anteriores foi desenvolvido o equacionamento necessário para a análise e quantificação dos principais parâmetros operacionais do concentrador, no entanto fica claro uma interdependência entre alguns deles tais como Calor útil depende da vazão, a temperatura média de operação a qual também depende também da vazão, e das propriedades do fluido de trabalho. Assim para ficar claro qual ponto ótimo de operação do coletor capaz de obter a maior disponibilidade energética possível é necessário a aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica e conduzir uma análise exergética no coletor, identificando os principais parâmetros que tem maior influência na irreversibilidade associada ao processo e como manipular as variáveis para reduzi-la.

A Figura 25 mostra o diagrama de fluxo exergético do processo de captação de energia do sol, fornecimento de Calor útil a um processo e rejeito de energia para o ambiente. Conseguimos identificar 3 fluxos de energia

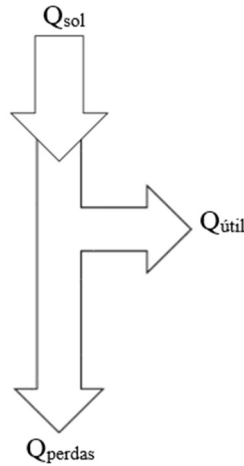


Figura 25 Diagrama de Fluxo Energético do Concentrador

1. Fluxo de Energia Solar irradiada pelo sol considerado como um corpo negro emitindo à 5800K atravessando a área de recepção do concentrador A_r
2. Fluxo de Calor Útil que alimentará o processo ao qual o concentrador for acoplado na temperatura final do absorvedor do Concentrador T_a
3. Fluxo de Calor devido às perdas de calor para o ambiente a uma temperatura T_0

Para cada temperatura de operação na entrada do concentrador, uma quantidade de Calor Útil está disponível para alimentar o processo, sendo esta quantidade de energia inversamente proporcional a temperatura do concentrador devido à elevação das perdas, a temperatura máxima de operação é obtida quando a energia absorvida pelo concentrador é igual a energia dissipada para o meio resultando em Calor útil zero, igualando a Eq. (75) a zero temos a relação:

$$SA_r = U_L A_a (T_{max} - T_{\infty}) \quad (107)$$

Isolando T_{max} da eq temos

$$T_{max} = \frac{SA_r}{U_L A_a} + T_{\infty} \quad (108)$$

Adimensionalizando a temperatura máxima com a temperatura ambiente e chamando de θ_{max} e identificando a razão de concentração do coletor como A_r/A_a temos a expressão final para a temperatura máxima adimensionalizada como função da razão de concentração temperatura do meio e coeficiente de Perda

$$\theta_{max} = 1 + \frac{SR_c}{U_L T_{\infty}} \quad (109)$$

Do ponto de vista de eficiência energética pode-se dizer que na temperatura máxima o concentrador tem eficiência zero, e sua eficiência máxima aconteceria se fosse possível absorver e transportar energia no tubo absorvedor o mantendo na mesma temperatura do meio assim teríamos perda zero e eficiência 100%.

$$\eta_{coletor} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{Q_{absorvido}} \quad (110)$$

Em termos da temperatura adimensional definida anteriormente temos máxima eficiência com $\theta = 1$ e eficiência nula com $\theta = \theta_{max}$ tratando a eficiência como uma função linear da temperatura do coletor temos

$$\eta_{coletor} = 1 - \frac{\theta - 1}{\theta_{max} - 1} \quad (111)$$

A Eq (111) deixa evidente a relação entre a eficiência térmica de conversão e utilização de energia e sua dependência direta da temperatura de operação do concentrador.

Em secções anteriores mostrou-se que a temperatura de operação do concentrador tem forte dependência da capacitância térmica adimensional do tubo absorvedor e uma vez estipulado o tipo de fluido térmico, dimensões do absorvedor e especificidades no projeto do concentrador, ela se torna função apenas da vazão mássica no concentrador. A proposta do trabalho é além de propor um novo modelo e concepção de fabricação do CPC,

possibilitar atingir maiores níveis de exergia, que é de fato a energia útil que pode ser aproveitada em um ambiente à temperatura Ambiente T_{∞} .

Cada processo de transferência de calor no CPC envolve uma troca Energia acontecendo a uma Temperatura T. A exergia associada a cada fluxo é obtida pelo produto desta quantidade de calor pela eficiência de uma máquina de Carnot operando entre a temperatura do fluxo como fonte quente e à temperatura do ambiente como sumidouro.

Assim tem-se

$$Ex_{sol} = Q_{sol} \left(1 - \frac{T_{\infty}}{T_{sol}} \right) \quad (112)$$

A Eq (112) representa a máxima exergia disponível na radiação solar recebida no CPC, note que a temperatura do Sol aproximada é de 5800K assim pode-se afirmar que a radiação solar é quase que totalmente exergia utilizável, o calor proveniente do sol é o produto da irradiação média captada e concentrada no coletor pela Área de Recepção A_r

$$Ex_{\acute{u}til} = Q_{\acute{u}til} \left(1 - \frac{T_{\infty}}{T_a} \right) \quad (113)$$

A eq (113) representa a máxima Exergia disponível no concentrador para alimentar o processo térmico ao qual ele se propõe, note que de fato o processo será alimentado pelo fluido térmico na temperatura do fluido mas para fins de análise pode-se dizer que devido ao tubo absorvedor ser de um metal de boa condutividade e baixa espessura para fins de análise a temperatura do fluido é muito próxima da temperatura do tubo.

$$Ex_{perdas} = Q_{perdas} \left(1 - \frac{T_{\infty}}{T_{\infty}} \right) \quad (114)$$

Para as perdas como se trata de uma energia perdida ela possui exergia 0

Aplicando segunda lei da termodinâmica no concentrador como um todo, desde o tubo absorvedor ao trocador de calor para aproveitamento da energia e tubulação de retorno obtém-se

$$\frac{dS}{dt} = \sum \frac{Q}{T} + S_{ger} + \sum m_e s_e - m_s s_s \quad (115)$$

Em regime permanente e levando em conta que não há fluxos de massa cruzando fronteira, a geração de entropia do processo depende apenas dos 3 processos de transferência de calor citados nas equações (112), (113) e (114).

$$S_{ger} = \frac{Q_{util}}{T_{tubo}} + \frac{Q_{perda}}{T_{\infty}} - \frac{Q_{sol}}{T_{sol}} \quad (116)$$

Através de um balanço de energia pela primeira lei da termodinâmica para Regime permanente no mesmo volume de controle anterior com as mesmas considerações

$$\frac{dE}{dt} = \sum Q - W + \sum m_e h_e - m_s h_s \quad (117)$$

$$Q_{perda} = Q_{sol} - Q_{util} \quad (118)$$

Ao aplicar a Eq (118) na Eq (116)

$$S_{ger} = \frac{1}{T_{\infty}} \left[Q_{sol} \left(1 - \frac{T_{\infty}}{T_{sol}} \right) - Q_{util} \left(1 - \frac{T_{\infty}}{T_a} \right) \right] \quad (119)$$

O termo entre colchetes representa a diferença entre exergia de entrada Ex_{sol} e a exergia de saída Ex_{util}

Assim reorganizando a equação temos

$$Ex_{saída} = Ex_{entrada} - T_{\infty} S_{ger} \quad (120)$$

Para se obter a maior exergia possível de saída é necessário minimizar a Entropia gerada e para encontrar qual temperatura de operação produz a menor geração de entropia possível voltamos à equação (3.50) **Erro! Fonte de referência não encontrada.** e utilizando o mesmo balanço de energia anterior, porém desta vez eliminando o Q_{util} temos uma

expressão para a geração de entropia em função apenas da energia de Entrada das temperaturas de operação coeficiente geral de perda definido pelos parâmetros construtivos do concentrador.

$$S_{ger} = \frac{U_L A_a (T_a - T_\infty)}{T_\infty} - \frac{SA_r}{T_{sol}} + \frac{SA_r - U_L A_a (T_a - T_\infty)}{T_a} \quad (121)$$

