

UMA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA SOBRE ANÁLISE DO CAMPO SOLAR E MODELAGEM DO TUBO ABSORVEDOR DE UMA USINA HELIOTÉRMICA COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR

João Víctor Garcia¹, Everton H. Faria², Vitor D. D. Barbosa¹, Carlos D. S. de Oliveira¹,
Túlio A. Paiva², Tiago Mendes¹

¹Instituto de Ciência e Tecnologia, Diamantina, Brasil (jvicgfr@gmail.com)

²Centro universitário de Itajubá, Itajubá, Brasil

Resumo: Com o aumento do consumo global de energia, é necessário buscar formas alternativas de produção. Este trabalho busca revisar a radiação incidente em coletores cilindro-parabólicos e tubos absorvedores de usinas heliotérmicas que geram vapor de água. A revisão permitirá determinar a porcentagem efetiva de radiação que atinge o tubo absorvedor durante cada temporada e a quantidade de energia transferida para o fluido. Esses dados buscam viabilizar a implantação de uma usina em determinada cidade.

Palavras-chave: energia solar; radiação solar; coletor solar; tubo absorvedor; usina heliotérmica.

INTRODUÇÃO

Ao longo dos séculos pode-se identificar três grandes mudanças na relação do ser humano com o meio natural. Uma delas é a passagem do período paleolítico para o neolítico com a fixação do homem à terra. Uma vez que as comunidades primitivas subtraíam apenas o necessário para a sobrevivência. No período seguinte, o neolítico, o homem se fixou na terra, introduziu agricultura e criou animais como forma de subsistência, estabelecendo-se em comunidades agrárias. Com a chegada do século XVIII, o mundo, em especial a Europa, passou pela primeira revolução industrial, a qual culminou em uma aceleração do processo de urbanização. O impacto da industrialização não se limitou somente à esfera da produção. Mas também afetando a totalidade da relação do homem com a natureza. Mesmo em áreas primordialmente agrícolas, o uso de tecnologias como fertilizantes, máquinas agrícolas e outros modificou substancialmente as relações preexistentes entre a organização social humana e o meio ambiente (Giddens, 1991).

O século atual trouxe consigo a terceira mudança na relação do homem com a natureza. Segundo (Schussel, 2004) a revolução da tecnologia da informação alterou as relações entre o espaço e o tempo, mudando a configuração socioespacial humana. A eletricidade torna-se de extrema importância para a sociedade, essa importância vai além da produção de riquezas e desenvolvimento econômico, sendo também necessária para o bem-estar e lazer.

Com o aumento do consumo vem a importância de elevar a produção. Os estudos na área de energia se

iniciaram na antiguidade, tendo os primeiros avanços científicos datados dos séculos XVII e XVIII. A primeira usina elétrica, *Pearl Street Station*, datada de 1882, era constituída por motores a vapor, alimentados com carvão, a Figura 01 representa essa usina. Em 1884, *Sir Charles A. Parsons* desenvolveu a primeira turbina a vapor moderna, a qual acoplada em um dínamo produziu 7,5 kW de eletricidade (Oka, 2000).

A produção de energia apresenta um enorme desafio ecológico, haja vista que seu consumo apresenta riscos ao meio ambiente. As turbinas a gás e a vapor possuem prejuízos quanto aos combustíveis fósseis utilizados, uma vez que em sua queima é liberado gás carbônico entre outros poluentes. A produção por turbinas eólicas é responsável por uma poluição sonora e ameaça à vida selvagem, principalmente aérea. As usinas nucleares possuem como desvantagens o descarte de lixo e os riscos inerentes de sua operação.

Melhorias significativas na geração de eletricidade são notadas desde então, atualmente as turbinas atendem uma grande parte dos requisitos de energia do mundo. As turbinas hidráulicas extraem energia da água em movimento e a convertem em energia elétrica. Turbinas a gás transformam energia química da combustão em mecânica e por conseguinte em energia elétrica. As turbinas eólicas extraem energia do vento, também convertido posteriormente em energia elétrica. Por sua vez, a turbina a vapor extrai energia do vapor em movimento e a converte energia elétrica, sendo que muitas destas turbinas são utilizadas de forma integrada (Chemical Engineering World, 2022).

A capacidade instalada de geração do Brasil é composta, principalmente, por usinas hidrelétricas distribuídas em dezesseis bacias hidrográficas nas

diferentes regiões do país. Nos últimos anos, a instalação de usinas eólicas, principalmente nas regiões Nordeste e Sul, apresentou um forte crescimento, aumentando a importância dessa geração para o atendimento do mercado. As usinas térmicas, em geral, localizadas nas proximidades dos principais centros de carga, desempenham papel estratégico relevante, pois contribuem para a segurança do SIN, sistema interligado nacional (ONS,2022).

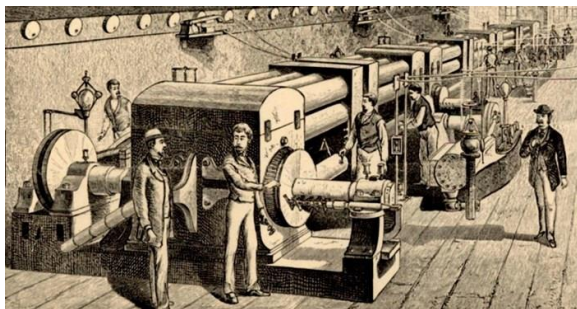


Figura 01: Ilustração da usina Pearl Street Station. Adaptado de Alevo (2015).

A capacidade instalada de geração de energia no Brasil, registrada pela ONS (Operador Nacional do Sistema Elétrico) no mês de junho de 2022 foi de 329.429 MW. Dessa quantia de gerada, 262.982 MW (79,8%) foi de matriz hidrelétrica. Pode-se notar na Figura 02 a relação de quantidade de energia produzida por tipo de usina.

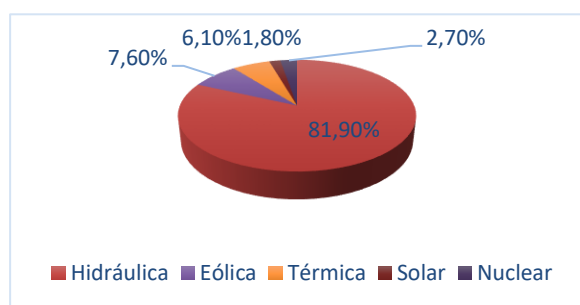


Figura 02: Capacidade instalada em MW no Brasil por tipo de usina. Adaptado de ONS (2023).

De acordo com Estadual, U., Universit, R., Federal, U., & Estadual, U. (2013). Vantagens e Desvantagens da Energia Hidráulica. In Acta Iguazu (Vol. 2, Issue 4), um dos maiores problemas encontrados na implantação de uma usina hidrelétrica está relacionado ao meio. Esse tipo de empreendimento causa impactos graves ao ambiente, podendo infligir danos para a fauna e flora de uma região, causando algumas vezes ainda a alteração de ecossistemas

inteiros, não contabilizando ainda a necessidade de muitas vezes deslocar populações inteiras. Apesar de a energia hidráulica ser considerada uma fonte limpa, e o Brasil ter um amplo espaço de exploração, tal energia implica questões culturais. Para a produção é necessário o alagamento de uma grande área, o que impacta comunidades ribeirinhas, destruição da vegetação natural, extinção de espécies aquáticas, mudança de atividades sísmicas locais, remoção da mata ciliar, dentre outros.

Segundo Ovelha (2017) a energia solar representa a fonte de energia mais abundante no mundo. A energia solar interceptada pelo planeta anualmente é cerca de cinco mil vezes superior à soma de todas as outras energias (energia nuclear terrestre, geotermal, gravitacional e etc.). O Brasil possui um enorme destaque territorial, pois está localizado próximo a faixa do equador o que permite estimar que há um grande índice de radiação solar de aproximadamente 140000 MW, segundo dados do Ministério de Minas e Energia, o que é 50% a mais do que é utilizado no país (Bem, 2021).