Dividindo a equação por $U_L A_a$ e reconhecendo o termo $\frac{SA_r}{U_L A_a T_\infty}$ como sendo $\theta_{max} + 1$ definido pela eq (109) obtém-se um termo simplificado e adimensional da entropia, que chamaremos Geração de entropia adimensional

$$\frac{S_{ger}}{U_L A_a} = \theta - 2 - \frac{SA_r}{U_L A_a T_{sol}} + \frac{\theta_{max}}{\theta} \quad (122)$$

Para obter o ponto de máxima exergia é necessário encontrar os pontos críticos da função e o ponto de mínima geração de entropia que resulta por sua vez em máxima exergia.

$$\frac{\partial \left(\frac{S_{ger}}{U_L A_a} \right)}{\partial \theta} = 1 - \frac{\theta_{max}}{\theta^2} \quad (123)$$

Igualando a zero a função possui 2 pontos críticos $\theta = \pm \sqrt{\theta_{max}}$, a caracterização de cada um é feita pelo teste da derivada segunda.

$$\frac{\partial^2 \left(\frac{S_{ger}}{U_L A_a} \right)}{\partial \theta^2} = \frac{-2\theta_{max}}{\theta^3} \quad (124)$$

Aplicada nos pontos críticos da função

$$\frac{\partial^2 \left(\frac{S_{ger}}{U_L A_a} \right)}{\partial \theta^2} = -\frac{2}{(\pm \theta_{max})^{1/2}} \quad (125)$$

O termo ponto $-\theta_{max}$ aplicado na função sempre será positivo que indica ponto de máximo e o ponto $+\theta_{max}$ aplicado na função sempre será negativo indicando o ponto de mínima geração de entropia. Substituindo a expressão para temperatura adimensional e isolando a temperatura do tubo, para minimização da geração de entropia e consequente maximização da exergia disponível o concentrador deverá operar a uma temperatura média de

$$T_{ideal} = \sqrt{T_{max}T_{\infty}} \quad (126)$$

A Eq (126) embora forneça uma informação valiosa possui uma limitação, ela é válida para coletores em que a temperatura do tubo seja constante ou para uso aproximado pode-se utilizar a temperatura média de superfície, assim de forma a minimizar o erro associado ao aplica-la é necessário ter em mente que ela só pode ser aplicada em situações onde não há grande variação entre a temperatura de entrada e de saída do concentrador entendendo T_{ideal} como a temperatura média do tubo absorvedor dada pela Equação (97).

Com base nas equações definidas anteriormente podemos expressar as eficiências energética e exergética do sistema

$$\eta_{en} = \frac{Q_{\acute{u}til}}{S} \quad (127)$$

$$\eta_{ex} = \frac{Ex_{\acute{u}til}}{Ex_{sol}} \quad (3.24)$$

CAPÍTULO 4 – DISCURSÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Devido às limitações impostas pela pandemia do COVID-19 não foi possível realizar neste momento a construção de um protótipo e avaliar seu desempenho para validar e comparar os resultados teóricos desenvolvidos no trabalho, no entanto outros pesquisadores com trabalhos que seguem a mesma linha, porém com metodologias diferentes, seus resultados serão utilizados como base de validação dos resultados teóricos obtidos pela neste trabalho.

O trabalho que mais se aproxima deste estudo foi realizado por Gonzalez (2017), onde ele avalia de forma numérica e experimental um CPC de absorvedor cilíndrico com cobertura de vidro, porém sem o interior evacuado.

Gonzalez avaliou a eficiência térmica do coletor utilizando água como fluido de trabalho e cobertura de vidro, os principais parâmetros construtivos do construtor são listados tabela a seguir:

Cobertura de Vidro	
Transmitância	0,85
Absortividade	0,09
Emissividade	0,9
Espessura	4 mm
Refletor de Alumínio Anodizado	
Refletância	0,9
Absortividade	0,09
Emissividade	0,03
Espessura	3 mm
Absorvedor de Cobre com superfície Seletiva	
Diâmetro Interno/Externo	14,5/15,9
Absortividade	0,9

Emissividade	0,49
CPC	
Ângulo de Aceitação	30°
Razão de Concentração	1,8
Largura	0,090 m
Altura	0,057 m
Comprimento	1,95 m

Tabela 3 Parâmetros do CPC de Gonzalez

Com o equacionamento apresentado e utilizando os dados do trabalho de Gonzalez é possível comparar os resultados.

As principais diferenças na modelagem dos trabalhos estão nas parcelas de energia envolvidas na troca térmica com o ambiente e metodologia de solução. Gonzalez utiliza um balanço geral no absorvedor, discretizando todas as formas de calor envolvidas no processo e solucionando através de um método numérico para os n volumes de controle. Os coeficientes de transferência de Calor foram avaliados através de correlações específicas para a convecção natural no interior do CPC e troca radiante entre as superfícies ajustadas pelo devido fator de forma. A solução numérica foi comparada com resultados experimentais mostrando concordância com erro da ordem de 9 a 11%

A Figura 26 mostra a secção transversal do volume de controle avaliado por Gonzalez.

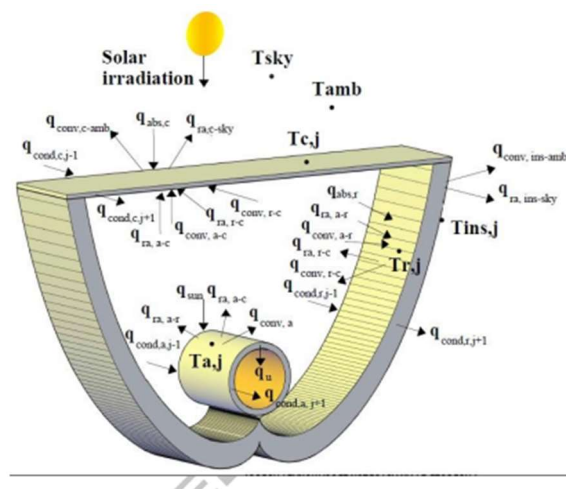


Figura 26 CPC de Gonzalez 2017

Neste trabalho o método de solução utilizado foi a solução analítica do processo de troca de calor, agrupando todos os coeficientes de troca térmica através de um Coeficiente Global de Perda de Calor. O CPC é feito por moldagem em Gesso o que torna todas as suas paredes isoladas termicamente assim são desprezíveis as perdas pelas laterais da calha. Como forma de minimizar o coeficiente Global de perda o interior da calha foi evacuado parcialmente, dentro dos limites de resistência mecânica do vidro. Como há uma pretensão de continuidade do trabalho, avaliando o comportamento de trabalhos anteriores em Refrigeração por absorção e Cogeração utilizando o CPC como fonte de energia toda a modelagem foi implementada sob um código computacional em plataforma EES buscando unificação dos códigos no futuro.

A seguir os resultados de Gonzalez e valores de eficiência térmica alcançada pelo seu CPC usando água como fluido de trabalho:

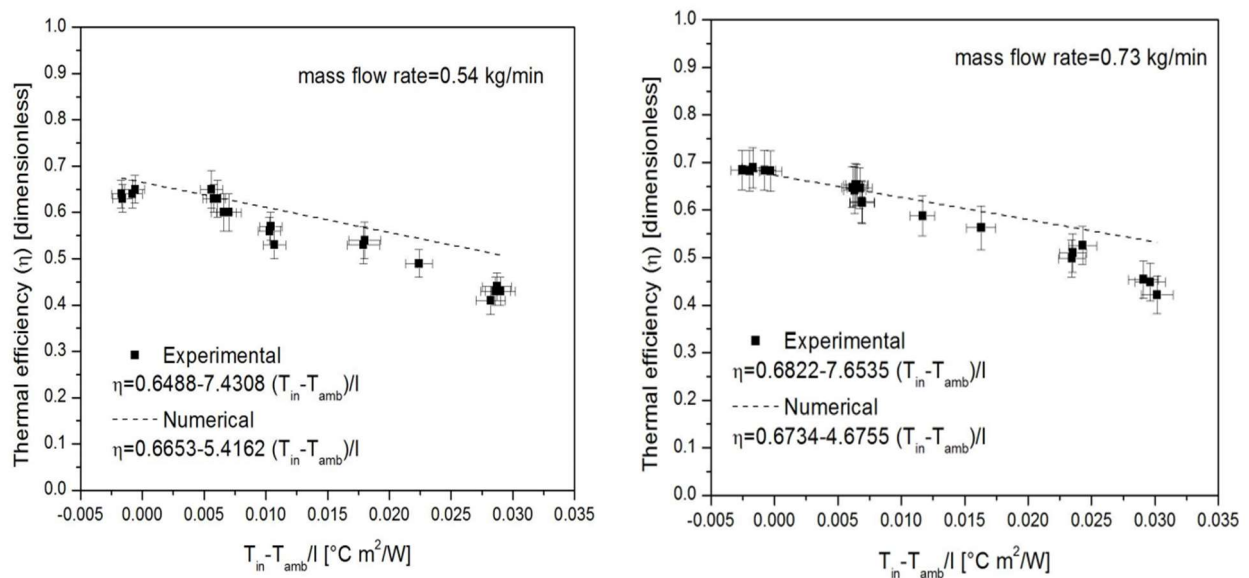


Figura 27 Resultados Gonzalez 2017

Utilizando os parâmetros da tabela como dados de entrada e extraindo os valores dos resultados gráficos de Gonzalez foi possível comparar as soluções conforme segue:

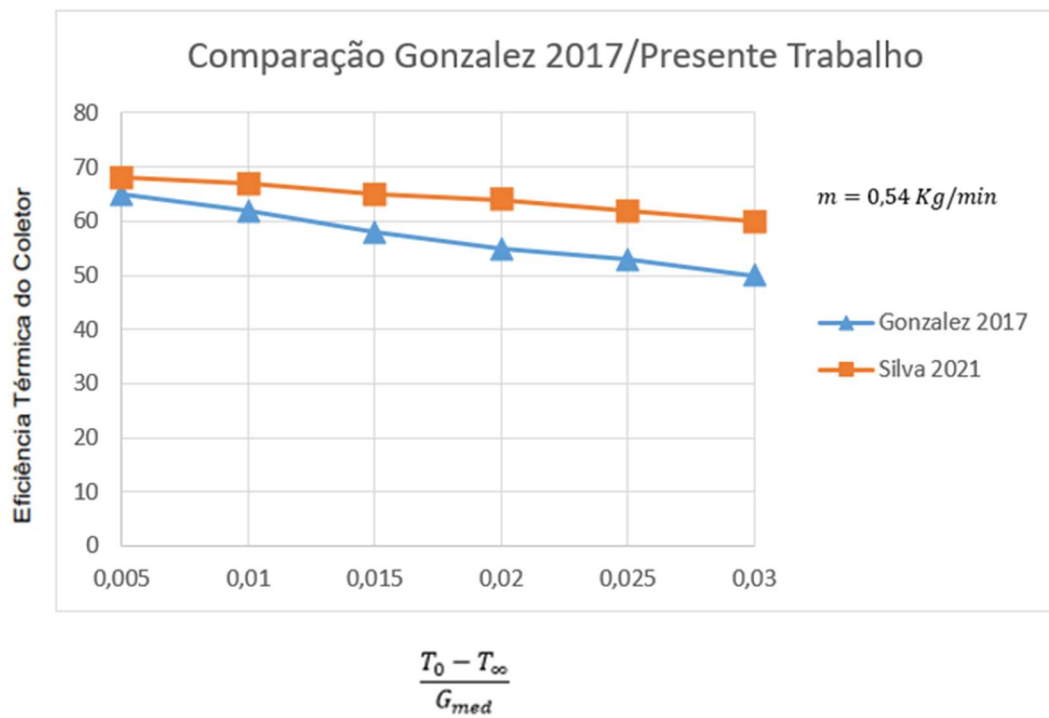


Figura 28 Comparação Presente Trabalho/Gonzalez vazão 0,54Kg/min

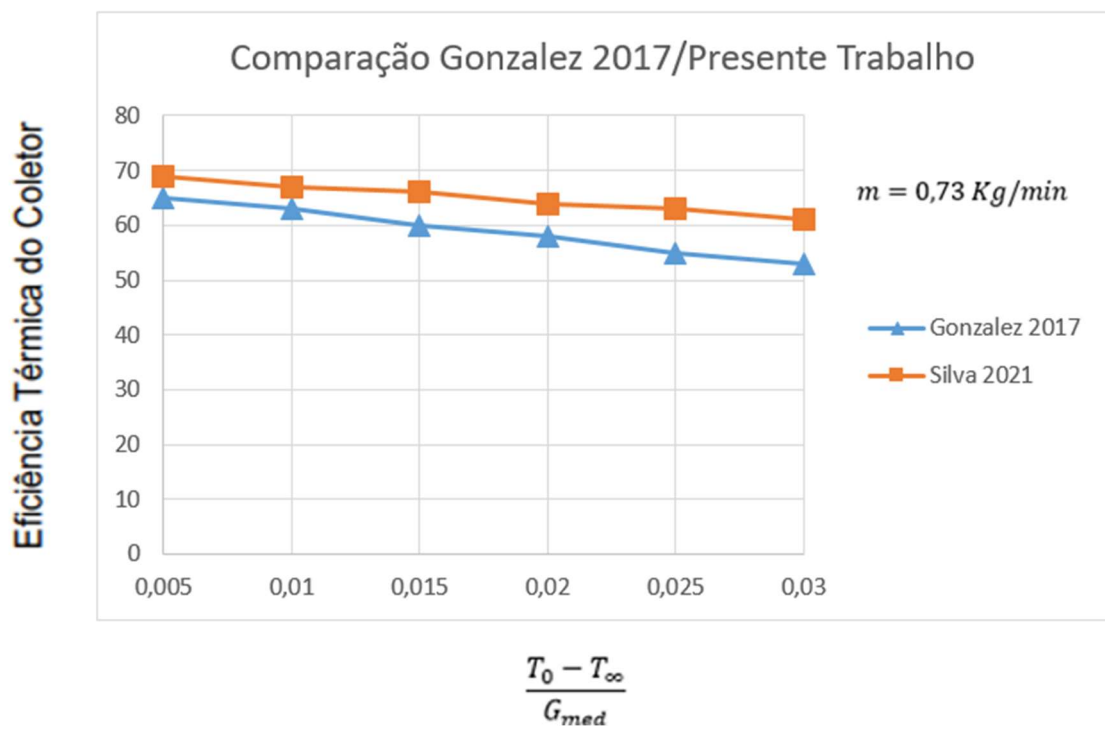


Figura 29 Comparação Presente Trabalho/Gonzalez vazão 0,73 Kg/min

Sobre o trabalho de Gonzalez, as informações de Eficiência Térmica são obtidas diretamente do gráfico, quanto ao eixo das abcissas é necessário saber o valor da Irradiação local média, embora o artigo não explicita o valor ele indica as coordenadas geográficas do local onde foi realizado o experimento:

Universidade Nacional Autónoma do México, localizada em Temixco, Morelos, México, em 18°50.36' N e à 99°14.07' W, com uma altitude de 1219 m acima do nível do mar.

Em consulta ao equivalente mexicano do nosso CRESERB, foi obtido o valor médio da insolação de 990 W/m² disponível em globalsolaratlas.info/download/mexico.

Os resultados mostram concordância apreciável, diferindo por cerca de 5% de eficiência a mais para este trabalho, o que se justifica pelas características construtivas do CPC isolado termicamente com gesso e interior da calha evacuado, o que contribui para a redução das perdas de calor e consequentemente aumento da eficiência. Embora o próprio trabalho de Gonzalez admita um erro de até 11% em média é seguro afirmar que a proposta de modificação e fabricação do CPC gera melhores resultados quanto à eficiência e aproveitamento da energia concentrada no absorvedor.