A concentração da energia solar somente acontece com a irradiação solar direta. Em geral, locais com uma disponibilidade de irradiação solar anual acima de 2000 kWh/m² e baixa nebulosidade apresentam potencial para geração heliotérmica (Schlecht e Meyer, 2012). No Brasil, o semiárido nordestino apresenta a melhor faixa de geração, sendo possível notar a irradiação no mapa representado pela Figura 03. No entanto, estudos apresentados pelo Atlas Brasileiro De Energia, indicam uma extensa área com potencial adequado. Esta maior abrangência leva a discussão sobre a possibilidade de uso da energia solar na região de Januária, extremo norte de Minas Gerais.

A conversão de energia solar em eletricidade a partir do princípio dos elementos fotovoltaicos é uma das formas alternativas de energia mais promissoras (Santos, 2019). Sabe-se que os painéis fotovoltaicos podem ser os grandes responsáveis pelo aumento da produção de energia limpa em grandes centros, sejam eles residenciais ou comerciais, para atender as necessidades de obter cada vez mais adeptos (Santana et al., 2020).

Um dos principais problemas com a utilização da energia solar é a intermitência, a qual dificulta a geração de eletricidade em dias nublados e à noite. Além disso, os painéis fotovoltaicos possuem como desvantagem o fato de sua eficiência diminuir com o aumento da temperatura. Por outro lado, as centrais solares térmicas têm potencial para adicionar sistemas de armazenamento de energia térmica ou sistemas híbridos que utilizam outros combustíveis como combustíveis de reserva. Desta forma, as usinas solares são capazes de contornar o problema da intermitência solar (Santos, 2020).

A utilização do sol como fonte de energia se tornou realidade atualmente, e tem um potencial de suprir a crescente demanda energética de todo o planeta. A energia heliotérmica ou energia solar térmica concentrada (CSP - *Concentrated Solar Power*) é uma fonte de energia renovável, onde se transforma energia solar em energia térmica e subsequentemente em energia elétrica (TN Petróleo, 2014). O processo heliotérmico consiste na reflexão dos raios solares diretos utilizando um sistema de espelhos chamados de coletores ou heliostatos. O coletor capta a radiação solar e a converte em calor, que por sua vez, é transferido para um fluido (Kalogirou, 2009).

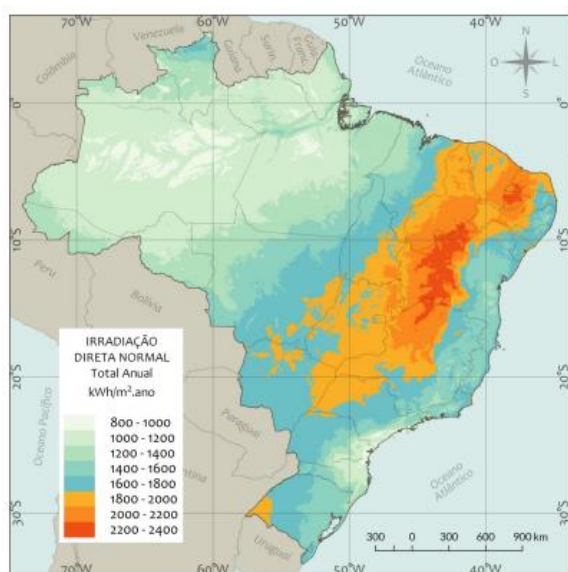


Figura 03: Mapa da irradiação direta normal anual no Brasil. Adaptado de IBGE (2014).

O processo de produção de energia em fontes heliotérmicas funciona como em termelétricas, tendo como diferencial o fator de aquecimento. Em termelétricas são utilizados petróleo, carvão, dentre outros combustíveis fósseis, em contrapartida o processo heliotérmico não utiliza a combustão de materiais e sim a reflexão dos raios solares diretos. Um sistema de espelhos chamados de coletores ou heliostatos capta a radiação solar e a converte em calor, e transfere esse calor para um fluido (água, ar ou óleo em geral) (Kalogirou, 2009). Existem alguns conceitos de usinas heliotérmicas onde a principal diferença entre elas é o mecanismo de concentração solar.

Atualmente existem quatro principais tipos para a produção de energia, como ilustrado na Figura 04, que são basicamente o coletor cilindro parabólico (ou calha parabólica), o coletor *Fresnel*, o disco parabólico e a torre central (Energia Heliotérmica,

2014). O funcionamento de cada tipo de usina heliotérmica vai depender então do tipo do coletor utilizado. A concentração da radiação solar pode ser feita de forma pontual ou linear ao longo de um tubo, e o receptor pode ser classificado em estacionário ou móvel. Cada tecnologia é diferente no que diz respeito ao *design*, forma do receptor, tipo de fluido de transferência de calor adequado, temperatura de trabalho e formas de armazenamento (IEA, 2014c).

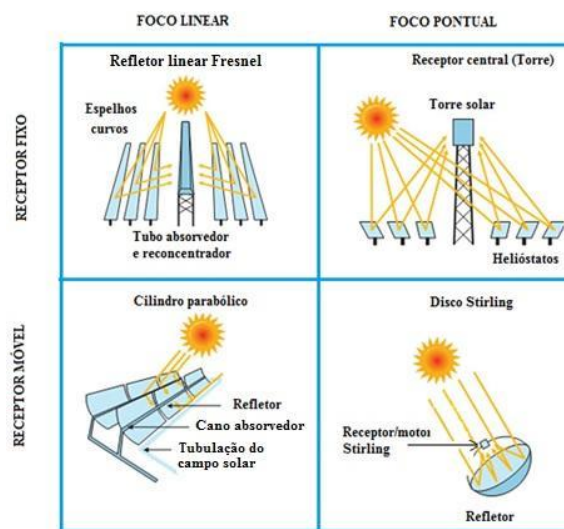


Figura 04: Ilustração dos tipos de tecnologias CSP. Adaptado de IEA (2010).

O coletor *Fresnel*, assim como o coletor cilindro-parabólico é dotado de espelhos curvos que concentram os raios solares em tubos, entretanto a linha focal onde a energia do sol é concentrada não se move. Esta tecnologia apresenta vantagens relativas, há uma maior facilidade de fabricação por requererem menor espaço de solo para produzir a mesma potência elétrica, essas estruturas são mais simples para suporte dos espelhos, além de apresentar manutenção mais simples. A principal limitação da tecnologia *Fresnel* refere-se à eficiência óptica dos coletores, inferior em relação à tecnologia de calha parabólica. Tal situação ocorre principalmente porque a área de abertura dos coletores *Fresnel* não é perpendicular à radiação direta incidente, ocasionando perdas consideráveis por efeito cosseno, principalmente no início e no final do dia (Giz, 2014).

A torre central é o segundo sistema mais utilizado nas plantas comerciais instaladas. Este sistema é constituído por vários espelhos, conhecidos como heliostatos, espalhados em volta de uma torre que está localizado no ponto focal. O campo de coletores de heliostatos têm vários espelhos planos (ou levemente côncavos), capazes de rastrear o sol em dois eixos, refletindo os raios na direção de um receptor central

instalado no alto de uma torre. Esse sistema apresenta como vantagem a operação do ciclo termodinâmico em altas temperaturas. Esse calor transferido para um fluido circulante pode ser armazenado e/ou utilizado para produzir trabalho (Kalogirou, 2009). O disco parabólico é um concentrador de foco pontual. A captação é feita por um coletor em formato de disco parabólico que concentra os raios do sol em um receptor no ponto focal do painel solar. O receptor absorve o feixe de energia que aquece o fluido. O calor é utilizado em um motor localizado no receptor para então gerar energia limpa. O disco rastreia o sol em dois eixos, assim é possível apontar diretamente para o sol desde o nascer ao pôr do sol (Kalogirou, 2009). Devido ao fato de possuir concentração pontual e rastreamento em dois eixos, este recurso possui as maiores taxas de concentração. A tecnologia apresenta dificuldades quanto ao armazenamento de energia (Energia Limpa, 2015).