Uma vez validado o modelo pela comparação de resultados, é possível obter informações mais detalhadas sobre as possibilidades do CPC e uso para obtenção de temperaturas mais elevadas. Mantendo todos os parâmetros de Gonzalez o modificando apenas o fluido de trabalho para um óleo térmico, projetado especificamente para transferência de calor temos informações mais detalhadas do comportamento do CPC.

O fluido Térmico utilizado foi o Konustherm 305, fabricado pela empresa Konus Icesa S.A. a empresa de origem alemã está no mercado nacional desde a década de 60 produzindo soluções siderúrgicas e térmicas para a indústria produzindo produtos geradores de vapor e fluidos térmicos, sua faixa de aplicação é de 15 a 300 graus mantendo-se na fase líquida, cujo catálogo pode ser encontrado nos anexos do trabalho.

Duas foram as principais razões para a escolha do fluido térmico.

1. Possibilidade de trabalhar à altas temperaturas sem mudança de fase
2. Aproximadamente metade do Calor específico menor que o da água o que facilita a obtenção de temperaturas elevadas, e da mesma forma não é um

Cp demasiadamente baixo o que resultaria em capacitância térmica do sistema muito baixa diminuindo a capacidade de transporte de energia.

As propriedades térmicas e de transporte do fluido são fornecidas na forma de tabela, porém como já foi utilizado anteriormente do trabalho foi utilizado uma técnica de regressão de Gauss para obter uma equação equivalente ao conjunto de pontos para cada propriedade, assim foi implementado uma função específica no simulador para utilização das mesmas.

A irradiação local foi obtida pelo site CRESERB com as coordenadas geográficas do Instituto Federal de Pernambuco Campus Caruaru, onde será continuada e evoluída a pesquisa com construção do protótipo e aplicação à problemas diversos, em especial ao problema que motivou todo este trabalho, A secagem de artesanato do Alto do Moura.

Irradiação Média na Cidade de Caruaru			
Intensidade	Valor total diário	Média por 7 horas diárias de sol	Mês em que ocorre
Mínima	4,1 KWh/m ²	585 W/m ²	Junho
Máxima	6,14 KWh/m ²	877 W/m ²	Outubro
Valor médio Anual	5,28 KWh/m ²	754 W/m ²	-

Tabela 4 Irradiação anual média e mínima

Fonte: homepage: CRESERB, disponível em: <http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=sundata&> acesso em 23/06/2021,

Foi utilizado valores médios da irradiação local considerando um período útil de irradiação de 7 horas diárias, das 10 da manhã às 17:00 quando o sol começa a se pôr.

Utilizando os parâmetros de operação de Gonzalez e a irradiação local, aplicando o equacionamento desenvolvido na Eq. (87) obtemos o perfil de temperatura ao longo do tubo, porém ele depende da temperatura de entrada no coletor, para um início de operação de 60 graus segue o perfil de temperatura para diferentes razões de concentração.

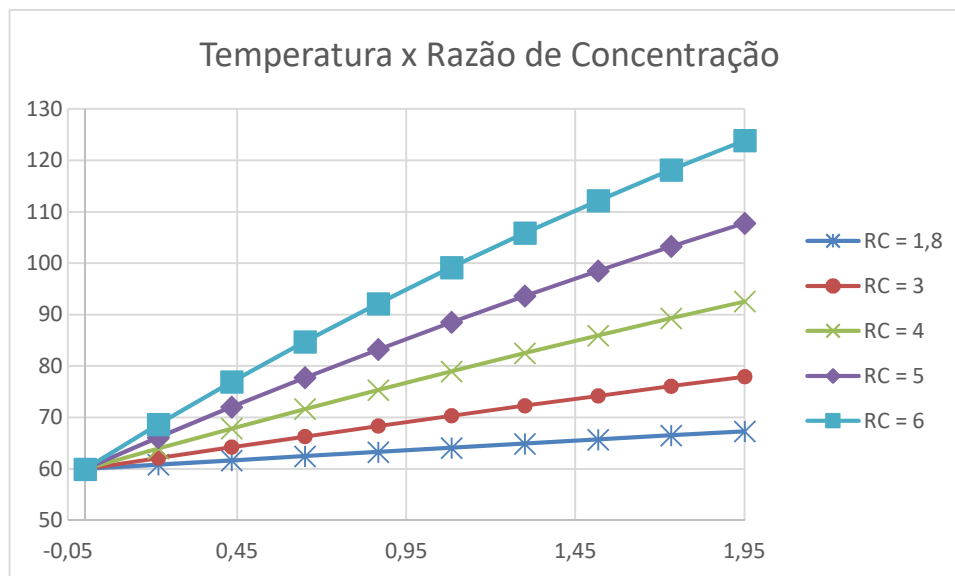


Figura 30 Perfil de Temperatura para diferentes razões de concentração

Da análise dos resultados podemos perceber que mesmo usando óleo, para uma temperatura inicial de 60 graus e uma razão de concentração de 1,8 o aumento da temperatura para as dimensões do concentrador foi de apenas 7 graus, no entanto para razões de concentração maiores já se torna possível obtenção de temperaturas mais elevadas, alcançando a marca de 123 graus para uma razão de concentração de 6.

Pode-se imaginar que seria interessante um gráfico para o perfil de temperaturas adimensional da forma como ele foi apresentado na metodologia, assim há uma representação de uma família de problemas e não apenas do problema específico com os parâmetros de operação apresentados, no entanto é impossível gerar este resultado gráfico, o perfil adimensional de temperaturas é função da razão de concentração, que alteraria a condutância por condução no interior da calha bem como a área de recepção de radiação onde está o vidro, assim alterando o coeficiente de perda global, plotar um gráfico só seria possível com um único coeficiente de perda global fixo, o que deixa de ser verdade após variar a razão de concentração, o que deixa a análise do problema dependente de simulação computacional.

A princípio o resultado da **Erro! Fonte de referência não encontrada.** parece animador obtendo temperaturas acima de 126 graus com razões de concentração de 6, porém o foco deste trabalho é propor uma geometria de baixo custo de fabricação, para maiores razões de concentração o CPC resultante tem dimensões maiores o que implicará em maiores custos de fabricação do molde e maior custo de Volume de gesso empregado para moldá-lo. A tabela a seguir mostra a razão de concentração em função da razão de concentração, bem como o volume de gesso necessário para fabricação.

Razão de Concentração	1,8	3	4	5	6
Q irradiado [W]	119,9	199,9	266	333,1	399
Q útil [W]	68,47	105	137	161	179,3
Eficiência Térmica	57,1	52,56	51,52	48,36	44,86
Temperatura Média [°C]	63,69	69,55	76,9	82,5	94,48
Coef. Global Perda [W/m ²]	5,53	8,4	10,77	13,13	15,55
Exergia Disponível [W]	6,85	12,12	18,36	23,78	31,46
Exergia de Entrada [W]	113,64	189,46	252,10	315,70	378,16
Eficiência Exergética	6%	6,4%	7,3%	7,5%	8,3%
Volume de Gesso [m ³]	0,01121	0,04385	0,09883	0,1739	0,2873
Aumento Gesso	-	3,91	8,82	15,51	25,63
Aumento Q útil	-	1,53	2,00	2,35	2,62
Relação Gesso/Calor		2,55	4,41	6,60	9,79

Tabela 5 Desempenho do CPC em função da Razão de Concentração

Embora o aumento da razão de concentração permita um aumento tanto do calor útil, quanto da temperatura máxima de operação, este dado deve ser avaliado com cuidado, pois existe um custo associado a este aumento da razão de concentração do CPC.

1. Aumento da sensibilidade do CPC ao posicionamento em relação ao sol;
2. Aumento do custo de fabricação do molde;
3. Aumento do custo de fabricação do modelo de gesso;
4. Aumento do coeficiente de perda global;
5. Aumento da tensão de flexão no vidro

Em relação ao tópico1, quanto maior a razão de concentração do CPC mais vezes por ano ele deverá ser reorientado em relação ao sol para garantir seu funcionamento adequado e reflexão dos raios no absorvedor, para um único CPC isolado isso pode não ser

problemático, porém por inspeção dos dados é fácil perceber que o CPC de 1,95 metros produz um calor útil de entre 60 e 180 W, o que de fato é pouco e seria necessário uma associação em paralelo de vários CPCs para atingir maiores taxas totais de transferência de calor, mesmo o CPC sendo de gesso, leve e fácil de manusear isto não seria tão simples em uma grande área coberta de CPCs para atingir alguns KW de energia disponível. Como exemplo basta lembrar do ICPC em operação na Universidade de Sacramento, Califórnia desde o final da década de 90, para alimentar um sistema de refrigeração por absorção de 20 TR é necessário uma área de 106 metros quadrados preenchida por 336 CPCs, agrupados paralelamente.

Em relação ao tópico 2, a proposta é fabricar os CPCs por moldagem em gesso, que embora seja um material de menor custo, requer um molde construído por usinagem CNC, um método que vem se tornando disponível à custo muito menor em relação às décadas passadas, no entanto esse ainda sim, será um investimento inicial considerável para pôr o sistema em operação, um modelo maior implica em maior custo com o molde.

Em relação ao tópico 3 o custo principal de fabricação será o gesso e conforme a Tabela 5 percebe-se que o volume de Gesso aumenta de forma desproporcional ao calor útil produzido, um aumento da razão de concentração de 1,8 para 4, aumenta em 2 vezes o calor útil produzido pelo CPC, mas aumenta em mais de 8 vezes o volume de material necessário para fabricação, a relação Gesso/Calor em função da razão de concentração aumenta mais que linearmente com a relação de razão de concentração, de forma aproximada pode-se dizer que o volume de material aumenta com o quadrado do aumento do Calor fornecido pelo CPC

Por fim em relação ao tópico 4 o coeficiente Global de perda, na metodologia empregada o coeficiente global de perda é composto pela composição de todos os coeficientes de transferência de calor associados entre o absorvedor e o ambiente externo, desconsiderando o efeito do aumento do coeficiente de radiação que é o fator mais determinante na composição do U_L ainda existe o coeficiente de perda por condução e radiação do vidro para o ambiente, que aumentarão com aumento da área superficial do vidro em contato com o ambiente.

Levando em conta o conjunto de argumentos anteriores, um aumento demasiado na Razão de concentração para obtenção de temperaturas mais elevadas deve ser analisado com cuidado pois para obter o benefício de uma temperatura mais alta e Calor útil mais altos, resultará em uma série de desvantagens.

Duas soluções alternativas podem ser utilizadas sem as mesmas limitações anteriores, mantendo a razão de concentração próxima de 4 segundo a Tabela 5, tanto para se aproximar da situação mais favorável e também devido a largura da placa de vidro, em termos de custo de fabricação, pode-se aumentar o comprimento do concentrador e aumentar o número de concentradores associados paralelamente, desta forma a vazão por CPC seria reduzida o que também aumentaria a temperatura de operação.

Ainda quanto à fabricação destaca-se um segundo fator decisivo na escolha das dimensões do concentrador, a placa de vidro.

O concentrador estará submetido à ação da força resultante devido a diferença de pressão conforme mostrado na metodologia, e o desafio é encontrar uma combinação de pressão de vácuo que seja eficiente para reduzir as perdas de calor, mas que ainda cause uma tensão de flexão que possa ser resistida por uma placa de vidro comercialmente fácil de obter e à um custo acessível. A opção que reúne todos estes fatores está na indústria de construção civil nos degraus de escada de vidro, com dimensões de 1,3x0,3cm e limite de resistência de 200Mpa, os degraus das escadas são fornecidos em placas temperadas de 10mm laminadas duplas ou triplas, fornecendo espessuras total de 10, 20 ou 30 mm com comprimentos de até 1,3m.

Para um concentrador com tubo absorvedor de $\frac{3}{4}$ de polegada com razão de concentração de 4, utilizando vidros laminados duplos com espessura total de 20mm temos o seguinte conjunto de parâmetros estruturais.

Razão de Concentração	4
Largura do CPC	24,5 cm
Largura do Vidro	30 cm
Espessura do Vidro	20 mm
Comprimento livre do Vidro	1,25 m
Pressão de Vácuo	50 Kpa
Força Concentrada	2,9 KN
Tensão de Flexão	58,6 Mpa
Tensão admissível	200 Mpa
Fator de Segurança	3,4

Tabela 6 Resultados estruturais do vidro do CPC

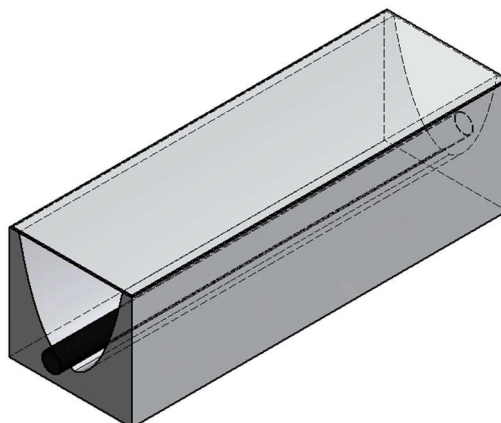


Figura 31 Protótipo da calha

Desta forma é possível resistir à pressão utilizada garantindo integridade estrutural do coletor, quanto a montagem, ainda resta o problema de alcançar temperaturas maiores de que 100 graus e pode ser resolvido com o uso de 2 placas alinhadas em série na mesma caixa do coletor, com espaçamento de alguns cm para apoio das laterais do vidro fornecendo um comprimento útil de 2,4m

Por fim utilizando o coletor com os parâmetros finais conforme segue na tabela

Razão de Concentração	4
Diâmetro externo do absorvedor	19,05 mm
Pressão interna	50 Kpa
Comprimento do absorvedor	2,45m
Vazão	0,56 Kg/min
Espessura do vidro	20 mm
Temperatura de entrada no absorvedor	60°C

Tabela 7 Parâmetros de operação finais do CPC

A temperatura inicial de 60 graus que foi utilizada em todos os cálculos foi escolhida baseada no resultado da análise transiente de temperatura, a radiação solar por si só tem natureza transiente, crescendo nas primeiras horas do dia e diminuindo bruscamente

após as 17:00. Os dados de insolação utilizados foram citados na Metodologia e seguem abaixo.

Hora	Irradiação	Temperatura
7:00	42,69	30
8:00	217,4	32,6
9:00	343,9	45,84
10:00	298,1	66,78

Tabela 8 Irradiação ao longo do dia (LOPES et al, 2012)

Com este nível de Irradiação tomado como valor aproximado para a região Nordeste com as características do concentrador se obtém a variação da temperatura ao longo do dia até às 10:00, horário em que começa o pico de radiação e cai bruscamente após as 17:00 totalizando 7 horas de irradiação média diárias.

Por fim segue o perfil de temperatura do CPC com os parâmetros da Tabela 7

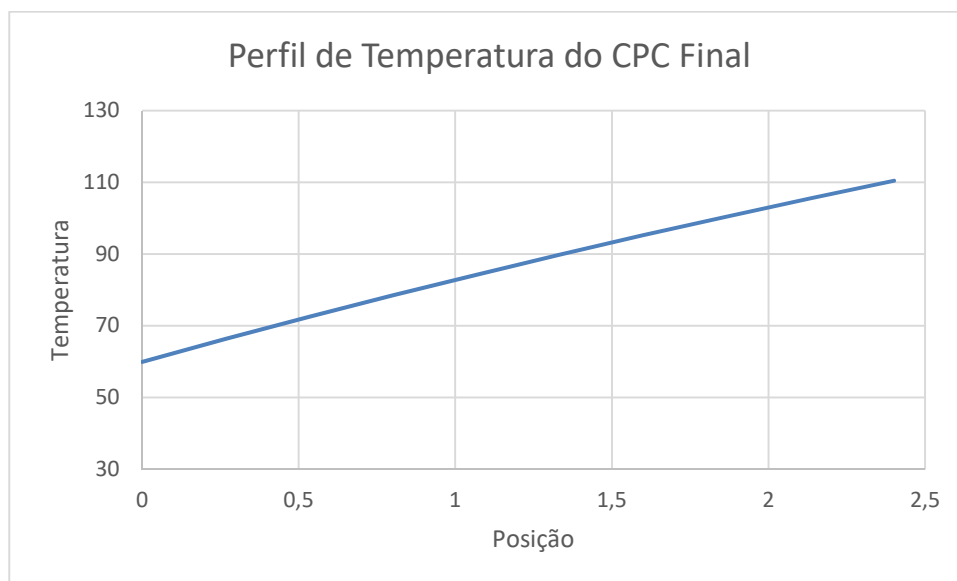


Figura 32 Perfil de Temperatura ao longo do CPC

Irradiação [W/m ²]	441
Eficiência Térmica	48,3
Calor útil [W]	212,9
Coefficiente de Perda Global [W/m ² .K]	9,02
Exergia Útil [W]	33,5
Exergia de Entrada [W]	417,9
Eficiência Exergética	8,5%