O coletor do tipo cilindro-parabólico, é dotado de espelhos que concentram a luz solar em tubos receptores posicionados ao longo da linha focal, espelhos estes que são desenhados para seguir a posição do sol. Um fluido de transferência circula por estes tubos e é aquecido até cerca de 400°C. O fluido é bombeado por uma série de trocadores de calor, de forma a produzir vapor dentro da usina, o qual movimentará turbinas e, por conseguinte, gera eletricidade.

O presente trabalho utiliza deste artifício para analisar, com base nos trabalhos de Santos et al. (2020) e Santos et al. (2021), a radiação do campo solar de usina heliotérmica com coletores cilíndricos parabólicos com geração direta de vapor d'água e analisar a transferência de calor que ocorre no tubo absorvedor de uma usina heliotérmica com geração direta de vapor d'água. Permitindo assim, verificar e estimar a quantidade de energia que será absorvida pelo fluido térmico e estabelecer se possui viabilidade de implementação de uma usina heliotérmica para um determinado local.

MATERIAL E MÉTODOS

Para analisar uma usina heliotérmica que produz vapor de água diretamente, o campo solar é dividido em quatro partes, que são: concentração da radiação que incide sobre o coletor, aquecimento, evaporação e superaquecimento (Da Silva, 2021). Este trabalho tem como objetivo apresentar a análise das perdas que ocorrem na concentração da radiação que incide sobre o coletor parabólico, como demonstrado na Figura 05.

Além disso, nesse trabalho será desenvolvido a análise da transferência de calor que ocorre no absorvedor para os processos de preaquecimento, evaporação e superaquecimento.

O *software* utilizado para resolver as equações será o GNU Octave (Octave, 2023). Este *software* foi escolhido devido à familiaridade com o programa e por ser um *software* livre.

Para analisar o absorvedor considerou-se que este é composto pelo tubo absorvedor de aço envolto por um tubo de vidro. No espaço entre os dois tubos é mantido vácuo. Na Figura 06 observa-se que há fluxos de calor entre as superfícies e o meio.

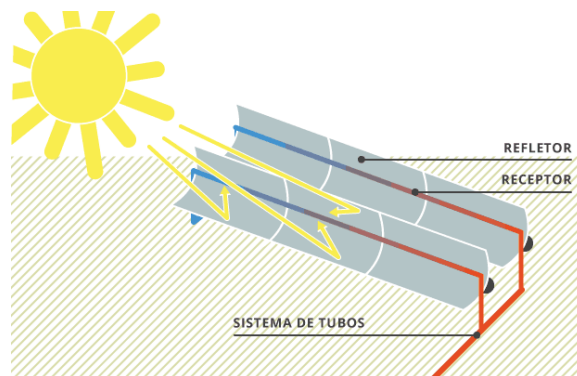


Figura 05: Concentrador solar cilindro parabólico. Adaptado de Energia Inteligente (2016).

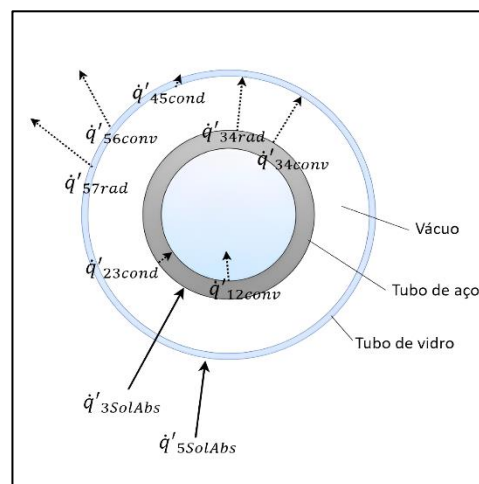


Figura 06: Fluxos de calor no tubo absorvedor. Adaptado de Santos et al. (2021).

Na Figura 06 observa-se a definição de cada fluxo de calor mostrado na.

O modelo de coletor utilizado como base para a modelagem foi *EuroTrough Model ET100* no qual possui uma abertura (w) de 5,76 m e um comprimento (l) de 99,5 m. Na Figura 06 e Figura 07 são ilustrados os componentes do coletor.

Para analisar a radiação solar é considerada uma radiação direta normal, o ângulo da incidência, a

correção do ângulo de incidência, o fator de sombreamento e a eficiência óptica de pico do coletor.

A radiação direta normal (DNI) é uma radiação solar que atinge uma superfície da terra sem ser espalhada pela atmosfera. O termo se refere radiação em um plano perpendicular à sua direção incidência (Santos, 2020). Os valores normais de radiação direta podem ser obtidos na base de dados do LABREN (INPE, 2021).

Realizando o balanço de energia em cada uma das superfícies dos tubos representados na Figura 07 tem-se o sistema de Equações (01.a), (01.b), (01.c) e (01.d) (Santos et al., 2021).

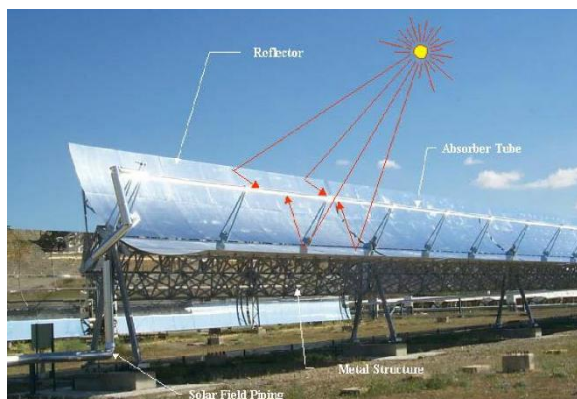


Figura 07: Esquema do coletor EuroTrough. Adaptado de Santos et al. (2020).

$$\dot{q}'_{12Conv} = \dot{q}'_{23Cond} \quad (01.a)$$

$$\dot{q}'_{3SolAbs} = \dot{q}'_{34Conv} + \dot{q}'_{34Rad} + \dot{q}'_{23Cond} \quad (01.b)$$

$$\dot{q}'_{34Conv} + \dot{q}'_{34Rad} = \dot{q}'_{45Cond} \quad (01.c)$$

$$\dot{q}'_{45Cond} + \dot{q}'_{5SolAbs} = \dot{q}'_{56Conv} + \dot{q}'_{57Rad} \quad (01.d)$$

Por meio desse sistema de equações é possível estimar a parcela efetiva de calor que será transmitida para o fluido de transferência de calor.

Para a obtenção do ângulo de incidência obteve-se a declinação solar (δ), ilustrado pela Figura 08. Sendo este a posição angular do sol ao meio-dia solar em relação ao plano na linha do equador. Esse ângulo pode ser obtido pela Equação (02) em graus, onde 'n' representa o dia do ano contado de forma corrida desde 1 (01 de janeiro) até 365 (31 de dezembro) (Santos et al., 2021).

$$\delta = 23,45 \times \sin\left(360 \frac{284+n}{365}\right) \quad (02)$$

Tabela 1: Fluxos de calor no tubo absorvedor. Adaptado de Santos et al. (2021).

Fluxo de calor [W/m]	Modo de transf. de calor	Sentido do fluxo de calor	
		De	Para
$\dot{q}'_{12Conv}$	Convecção	Sup. Interna do tubo de aço	Fluido de transf. de calor
$\dot{q}'_{23Cond}$	Condução	Sup. Externa do tubo de aço	Sup. Interna do tubo de aço
$\dot{q}'_{3SolAbs}$	Irradiação solar absorvida	Sup. Externa do tubo de aço	Sup. Interna do tubo de vidro
$\dot{q}'_{34Conv}$	Convecção	Sup. Externa do tubo de aço	Sup. Interna do tubo de vidro
$\dot{q}'_{34Rad}$	Radiação	Sup. Interna do tubo de vidro	Sup. Ext. do tubo de vidro
$\dot{q}'_{23Cond}$	Condução	Irradiação solar concentrada	Sup. Ext. Do tubo de vidro
$\dot{q}'_{5SolAbs}$	Irradiação solar absorvida	Sup. Ext. Do tubo de vidro	Ambiente
$\dot{q}'_{56Conv}$	Convecção	Sup. Ext. Do tubo de vidro	Atmosfera

Além disso, o ângulo de incidência depende do ângulo da hora (ω) e que é dado pela Equação (03) em graus (Santos et al., 2021).

$$\omega = 15 \times (HS - 12) \quad (03)$$

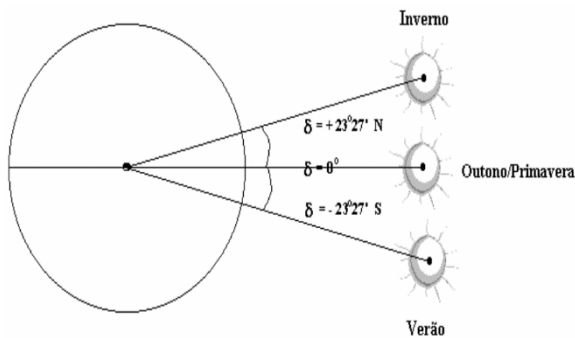


Figura 08: Declinação solar. Adaptado de Mahachi T. (2016).

Onde:

- HS: é a hora solar obtida pela Equação (04);
- HP: a hora padrão;
- (Lpad): o meridiano padrão para o fuso horário;
- (Lloc): a longitude do local do coletor;
- (E) a equação do tempo.

Essa última é dada pela Equação (05) (Santos et al., 2021).

$$HS = HP + \frac{L_{pad} - L_{loc}}{15} + \frac{E}{60} \quad (04)$$

$$E = 9,87 \cdot \sin(2B) - 7,53 \cdot \cos B - 1,5 \cdot \sin B \quad (05)$$

Onde B é dado em graus pela Equação (06) (Santos et al., 2021).

$$B = \frac{360}{364} (n - 81) \quad (06)$$

Dessa forma, o ângulo de incidência pode ser calculado pela Equação (07), onde λ é a latitude do local dos coletores (Santos et al., 2021).

$$\cos(\theta) = \frac{\cos(\delta) \cdot \sqrt{\sin^2(\omega) + \cos(\lambda) \cdot \cos(\omega) + \tan(\delta) \cdot \sin(\lambda)}}{\cos(\delta)} \quad (07)$$

O modificador do ângulo de incidência (MAI) representa uma perda adicional associada ao ângulo de incidência que ocorre devido à redução da transmissão

e absorção, além das perdas no final do comprimento útil do coletor e absorvedor. Além disso, este fator também contabiliza as perdas causadas pelas sombras projetadas nas estruturas dos tubos. Dessa forma, o MAI pode ser obtido por meio da Equação (08) (Santos et al., 2022).

$$MAI = 1 - \frac{0,00044 \cdot \theta}{\cos \theta} - \frac{0,00003 \cdot \theta^2}{\cos \theta} \quad (08)$$

O fator de sombreamento é uma perda que ocorre devido ao sombreamento mútuo das linhas de coletores paralelamente. Este efeito ocorre principalmente no início da manhã e início da noite e tende a se anular à medida que o meio-dia se aproxima. A Figura 09 ilustra como ocorre o sombreamento.

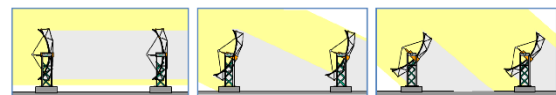


Figura 09: Ilustração do sombreamento causado pelas fileiras de coletores. Adaptado de Oliveira (2012).

De acordo Oliveira (2012) o FS pode ser obtido por meio da Equação (09).

$$FS = \frac{L}{W} \cdot \frac{\cos(\theta_z)}{\cos(\theta)} \quad (09)$$

Sendo L é a distância, em metros, entre as fileiras de coletores paralelas, W é abertura, em metros, do coletor e θ_z é o ângulo de zênite. Esse é o ângulo que relaciona a direção do sol com a vertical, definindo assim altitude solar. Esse ângulo pode ser obtido pela Equação (10) (Oliveira, 2012).

$$\cos(\theta_z) = \cos \delta \cdot \cos \lambda \cdot \cos \omega + \sin \delta \cdot \sin \lambda \quad (10)$$

De acordo com Oliveira (2012), em geral a distância entre as fileiras de coletores é três vezes maior que a abertura do coletor. Dessa forma, como a abertura do coletor selecionado é de 5,76 m, utilizando para o cálculo uma distância entre os coletores de 18 m.

Ainda de acordo com o autor, a eficiência óptica de pico ($\eta_{opt,p}$) considera todas as perdas ópticas e geométrica que ocorrem quando o ângulo de incidência (θ) é igual a zero. Esse rendimento contabiliza as perdas que ocorrem devido a

refletividade e as imperfeições dos espelhos, bem como, erros no posicionamento dos coletores. Além disso, o rendimento óptico de pico também pode contabilizar as perdas da transmissividade e absorvidade do absorvedor. Entretanto, neste trabalho as perdas que ocorrem no absorvedor serão consideradas na modelagem do absorvedor. A refletividade dos coletores cilíndricos parabólicos (R_{col}) está em torno de 90% e um valor típico para o fator de interceptação (FI) é de 95%. O fator de interceptação é o fator que relaciona as perdas por imperfeições no espelho e erros no posicionamento dos coletores. Dessa forma, considera-se que a eficiência óptica de pico ($\eta_{opt,p}$) é a junção da refletividade com o fator de interceptação. Assim, o $\eta_{opt,p}$, utilizado neste trabalho, será de 85%.

Mediante os cálculos apresentados nesta seção é possível calcular a eficiência efetiva (η_{efe}) de concentração dos coletores cilíndricos parabólicos pela Equação (11). Além disso, esta equação pode ser aplicada para qualquer lugar, bem como, para qualquer hora e dia do ano (Oliveira, 2012).

$$\eta_{efe} = \cos\theta \cdot MAI \cdot FS \cdot \eta_{opt,p} \quad (11)$$

Dessa forma, tem-se que a radiação efetiva (Q_{efe}) que atinge o absorvedor por metro de comprimento do coletor é dada pela Equação (12), onde w é a abertura da parábola do coletor em metros e DNI e o índice de radiação direta normal (Oliveira, 2012).

$$Q_{efe} = DNI \cdot \eta_{efe} \cdot w \quad (12)$$

As equações descritas nesta seção foram solucionadas para todas as horas do ano para as coordenadas da cidade de Januária-MG. Teve como base de dados o trabalho “Energia Heliotérmica com Armazenamento Térmico: uma análise de possibilidade de implantação no norte de Minas Gerais”, foi identificada a região de Januária para analisar esse tipo de usina. Além disso, executou-se a sequência de equações para as coordenadas da Plataforma Solar de Almería (Almería, Espanha), com o objetivo de comparar as eficiências. A Plataforma Solar de Almería foi o local escolhido para a primeira planta pré-comercial de geração direta de vapor (Santos et al., 2021).