Tabela 9 Resultados do CPC Final

Sobre os resultados o CPC mostra bom desempenho com eficiência térmica próxima dos 50% e calor útil de 212W, com apenas 5 CPCs associados paralelamente já é possível atingir 1 KW de potência, o que é suficiente para alimentar processos térmicos de pequeno porte. Embora o sistema apresente baixa eficiência exergética, esse dado de 8,5% deve ser interpretado com cuidado devido a uma série de fatores.

- A energia solar é oriunda de uma fonte à 5800K, embora seja considerado que após filtrar a radiação na atmosfera a temperatura da fonte é de fato em torno de 50% deste valor, ainda sim isso fornece um fator de Carnot de quase 90%, assim podemos dizer com segurança que energia solar é em sua maioria exergia pura. Assim processos alimentados por energia solar naturalmente apresentarão exergia mais baixa quando comparados à processos alimentados pela queima de combustível onde a fonte mal chega aos 1000K, porém mesmo com a exergia baixa apresentam a vantagem de ter custo de operação próximo de zero.
- O processo ocorre à uma temperatura média de 86 Graus o que está apenas 56 graus acima da temperatura ambiente estimada, então é natural que uma parcela apreciável da energia do fluido seja a energia associada ao estado morto tendo pouca energia realmente disponível.
- Por fim para base de comparação podemos avaliar a máxima eficiência exergética do processo que ocorrerá quando o processo ocorrer na temperatura média da equação (126). Pois nela acontece a mínima geração de entropia, logo maior exergia possível o que resulta na máxima eficiência exergética. Para as condições de operação do CPC final a temperatura máxima atingida seria de 205 C com uma temperatura ambiente de 30C temos uma temperatura de operação ideal de 105C o que fornece uma máxima eficiência Exergética de 10%

Assim a temperatura de entrada 60 C fornece eficiência exergética próxima da máxima, seria possível operar a uma temperatura mais próxima da ideal aguardando mais tempo até o coletor entrar em operação, no entanto diminuiria a energia coletada por dia.

4.1 Conclusões

O desenvolvimento deste trabalho mostra um potencial interessante do uso de concentradores solares, com modificações que permitam alcançar temperaturas elevadas sem a necessidade de rastreamento solar, abrindo um leque amplo para toda uma linha de pesquisa que pode e será aprofundada nos próximos anos, temperaturas de 110 graus podem ser utilizadas para alimentar um ciclo de refrigeração por difusão doméstico, por ser um equipamento de baixo porte apenas com o uso 1 concentrador pode-se alimentar o sistema durante 7 horas por dia, a associação de mais coletores em paralelo permitem uma potência suficiente para alimentar sistemas maiores.

Quanto à sistemas que requeiram temperaturas ainda superiores, os CPCs podem ser viáveis com a diminuição da vazão de recirculação e aumento da taxa de concentração as a utilização requer um estudo econômico prévio pois com o aumento da temperatura de operação a eficiência do coletor cairá drasticamente sendo necessário uma grande quantidade de coletores para produzir a potência necessária.

O uso sustentável de energia solar como fonte de alimentação de processos térmicos pode representar em um futuro próximo uma alternativa sólida para a redução do consumo de combustíveis fósseis em diversos campos de aplicação, com a diminuição das reservas de petróleo e aumento dos custos de extração e refino para obtenção de combustíveis, cada vez mais fontes renováveis terão maior participação na matriz energética de qualquer nação, os últimos anos mostram um avanço vigoroso na pesquisa e aplicação dos CPCs e que retornaram para ficar e mudar a concepção de uso da energia solar térmica em sua maioria para aquecimento de água, dando margem para as mais diversas aplicações que requeiram temperaturas maiores.

CAPÍTULO 5 – TRABALHOS FUTUROS

Os resultados obtidos no trabalho apontam para um largo campo de aplicação do CPC e possibilidade de uso real em diversas aplicações no agreste de Pernambuco, região que motivou a concepção deste trabalho, porém não limitando sua aplicação apenas à esta região.

Em um primeiro momento a principal motivação é para construção do molde do protótipo por algum processo de usinagem controlado por CNC, utilizando os resultados da análise óptica será possível fabricar um molde para construir os primeiros CPCs por moldagem em gesso.

De forma a obter mais fielmente os dados meteorológicos locais é interessante a medição por um período de um ano através de um sistema automático com leitura e armazenamento da insolação em diversos períodos do dia.

Após construído o molde para moldagem em gesso, podem ser feitos os primeiros protótipos do CPC em um processo evolutivo desde a concepção mais simples apenas com a calha refletora fabricada pela colocação de folhas de alumínio anodizado no modelo de gesso, até o modelo completo com efeito estufa e vácuo no interior da calha.

A cada nova evolução do protótipo testes poderão ser realizados, inicialmente para o fluido de trabalho estático no tubo, e assim obtenção da temperatura máxima de operação, em seguida permitindo o escoamento do fluido de trabalho e extração de calor útil do sistema.

Uma vez que se domine os nuances de fabricação do CPC, uma nova etapa de associação em série e paralelo das calhas para obter melhores resultados de energia disponível, tanto em quantidade quando em qualidade de energia.

Tentativa de parceria com empresas fabricantes de refrigerador doméstico por difusão, para adaptação e uso do CPC como fonte primária ou auxiliar de calor para o sistema.

Aplicação de uma rede de CPCs série-paralelo para obter níveis e quantidade de energia suficiente para realizar a secagem do barro no Alto do Moura.

A revisão bibliográfica mostrou o potencial quase ilimitado do uso de CPCs e a forma como nos últimos anos pesquisadores do mundo todo vem correndo atrás desse conhecimento e aplicação nos mais diversos processos, o uso de energias renováveis é uma tendência mundial e toda e qualquer pesquisa que possa contribuir na melhoria desse potencial sempre será peça chave para o desenvolvimento de qualquer nação.