Modelando a convecção que ocorre da superfície interna do tubo metálico para o fluido de transferência de calor utiliza-se a Equação (13) (Incropera et al., 2019).

$$\dot{q}'_{12conv} = h_1 \cdot D_2 \cdot \pi \cdot (T_2 - T_1) \quad (13)$$

Onde:

- h_1 : coeficiente convectivo de transferência de calor do fluido de transferência $[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$;
- D_2 : diâmetro interno do tubo de metal [m];
- T_1 : temperatura do fluido de transferência de calor [K];
- T_2 : temperatura da superfície interna do tubo de aço (Incropera et al., 2019) [K].

Nos tubos absorvedores existem três regiões distintas, sendo essas: a região de preaquecimento, onde todo o fluido está em estado líquido; a região de evaporação, onde existe a mistura das fases líquida e vapor; e a região de superaquecimento, onde todo o fluido está na fase de vapor, devido a geração direta de vapor. Dessa forma haverá um coeficiente convectivo (h_1) para cada região. Para a região de preaquecimento e superaquecimento, o coeficiente convectivo (h_1), em $(W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1})$, pode ser obtido por meio do número de Nusselt (Nu_{D_2} é um número sem dimensão, com o nome de um engenheiro alemão *Wilhelm Nusselt*, sendo usado para descrever a proporção da energia térmica para o fluido e a energia térmica conduzida dentro do fluido na Equação (14) (Incropera et al., 2019).

$$h_1 = Nu_{D_2} \cdot \frac{k_1}{D_2} \quad (14)$$

Onde: k_1 , em $(W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1})$, é a condutividade térmica do fluido e D_2 é o diâmetro interno do tubo de aço, em (m).

Levando em consideração o regime de transição ou turbulento, o número de Nusselt (Nu_{D_2}) pode ser obtido por meio da Equação (15) (Incropera et al., 2019).

$$Nu_{D_2} = \frac{\left(\frac{f_2}{8}\right) \cdot (\Re_{D_2} - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f_2}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (15)$$

Sendo:

- f_2 é o fator de atrito adimensional para a superfície interna do tubo de aço e pode ser calculado pela Equação (05);
- Pr_1 é o número de Prandtl, no qual é definido como a razão entre a difusividade do momento e a difusividade térmica (Connor, 2019) para o fluido de transferência de calor;
- $\Re_{D_2}$ é o número de Reynolds, que é a razão de forças inerciais para forças viscosas e é um parâmetro conveniente para prever se uma

condição de fluxo será laminar ou turbulenta (Moraes et al., 2020), que pode ser obtido pela Equação (17) (Incropera et al., 2019).

$$f_2 = [1,82 \cdot (\Re_{D_2}) - 1,64]^{-2} \quad (16)$$

$$\Re_{D_2} = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\mu \cdot \pi \cdot D_2} \quad (17)$$

Onde:

- $\dot{m}$ é a vazão mássica do fluido de transferência de calor [kg/s];
- μ é a viscosidade dinâmica do fluido de transferência de calor [Pa.s].

A Equação (15) é válida somente para os valores do número de Reynolds entre 2300 e 5×10^6 e para valores de Prandtl entre 0,5 e 2000.

Na obtenção do coeficiente de transferência de calor (h_1) da fase de evaporação, é necessário utilizar o maior valor de h encontrado nas correlações das Equações (18) e (19) (Incropera et al., 2019).

$$\frac{h}{h_{mf}} = 0,6683 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,1} \underline{X}^{0,16} (1 - \underline{X})^{0,64} f(Fr) + 1058 \left(q_s \right)^{\text{over} \{ \{ \dot{\{ m \}} \} \wedge \{ h_{fg} \} \}^{0,7}} (1 - \underline{X})^{0,8} G_{s,f} \quad (18)$$

$$\frac{h}{h_{mf}} = 1,136 \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,45} \underline{X}^{0,72} (1 - \underline{X})^{0,08} f(Fr) + 667,2 \left(q_s \right)^{\text{over} \{ \{ \dot{\{ m \}} \} \wedge \{ h_{fg} \} \}^{0,7}} (1 - \underline{X})^{0,8} G_{s,f} \quad (19)$$

Essas correlações podem ser utilizadas para valores de título entre 0 e 0,8. As definições dos termos das Equações 18 e 19 são apresentadas na Tabela 2 (Incropera et al., 2019).

Com o objetivo de modelar a condução que ocorre entre a parede externa e interna do tubo de metal, utiliza-se a lei de *Fourier* para cilindro apresentada na Equação (20) (Incropera et al., 2019).

De acordo com Santos et al. (2021), o material utilizado no trabalho para o tubo de metal é o aço ASTM A335 grau P22. O aço possui uma condutividade térmica de $38 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. Assim nessa modelagem será considerado esse valor para o k_{23} .

Tabela 2: Termos das Equações 07 e 08. Adaptado de Santos et al., (2020).

Termo	Definição	Igual
$\dot{m}$	Vazão mássica por unid.de área transversal	$\frac{\dot{m}}{A_{tr}}$
FR	Número de Froude	$\frac{m}{g \cdot D}$
G _{s,f}	Coeficiente da combustão superfície-líquido	1; para água
h _{mf}	Coeficiente convectivo para fase líquida	Eq. 3
h _{fg}	Entalpia de vaporização	hg - hf
$\underline{X}(x)$	Título de vapor na posição x	$\frac{\underline{X}_{out}}{\sum \frac{\dot{q}_{si} \cdot \pi \cdot D_{xi}}{m \cdot h_{fg}}}$

$$\dot{q}'_{23cond} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{23} \cdot (T_2 - T_3)}{\ln \left(\frac{D_3}{D_2} \right)} \quad (20)$$

Onde:

- k_{23} é a condutividade térmica do tubo de metal em $[\text{Wm}^{-1}\text{K}^{-1}]$
- T_2 e T_3 são as temperaturas da superfície interna e externa do tubo de metal, respectivamente, [K];
- D_2 e D_3 são os diâmetros interno e externo do tubo de metal, [m].

Faz-se uso da Equação (21), modelando a convecção que ocorre entre a superfície externa do tubo de metal e a superfície interna do tubo de vidro (Incropera et al., 2019).

$$\dot{q}'_{34conv} = h_{34} \cdot D_3 \cdot \pi \cdot (T_3 - T_4) \quad (21)$$

Onde:

- h_{34} é o coeficiente convectivo de transferência de calor do Fluido de transferência de calor [$\text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$];
- D_3 é o diâmetro externo do tubo de metal[m];
- T_3 é a temperatura da superfície externa do tubo de metal[K];
- T_4 é a temperatura da superfície interna do tubo de vidro[K].

O coeficiente convectivo h_{34} é calculado pela Equação (22) (Incropera et al., 2019). Essa equação leva em consideração que no espaço entre as duas superfícies existe vácuo. Além disso, a transferência de calor ocorre devido a convecção das moléculas livres.

$$h_{34} = \frac{0.02551}{\left(\frac{D_3}{2}\right) \cdot \ln \ln \left(\frac{D_3}{D_4}\right) + b \cdot \lambda \cdot \left(\frac{D_3}{D_4} + 1\right)} \quad (22)$$

Sendo: b representa o coeficiente de interação adimensional, e será adotado o valor 1,571 para o ar; λ representa o caminho livre entre as colisões moleculares e pode ser calculado pela Equação (23) (Incropera et al., 2019).

$$\lambda = \frac{2,331 \cdot 10^{-20} \cdot (T_{34})}{(P_v \cdot \delta^2)} \quad (23)$$

Sendo T_{34} a média aritmética das temperaturas T_3 e T_4 , dado em Kelvin, P_v a pressão do vácuo entre os dois tubos em mmHg e δ o diâmetro molecular do gás e assumirá o valor de $3,53 \times 10^{-8} \text{cm}$ (Santos e Paiva, 2021).

Para fazer a modelagem da transferência de calor que ocorre entre a superfície externa do tubo de aço e a superfície interna do tubo de vidro, utiliza-se a Equação (24) (Santos et al., 2021).

$$\dot{q}'_{34\text{rad}} = \frac{\sigma \cdot \pi \cdot D_3 \cdot (T_3^4 - T_4^4)}{\left(\frac{1}{\epsilon_3} + \frac{(1 - \epsilon_4) \cdot D_3}{(\epsilon_4 \cdot D_4)}\right)} \quad (24)$$

Onde:

- σ é a constante de Stefan-Boltzmann [$\text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$];
- D_3 é o diâmetro externo do tubo de aço[m];
- D_4 é o diâmetro interno do tubo de vidro[m];
- ϵ_3 é a emissividade adimensional da superfície externa do tubo de metal;
- ϵ_4 é a emissividade adimensional do tubo de vidro;
- T_3 é temperatura da superfície externa do tubo de aço[K];

- T_4 é a temperatura da superfície interna do tubo de vidro[K].

A condução que ocorre entre as superfícies interna e externa do tubo de vidro pode ser obtida pela lei de Fourier apresentada na Equação (25) (Santos et al., 2021).

$$\dot{q}'_{45\text{cond}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot k_{45} \cdot (T_4 - T_5)}{\ln \left(\frac{D_5}{D_4}\right)} \quad (25)$$

Onde:

- k_{45} é a condutividade térmica do tubo de vidro [$\text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$];
- T_4 e T_5 são respectivamente as temperaturas da superfície interna e externa do tubo de vidro[K];

D_4 e D_5 são os diâmetros interno e externo do tubo de vidro[m]. Para modelar a convecção que ocorre entre a superfície externa do tubo de vidro e o ambiente, utiliza-se a Equação (26) (Santos et al., 2021).

$$\dot{q}'_{56\text{conv}} = h_{56} \cdot D_5 \cdot \pi \cdot (T_5 - T_6) \quad (26)$$

Onde:

- h_{56} é o coeficiente convectivo de transferência de calor para o ar na temperatura média [$\text{W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$] e pode ser obtido pela Equação 27 (Santos et al., 2021);
- D_5 é o diâmetro externo do tubo de vidro[m];
- T_5 é a temperatura da superfície externa do tubo de vidro[K];
- T_6 é a temperatura ambiente[K].

$$h_{56} = Nu_{D_5} \cdot \frac{k_{56}}{D_5} \quad (27)$$

Sendo:

- Nu_{D_5} é o número de Nusselt;
- k_{56} é a condutividade térmica do ar na temperatura média [$\text{W.m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$] e D_5 é o diâmetro externo do tubo de vidro[m] (Incropera et al., 2019).

Tem-se que a convecção entre o tubo de vidro e o ambiente ocorre por convecção forçada, considerando que as usinas heliotérmicas ficam em campos abertos e ocorrem rajadas de ventos. Assim, o número de Nusselt pode ser estimado pela Equação (28). Essa correlação é válida para Prandtl entre 0,7 e 500 e para Reynolds entre 1 e 10^6 (Santos et al., 2021). Caso os valores de Prandtl e Reynolds estejam fora do intervalo válido, uma mensagem de erro será apresentada pelo programa.

$$Nu_{D_5} = C \cdot Re_{D_5}^m \cdot Pr_6^n \cdot \left(\frac{Pr_6}{Pr_5}\right)^{\frac{1}{4}} \quad (28)$$

Onde:

- Re_{D_5} é o número de Reynolds avaliado no diâmetro D_5 ;
- Pr_5 e Pr_6 é o número de Prandtl para o ar na temperatura T_5 e T_6 , respectivamente;
- C e m são constantes que variam de acordo com o número de Reynolds e n é uma constante que depende do número de Prandtl, sendo que para $Pr \leq 10$ tem-se $n = 0,37$ e para $Pr > 10$ tem-se $n = 0,3$.

Para calcular o número de *Reynolds*, são utilizados os valores apresentados na Tabela 3. Faz-se o uso dos dados de velocidade média do vento, no local previsto para a planta tendo como referência o município de Januária – MG (Santos et al., 2021).

Tabela 3: Valores para as constantes C e m . Adaptados de Santos et al., (2020).

Re_{D_5}	C	m
1 – 40	0,75	0,4
40 – 103	0,51	0,5
103 – 2×10^5	0,26	0,6
2×10^5 – 10^6	0,076	0,7
1 – 40	0,75	0,4

A fim de calcular a radiação emitida da superfície externa do tubo de vidro para a atmosfera, utiliza-se a Equação (29) (Santos et al., 2021).

$$\dot{q}'_{57rad} = \sigma \cdot D_5 \cdot \pi \cdot \varepsilon_5 \cdot (T_5^4 - T_7^4) \quad (29)$$

Onde:

- σ é a constante de Stefan-Boltzmann [$Wm^{-2}K^{-4}$];
- D_5 é o diâmetro externo da superfície externa do tubo de vidro [m]; ε_5 é a emissividade adimensional do tubo de vidro;
- T_5 é a temperatura da superfície externa do tubo de vidro [K] e T_7 é a temperatura da atmosfera [K], podendo ser simplificada pela Equação (30) (Santos et al., 2021).

$$T_7 = T_6 - 8 \quad (30)$$

Desse modo, tem-se a irradiação solar que é concentrada no absorvedor. Uma parcela dessa radiação é transmitida pelo tubo de vidro e absorvida no tubo de metal e pode ser estimada pela Equação (31). Por sua vez, a outra parcela é absorvida diretamente no tubo de vidro e pode ser estimada pela Equação (32) (Santos et al., 2021).

$$\dot{q}'_{3SolAbs} = Q_{efe} \cdot \tau_{Vidro} \cdot \alpha_{Metal} \quad (31)$$

$$\dot{q}'_{5SolAbs} = Q_{efe} \cdot \alpha_{Vidro} \quad (32)$$

Sendo:

- τ_{vidro} e α_{vidro} é a transmissividade e absorvidade do tubo de vidro;
- α_{vidro} é a absorvidade do tubo de metal;
- Q_{efe} representa a parcela efetiva da radiação direta normal que chega ao absorvedor.

A planta pré-comercial analisada no trabalho MODELAGEM DO TUBO ABSORVEDOR DE UMA USINA HELIOTÉRMICA COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR foi utilizada como base para o modelo do campo solar. Nesse modelo, cada seção é composta por 10 coletores, um tanque de separação líquido-vapor e um injetor, conforme mostra a Figura 10. Também, considerou-se que a água entra no campo solar na pressão de 80bar e temperatura de 153°C.

A vazão mássica de água foi calculada por meio do balanço de energia da seção de preaquecimento, representado na Equação (33) (Santos et al., 2021). Para isso, considerou-se que no final desta seção a água estará saturada.

$$\dot{m} = \frac{\dot{q}'_{12conv} L}{(T_{out}^1 - T_{in}^1) \cdot C_p} \quad (33)$$

Onde:

- L : comprimento da seção de preaquecimento [m];
- T_{in}^1 e T_{out}^1 : temperatura do fluido na entrada e saída desta seção, respectivamente [K];
- C_p : calor específico do fluido [kJ/kg].

Todas as propriedades foram obtidas com base na temperatura média da seção de preaquecimento.