ANEXOS

Anexo 1 Equacionamento de CPC absorvedor plano

Para um coletor bidimensional a abertura de entrada W pode ser obtida por:

$$W = S/\text{sen}(\theta_c) \quad (128)$$

O princípio fundamental para o projeto óptico do concentrador é o chamado “*edge ray principle*” o qual está explicitado na figura 12 utilizando-se de relações trigonométricas e semelhança de triângulos temos a altura do concentrador (Sem truncamento)

$$H = \frac{S(1 + \frac{1}{\text{sen}(\theta_c)})}{2\tan(\theta_c)} \quad (129)$$

Para obtenção do perfil da calha é mais conveniente usar uma abordagem paramétrica em termos do ângulo θ_c e largura do absorvedor, para calcular as coordenadas do perfil geométrico lateral do CPC. Primeiro determina-se as coordenadas x, y em um sistema que o eixo y é idêntico ao eixo da parábola, e a origem encontra-se nesse eixo de modo que o foco esteja no ponto A. O comprimento focal F da parábola é

$$F = \frac{S}{2}(1 + \text{sen}(\theta_c)) \quad (130)$$

$$x = -\frac{S}{2} + F\text{sen}(\theta_c) \quad (131)$$

Substituindo a expressão para o foco F

$$x = -\frac{S}{2}(1 - \text{sen}(\theta_c) - (\text{sen}(\theta_c))^2) \quad (132)$$

$$y = -\frac{S}{2}(1 + \text{sen}(\theta_c)(\cos(\theta_c))) \quad (133)$$

Para o ponto B temos

$$x_0 = S(\cos(\theta_c)) \quad (134)$$

$$y_0 = -\frac{S}{2}(1 - \text{sen}(\theta_c)) \quad (135)$$

Uma vez definido as expressões paramétricas para a geometria da calha e o ponto inicial é possível obter todo perfil variando de forma incremental x_0 e y_0 de forma a adicionar pequenos incrementos obtendo um perfil discreto que será tão suave quanto for o refinamento da malha utilizada para espaçar os pontos

$$x_{n+1} = x_n + \partial x$$

De forma genérica pode-se adotar ∂x como um milésimo da largura de entrada do CPC.

$$y_{n+1} = (x_{n+1})^2/4F$$

Para um CPC de geometria tridimensional em forma de cone, o perfil é encontrado pela rotação do ramo descrito anteriormente em torno de um eixo que passa no centro do absorvedor no chamado plano meridiano que contém como eixo óptico.

REFERÊNCIAS

- ABDULLAHI, B., AL-DADAH, R., MAHMOUD, S., & HOOD, R. (2015). "Optical and thermal performance of double receiver compound parabolic Concentrator". *Applied Energy*, 1-10.
- ABDULLAHIA, B., AL-DADAH, R. K., & MOUHMUDA, S. (2014). "Optical Performance of Double Receiver Compound Parabolic Concentrator". *The 6th International Conference on Applied Energy*, (pp. 2625 – 2628).
- ACUÑA, A., VELÁZQUEZ, N., SAUCEDA, D., ROSALES, P., SUASTEGUI, A., & ORTIZ, A. (2016). "Influence of a compound parabolic concentrator in the performance of a solar diffusion absorption cooling system". *Applied Thermal Engineering*.
- ALEKSANDAR R. RADIVOJEVI, T. M. (2015). "Influence Of Climate And Air Pollution On Solar Energy Development In Serbia". *Thermal Sciences*, 311-322.
- AL-GHASEM, A., TASHTOUSH, G., & ALADEEMY, M. (2013). "Experimental Study of tracking 2-D Compound Parabolic Concentrator (CPC) with flat plate absorber". *International Conference on Renewable Energy Research and Applications* (pp. 779-882). Madrid: Spain.
- ANTONELLI, M., BACCIOLI, A., FRANCESCONI, M., DESIDERI, U., & MARTORANO, L. (2015). Electrical production of a small size Concentrated Solar Power plant with compound parabolic collectors. *Renewable energy*, 1110-1118.
- BEZERRA, F. D. (2018). "Nordeste: Futuro Promissor para Energia Solar". ETENE/BNB.
- BEZERRA, F., & SANTOS, L. (2016). "Energia Solar no Nordeste Caderno Setorial" ETENE. Setembro: Banco do Nordeste.
- BRANDÃO, B. B. (2004). COLETOR CONCENTRADOR PARABÓLICO COMPOSTO (CPC) COM ABSORVEDOR V INVERTIDO COMPLETAMENTE ILUMINADO. Refice: UFPE.

- CASTILLO, C. P. (2016). An assessment of the regional potential for solar power generation in EU-28. *Energy Policy*, 86-99.
- CERES. (2014). National Aeronautics and Space Administration. Fonte: <https://www.nasa.gov/subject/6883/ceres/>
- COOPER, T., DAHLER, F., AMBROSETTI, G., PEDRETTI, A., & STEINFELD, A. (2013). Performance of compound parabolic concentrators with polygonal apertures. *Solar Energy*, pp. 308-318.
- DIJK, L. V., MARCUS, E. P., OOSTRA, A. J., SCHROPP, R. E., & VECE, M. D. (2015). 3D-printed concentrator arrays for external light trapping on thin film solar cells. *Solar Energy Materials & Solar Cells*, pp. 19-26.
- DUFF, W. S., & DAOSUKHO, J. (2010). Twelve year Evaluation of a Novel ICPC Solar Collector Instalation: The role of Failures Modes in Changing Optical and Thermal Performance. American Solar Society. Colorado.
- DUFF, W. S., WINSTON, R., O’GALLAGHER, J. J., BERGQUAM, J., & HENKEL, T. (2004). Performance of the Sacramento demonstration ICPC collector and double effect chiller. *Solar Energy*, 175-180.
- DUFFIE, J. A., & BECKMAN, W. A. (2006). *Solar Engeenering of Thermal Process*. New Jersey: John Willey and Sons.
- ECONOMY, R. (JANEIRO DE 2015). Clean Energy News and Analysis. Fonte: Why solar costs will fall another 40% in just two years: <https://reneweconomy.com.au/why-solar-costs-will-fall-another-40-in-just-two-years-21235/>
- EHSANUL KABIRA, P. K.-H. (2018). Solar energy: Potential and future prospects. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 894–900.
- ENERGY SAGE. (2016). Fonte: How much do solar panels cost in the U.S. in 2019?: <https://news.energysage.com/how-much-does-the-average-solar-panel-installation-cost-in-the-u-s/>
- FOUNDATION, S. (2016). The Solar Foundation’s National Solar Jobs Census. Washington: GW Solar Institute.
- GONZÁLEZ-AGUILAR, M. R. (2013). *Solar thermal CSP technology*. Willey ?Interdisciplinary Reviews: Energy and Environment Homepage.
- GROUP, MERCON CAPITAL. (dezembro de 2014). <https://mercomcapital.com/global-solar-installations-forecast-to-reach-approximately-64.7-gw-in-2016-reports->

- mercom-capital-group/. Fonte: Mercom Capital Group. Global Solar Installations To Reach 64.7 GW In 2016.
- HARPER, D. A., HIDELBRAND, R. H., STEINING, R., & WINSTON, R. (1975). Heat trap: an optimized far infrared field optics system. *Applied Optics*, pp. 53-60.
- HART, M. (2015). *Hubris: The Troubling Science, Economics, and Politics of Climate Change*. Ottawa: R&D Inc. Fonte: https://books.google.com.br/books?hl=pt-BR&lr=&id=B-OzCgAAQBAJ&oi=fnd&pg=PR7&ots=OyiTpkEVNX&sig=dToXACj14Qyl9fNiax0ZiHEL1-4&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false
- IEA International Energy Agency. (27 de Maio de 2019). Fonte: World Energy Outlook: <https://www.iea.org/weo/>
- IRENA. (2014). *Estimating the Renewable Energy Potential in Africa A GIS-based approach*.
- JEREZ, S. (11 de 12 de 2015). The impact of climate change on photovoltaic power generation in Europe. *Nature Communications*.
- JIAN, S., & MINGHENG, S. (2010). *Experimental Study on A Concentrating Solar Photovoltaic/Thermal System*. Asia-Pacific power and energy engineering.
- KALOGIROU, S. A. (10 de Fevereiro de 2004). *Solar thermal collectors and applications*. Progress in Energy and Combustion Science, pp. 231-295.
- KALOGIROU, S. A. (2016). *Engenharia de Energia Solar, Processos e Sistemas*. Rio de Janeiro: Elsevier.
- LEVVI-SETTI, R. P. (1975). The corneal cones of *Limulus* as optimized light concentrators. *Nature*, 253.
- LIZHEN XU, G. (novembro de 2015). Knowledge Centre for Renewable Energy Jobs. Fonte: THE PHOTOVOLTAIC SECTOR REPORT: <http://www.knowres-jobs.eu/en/upload/Documents/KnowRES-%20D1.4.1-%20Photovoltaics%20sectoral%20report.pdf>
- LOPES, J. T., MIRANDA, R. F., MARTINS, K. C., & SOARES, C. C. (2012). Dimensionamento e análise óptica e térmica de um coletor parabólico composto com e sem efeito estufa. *CONEM*. São Luis: ABCM.
- LUQUE, A. (1986). Non-Imaging Optics on solar Photovoltaic Concentration. *Phys. Technology*, 118-124.
- MALIK, M. A. (1982). *Solar Distillation*. Elsevier Science & Technology Books, 1982.