Na seção de evaporação foi calculado o título de vapor que entrará no tanque de separação líquido-vapor. Para isso, foi subdividida a seção em várias partes de

forma que o título de vapor final seria dado pela Equação (34) (Incropera et al., 2019).

$$\dot{X}_{out} = \sum \frac{\dot{q}_{si,\pi} \cdot D_{xi}}{m \cdot h_{fg}} \quad (34)$$

Essa porção de vapor será separada no tanque de separação de líquido vapor e destinada para a seção de superaquecimento.

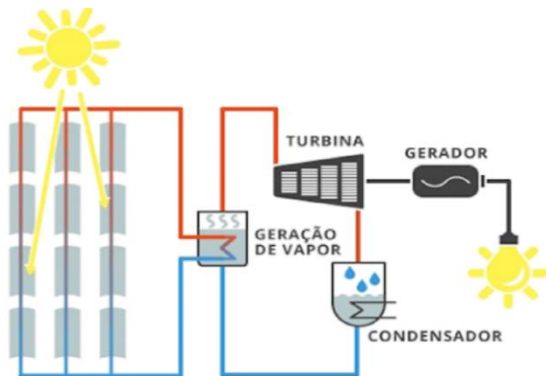


Figura 10: Modelo de uma seção do campo solar. Adaptado de Universidade Estadual de Maringá (2010).

A seção de superaquecimento ficou dividida em duas partes. Na primeira parte, a massa que segue é superaquecida até o final do primeiro coletor de superaquecimento. A temperatura nesse ponto pode ser estimada pelo balanço de energia nesse coletor Equação (23) (Incropera et al., 2019).

$$T_{1out} = \frac{\dot{q}'_{12conv} \cdot L}{\dot{m}_{vap} \cdot c_p} + T_{1\epsilon} \quad (35)$$

Após a primeira parte, um injetor adiciona água saturada na corrente para garantir que a temperatura de superaquecimento desejada não seja ultrapassada. Com isso, para estimar a massa de água injetada, o balanço de energia da Equação (35) é feito no segundo coletor de superaquecimento (Incropera et al., 2019).

$$\dot{m}_{inj} = \dot{m}_{vap} \quad (36)$$

Dessa forma, será possível estimar a vazão mássica total de vapor superaquecido no final de uma seção de coletores por meio da Equação (36) (Incropera et al., 2019).

$$\dot{m}_{vapF} = \dot{m}_{vap} + \dot{m}_{inj} \quad (37)$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A análise dos dados fornecidos pelo trabalho MODELAGEM DO CAMPO SOLAR PARA UMA USINA HELIOTÉRMICA COM COLETORES CILÍNDRICO PARABÓLICO, pode informar que durante o ano, agosto é o mês com maior incidência de radiação direta normal com uma média de 6977 Wh/m². dia, e obtém média anual de 6139 Wh/m². dia. Com o aspecto do ângulo de incidência, observa-se que valores menores para o cosseno do ângulo ocorrem no inverno por volta das 12 horas. Tal fato se deve ao nascer do sol no horizonte do Nordeste e o pôr do sol no Noroeste nessa época do ano. Os coletores cilíndricos parabólicos têm a orientação Norte-Sul e sistema de rastreamento solar Leste-Oeste. Dessa forma o ângulo de incidência assume seu maior valor, 0,77.

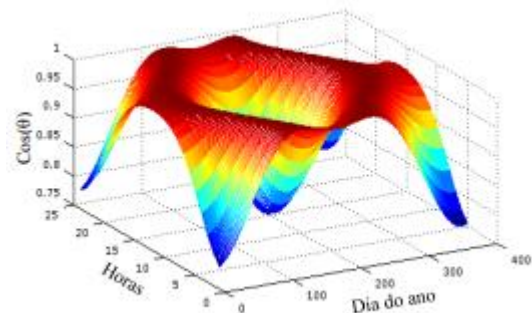


Figura 11: Gráfico do cosseno do ângulo de incidência. Adaptado de Santos et al., (2020).

O gráfico do cosseno (θ), Figura 11, nos mostra o cosseno do ângulo de incidência. Esse tipo de coletor concentrador tem sua posição continuamente ajustada em torno de um eixo fixo de modo que o vetor do Sol e o vetor perpendicular ao plano de abertura do coletor estejam sempre num mesmo plano (Zarza, 2012). O Gráfico MAI, Figura 12, nos mostrou o modificador do ângulo de incidência. Tal fator foi importante para representar a perda adicional associada ao ângulo de incidência, devido à redução da transmissão e absorção. As perdas no final do comprimento útil do coletor e absorvedor também puderam ser contabilizadas. Esse fator apresentou as perdas causadas pela sombra nos tubos. Dessa forma pode-se ter um melhor entendimento da efetividade anual do coletor.

Os resultados obtidos eram esperados, uma vez que são contabilizadas as perdas adicionais devida o ângulo de incidência, o qual pode variar de 0,92 a 1, $\cos(\theta)$, durante o ano. O fator de sombreamento varia de zero a um, sendo o valor um relativo a toda a área do coletor atingida, enquanto zero, toda a área do coletor está sombreada.

A cidade de Januária, onde foi realizada a análise de eficiência efetiva de concentração do coletor, teve como eficiência máxima 85% no dia 22 de agosto por volta das 9 horas, e eficiência mínima no dia 22 de junho, sendo 60,78% por volta das 9 horas. A cidade de Almería, na qual foi base de comparação da análise teve eficiência máxima de 85% no dia 22 de junho às 15 horas, e eficiência mínima no dia 26 de dezembro por volta das 15 horas, porém destaca-se que as duas cidades analisadas estão situadas em hemisférios diferentes.

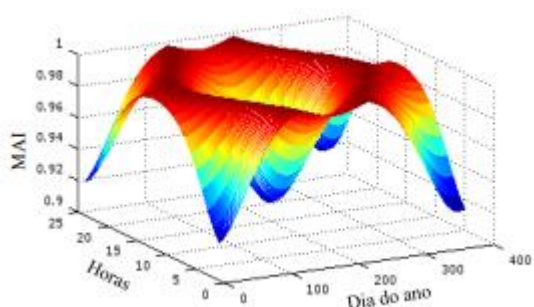


Figura 12: Gráfico do modificador do ângulo de incidência. Adaptado de Santos et al., (2020).

Após o equacionamento proposto no trabalho MODELAGEM DO TUBO ABSORVEDOR DE UMA USINA HELIOTÉRMICA COM GERAÇÃO DIRETA DE VAPOR, adotou-se o valor de 875 W/m^2 de radiação direta normal, pressão da água que entra no coletor em 80 bar e com temperatura de 153°C . Nos resultados obtidos observa-se valores diferentes, podendo essas diferenças estar relacionadas ao fato de não serem considerados no modelo proposto as perdas de pressão que ocorrem no campo solar, muito menos as perdas de calor nas interseções e suportes do tubo absorvedor. Para validar o modelo proposto foi realizada a comparação de quanta energia foi absorvida e eficiente.

Comparando os dados, obteve-se uma diferença de 2,15%, onde o modelo apresentou energia absorvida de 3194,4 kJ/s com eficiência de 64,35% e a planta INDITEP 3125,5 kJ/s com eficiência de 62,96%. Contudo, pode-se afirmar que o modelo prevê melhor absorção da energia solar. Para efeito de verificação do comportamento do sistema, realizou-se a variação de radiação solar de 140 até 1540 W/m^2 .

Os resultados obtidos são apresentados na Tabela 4, para a vazão mássica de água, enquanto a Tabela 5, apresenta a vazão mássica de vapor e na Tabela 6 é apresentado a eficiência.

Nota-se o crescimento contínuo da vazão mássica de água, assim como a vazão mássica de vapor, a qual

aparenta um crescimento linear a medida que é variado o valor da radiação direta normal. A eficiência também tem um significativo aumento com a transmutação do DNI, todavia tal valor cresce de maneira descomunal. O desempenho apresentado é explicado por a água estar diretamente ligada ao vapor.

Tabela 4: Vazão mássica de água (kg/s)

Radiação direta normal (W/m^2)	Vazão mássica (kg/s)	Eficiência (%)
200	0,3	73%
400	0,7	76%
600	1,0	79%
800	1,4	82%
1000	1,7	85%
1200	2,0	88%
1400	2,4	91%

Tabela 5: Vazão mássica de vapor (kg/h)

Radiação direta normal (W/m^2)	Vazão mássica (kg/s)	Eficiência (%)
200	0,3	72%
400	0,6	75%
600	0,8	77%
800	1,1	80%
1000	1,4	83%
1200	1,6	85%
1400	2,0	88%

Tabela 6: Eficiência efetiva do campo solar (%)

Radiação direta normal (W/m^2)	Vazão mássica (kg/s)	Eficiência (%)
200	0,8	77%
400	1,8	86%
600	2,1	88%
800	2,2	90%
1000	2,3	91%
1200	2,4	91,5%
1400	2,5	92%

CONCLUSÃO

Por meio da análise da modelagem do campo solar e do tubo absorvedor com geração direta de vapor é possível obter importantes dados, como a eficiência efetiva de concentração da radiação solar, para qualquer período do ano, fração efetiva de concentração de radiação que alcance o absorvedor, vazões mássicas de água na entrada e vapor na saída do campo solar. Além da eficiência para diferentes níveis de radiação solar por meio da estimativa da quantidade de energia que estará disponível no fluido no final do campo absorvedor. Com os resultados obtidos pela análise é possível concluir que as quantidades de energia são suficientes para o dimensionamento de uma turbina a vapor para o ciclo de potência, tendo assim, viabilidade de implementação na cidade de Januária-MG.

O presente trabalho buscou analisar a radiação solar sobre coletores parabólicos durante todo o ano. Constatou-se a viabilidade de implantação de uma usina heliotérmica na cidade do extremo norte mineiro. A cidade de Januária ocupa uma região de extrema exposição ao sol, com capacidade de gerar muita energia de forma limpa (Solarpaces, 2009). Todavia, no Brasil a tecnologia ainda é pouco difundida. Projetos futuros poderão colaborar com o estudo através de estudos da capacidade de armazenamento de calor, os trocadores de calor necessários para essas usinas. Uma exploração nos tipos de mancais necessários para uma turbina a vapor heliotérmica também poderá ser feita. Além de uma análise termodinâmica completa. Tudo isso possibilitará analisar o custo de implantação de uma usina deste tipo na região.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a FAPEMIG, CAPES, CNPq, a PRPPG da UNIFEI e a PRPPG UFVJM pelo apoio financeiro. Além do agradecimento ao ICT/UFVJM, FEPI de Itajubá e ao NEST/UNIFEI.

REFERÊNCIAS

- Alevo. (2015). Edison's 1882 Pearl Street Station - Alevo. Alevo.
- Balanço Energético Nacional (BEN) 2021 Ano base 2019, 2020. EPE [Empresa de Pesquisa Energética], 2021.
- Cenários Solar. (2019, abril 30). Caminhos para a energia solar no Brasil: a geração heliotérmica. Disponível em <<https://cenariosolar.editorabrasilenergia.com.br/caminhos-para-energia-solar-no-brasil-a-geracao-heliotermica/>>.
- Chemical engineering world. (2022, maio 25). Types Of Steam Turbines. Disponível em

<<https://chemicalengineeringworld.com/types-of-steam-turbines/>>.

- Da Silva, Rui Carvalho. Análise e caracterização experimental de coletores solares de concentração CPC. 2021.
- Mahachi, T. (2016). Energy yield analysis and evaluation of solar irradiance models for a utility scale solar PV plant in South Africa. Master of Engineering (Electrical and Electronics) in the Faculty of Engineering at Stellenbosch University, 1(12).
- Engineering learn. (2022, maio 25). Types Of Turbine. Disponível em <<https://engineeringlearn.com/types-of-turbine/>>.
- Incropera, Frank P. [et al.]. Fundamentos de calor e de massa. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008
- INPE – Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais. 2021.
- International Energy Agency. (2010). Technology Roadmap – Concentrating Solar Power. Paris, França.
- Júnior, A. M., Mari, A. G., Cabral, A. C., & Frigo, E. P. (2013). Vantagens e desvantagens da energia hidráulica. Acta Iguazu, 2.
- Kalogirou, S. (2009) Solar Energy Engineering: Processes and Systems. Elsevier Inc., London.
- Lodi, C., 2011. Perspectivas para a geração de energia elétrica no Brasil utilizando a tecnologia solar térmica concentrada. Rio de Janeiro, 2011.
- Moraes, Juliana Karine et al. Cálculo dos coeficientes de perda de carga, utilizando coeficiente de Reynolds e Bernoulli em um escoamento laminar para o aumento da vazão em um pasteurizador de suco. Revista Mythos, v. 14, n. 2, p. 155-167, 2020.
- Nilton Felipe (2015). Energia heliotérmica. Disponível em <<https://ongtocandoavida.wordpress.com/2015/09/22/energia-heliotermica/>>
- Oka, M., M., História da eletricidade. [S.l: s.n.], 2000.
- ONS (2023). Capacidade instalada de geração. Disponível em <http://www.ons.org.br/Paginas/resultados-da-operacao/historico-da-operacao/capacidade_instalada.aspx>
- Ovelha, Rui Miguel Rocha Val de. Projeto, Dimensionamento e Instalação de Solução Fotovoltaica numa moradia offgrid. 2017. Tese de Doutorado.
- Owens, B. (2014). The Rise of Distributed Power. In GE.

- Pereira, E. B.; Martins, F. R.; Gonçalves, A. R. Costa, R. S.; Lima, F. L.; Rüther, R.; Abreu, S. L.; Tiepolo, G. M.; Pereira, S. V.; Souza, J. G. Atlas brasileiro de energia solar. 2.ed. São José dos Campos: INPE, 2017. 80p. Disponível em: < <http://doi.org/10.34024/978851700089> >
- Powell, Kody M. et al. Hybrid concentrated solar thermal power systems: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, v. 80, p. 215-237, 2017.
- Pramanik, Santanu; Ravikrishna, R. V. A review of concentrated solar power hybrid technologies. *Applied Thermal Engineering*, v. 127, p. 602-637, 2017.
- Romero, M., Gonzalez-Aguilar, J., & Zarza, E. (2017). Concentrating solar thermal power. In *Energy Conversion*, Second Edition. <https://doi.org/10.1201/9781315374192>.
- Santana, Julie Catherine Siqueira et al. O uso e produção da energia limpa como método de preservação ambiental sustentável. *Epitaya E-books*, v. 1, n. 12, p. 99-111, 2020.
- Santos, Gabriela Rios Lemos dos. Tecnologias de conversão de energia e suas dimensões: um modelo conceptual. 2020. Tese de Doutorado.
- Santos, Pedro Augusto Barbosa et al. Modelagem do campo solar para uma usina heliotérmica com coletores cilíndrico parabólico. *Congresso Brasileiro Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia*. 2020.
- Santos, Pedro Augusto Barbosa et al. Modelagem do tubo absorvedor de uma usina heliotérmica com geração direta de vapor. *Congresso Brasileiro Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia*. 2021.
- Schussel, Z. das G. L. (2004). O desenvolvimento urbano sustentável – uma utopia possível? *Desenvolvimento e Meio Ambiente*, 9. <https://doi.org/10.5380/dma.v9i0.3081>
- TN petróleo. (2014, fev 22). Energia heliotérmica: mais uma opção entre os renováveis. Disponível em < <https://tnpetroleo.com.br/noticia/energia-heliotermica-mais-uma-opcao-entre-renovaveis/>