- MEINEL, M. P., & MEINEL, A. B. (1976). *Applied Solar Energy*. Addison-Wesley Longman, Incorporated.
- MENG TIANA, Y. S. (2018). A review on the recent research progress in the compound parabolic concentrator (CPC) for solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 1272-1296.
- MISHRA, R., GARG, V., & TIWARI, G. (2017). Energy matrices of U-shaped evacuated tubular collector (ETC) integrated with compound parabolic concentrator (CPC). *Solar Energy* Vol 153, 531-539.
- NAM JOONG JEON, †. J. (6 de dezembro de 2013). Efficient Inorganic–Organic Hybrid Perovskite Solar Cells Based on Pyrene Arylamine Derivatives as Hole-Transporting Materials. *Journal of American Chemical Society*, p. 4.
- NASCIMENTO, R. L. (2017). *Energia Solar no Brasil: Situação e Perspectivas*. Câmara dos Deputados.
- NILSSON, J. (2005). *Optical Design and Characterization of Solar Concentrators for Photovoltaics*. Lund University.
- NING, X., O'GALLAGHER, J., & WINSTON, R. (1987). Optics of two-stage photovoltaic concentrators with dielectric second stages. *Applied Optics* Vol 26, 1207-1212.
- NORTON, B. (1992). *Solar Energy Thermal Technology*. Londres: Springer.
- PEREIRA, E. B. (2017). *Atlas Brasileiro de Energia Solar*. INPE.
- PV MAGAZINE. (09 DE 10 de 2015). Fonte: Spain's government approves the sun tax: https://www.pv-magazine.com/2015/10/09/spains-government-approves-the-sun-tax_100021485/#axzz432EP11BT
- RABL, A. (1976). Optical and Thermal Propieties of Compound Parabolic Concentrators. *Solar Energy*, pp. 497-511.
- RABL, A. (1976). Solar concentrators with maximal concentration for cylindrical absorbers. *Applied Optics*, pp. 1871-1876.
- RABL, A., & WINSTON, R. (1976). Ideal concentrators for finite sources and restricted exit angles. *APPLIED OPTIC*, pp. 2880-2883.
- RABL, A., GOODMAN, N. B., & WINSTON, R. (1979). Practical Design Considerations for CPC Solar Concentrators. *Solar Energy* vol 22, 373-381.
- RABL, A., O'GALLAGHER, J., & WINSTON, R. (1980). Design and Test of Non-Evacuated Solar Collector with Coumpound Parabolic Concentrators. *Solar Energy* vol 25, 335-351.

- RAN FU, T. L. (2015). Economic Measurements of Polysilicon for the Photovoltaic Industry: Market Competition and Manufacturing Competitiveness. IEEE JOURNAL OF PHOTOVOLTAICS.
- RATZEL, A. C. (1979). Techniques for Reducing Thermal Conduction and Natural Convection in Heat Losses in Annular Receiver Geometries. ASME.
- SANTOS-GONZÁLEZ, I., GARCÍA-VALLADARES, O., ORTEGA, N., & GÓMEZ, V. (2017). Numerical Modeling and Experimental Analysis of the Thermal Performance of a Compound Parabolic Concentrator. Applied Thermal Engineering vol 114, 1152-1160.
- SANTOS-GONZÁLEZ, I., GARCÍA-VALLADARES, O., ORTEGA, N., & GÓMEZ, V. (2017 vol 114). Numerical Modeling and Experimental Analysis of the Thermal Performance of a Compound Parabolic Concentrator. Applied Thermal Engineering, 1152-1160.
- SILVA, Z. E. (2013). 40 anos do LES e a pesquisa em energia solar no Brasil e no mundo. João Pessoa, Paraíba, Brasil.
- SOLAR MAGAZINE. (2016). Fonte: SolarSever: www.solarserver.com/solar-magazine/solar-news/current/2016/kw06/australian-solar-pv-installations-hit-the-5-gw-mark-913-mw-added-in-2015
- SOLAR MARKET INSIGHT 2015 Q4. (2015). Fonte: SEIA Solar Energy association: <https://www.seia.org/research-resources/solar-market-insight-2015-q4>
- SOLAR POWER WORLD. (2015). Fonte: Total corporate funding in solar comes in at \$25.3 billion in 2015: <https://www.solarpowerworldonline.com/2016/01/total-corporate-funding-in-solar-comes-in-at-25-3-billion-in-2015/>
- STINE, W. B. (1987). Power from the Sun: Principles of High Temperature Solar Thermal Technology. Solar Energy Research Institute.
- SUN JIAN, S. M. (2010). Experimental Study on A Concentrating Solar Photovoltaic/Thermal System. Asia-Pacific power and energy engineering.
- SWINBANK, W. C. (1963). Long-Wave radiation from clear skies. Meteorol, 339-348.
- THINKPROGRESS. (2012). Fonte: National Renewable Energy Laboratory: Solar Has The Most Potential Of Any Renewable Energy Source: <https://thinkprogress.org/national-renewable-energy-laboratory-solar-has-the-most-potential-of-any-renewable-energy-source-87da2c774fcc/>

- TIAN, M., SU, Y., ZHENG, H., PEI, G., & GUIQIANG LI, S. R. (2018). A review on the recent research progress in the compound parabolic concentrator (CPC) for solar energy applications. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 1272-1296.
- TIMINGER, A., KRIBUS, A., DORON, P., & RIES, H. (2000). Faceted concentrators optimized for homogeneous radiation. *Applied Optics*, pp. 1152-1158.
- TIWARIA, G., MERAJB, M., & KHAN, M. (2018). Exergy analysis of N-photovoltaic thermal-compound parabolic concentrator (N-PVT-CPC) collector for constant collection temperature for vapor absorption refrigeration (VAR) system. *Solar Energy*, 1032-1042.
- TRIPATHI, R., & TIWARI, G. (2016). Energetic and exergetic analysis of N partially covered photovoltaic thermal-compound parabolic concentrator (PVT-CPC) collectors connected in series. *Solar Energy*, 441-451.
- WHINSTON, R., & HINTERBERGER, H. (1975). Principles of solar Concentrators for Solar Energy. *Solar Energy*, pp. 255-258.
- WIDYOLAR, B., JIANG, L., FERRY, J., & WINSTON, R. (2018). Non-tracking East-West XCPC solar thermal collector for 200 celsius Applications. *Applied Energy*, 521-533.
- WIJEYSUNDERA, N. E. (05 de junho de 1978). Comparison of transient heat transfer models for fiat plate collectors . *Solar Energy*, pp. 517-521.
- WINSTON, R. (1974). Principles of Solar Concentrator of a Novel Design. *Solar Energy*, pp. 89-95.
- WINSTON, R., & HINTERBERGER, H. (1975). Principles of Solar concentrators for Solar Energy. *Solar Energy* vol 17, 255-258.
- XU, R. J., ZHANG, X. H., WANG, R. X., XU, S. H., & WANG, H. S. (2017). Experimental investigation of a solar collector integrated with a pulsating heat pipe and a compound parabolic concentrator. *Energy Conversion and Management* Vol 148, 68-77.
- YUANA, G., FANB, J., KONGB, W., FURBOB, S., PERERSB, B., & SALLABERRY, F. (2019). Experimental and computational fluid dynamics investigations of tracking CPC solar collectors. *Solar Energy* vol 199, 26-38.
- ZHAO, C., WANG, Y., LI, M., & DU, W. (2019). Heat transfer performance investigation on a finned tube adsorbent bed with a compound parabolic concentrator (CPC) for solar adsorption refrigeration. *Applied Thermal Engineering* vol 152, 391-401.

ZILES, R. (2017). O desenvolvimento da energia solar no brasil e a contribuição da academia. São Paulo, São Paulo, Brasil.