

Simulação Numérica de uma Usina Solar com Concentradores do Tipo Calha Parabólica Integrados a um Ciclo Combinado na Região Sul da Bolívia

Katia Medrano Ortuno, *Aluna, UNILA*, Gustavo A. Ronceros Rivas, *Professor, UNILA*

Abstract--At present time, problems such as global energy demand are increasing as a result of population and economic growth, to avoid the increase in fossil fuels, renewable sources are sought to be used and thus diversify the energy matrix, mitigating the production of CO₂, through technologies such as Concentrated Solar Power (CSP) and Integrated Solar Combined Cycle (ISCC) can be an interesting choice to address these problems

In this work, solar resources will be evaluated in the southern part of Bolivia, through a thermodynamic analysis of two different scenarios, Combined Cycle (CC) and ISCC, and for the simulation of the solar field, a production of 1MWt coupled to a Steam Solar Generation (SSG) for Parabolic Trough Collector (PTC) technology operating with Heat Fluid Transference (HFT) Therminol VP1. The results show that there was an increase in the efficiency of the CC for ISCC, which highlights the efficient use of fossil and renewable fuels, the efficiencies of the solar field were excellent, and there was a reduction in irreversibilities in the evaporator, finally there was an economy of 11.94% CO₂ for the process.

Index Terms-- Concentrated Solar Power (CSP), Integrated Solar Combined Cycle (ISCC), Parabolic Trough Collector (PTC), Heat Fluid Transference (HFT), Economy of CO₂

Resumo--No presente momento, problemas como a demanda global energética vem aumentando a raiz do crescimento populacional e econômico. Afim de evitar o aumento do consumo de fontes fósseis se procuram utilizar fontes renováveis e assim diversificar a matriz energética mitigando a produção de CO₂. Por tanto tecnologias como a Energia Solar Concentrada (CSP) e Plantas Solares Integradas de Ciclo Combinado (ISCC) podem ser uma escolha interessante para atender estas problemáticas. No presente trabalho foram avaliados os recursos solares na parte sul da Bolívia, por meio de uma análise termodinâmica de dois diferentes cenários: o Ciclo Combinado (CC) e o ISCC. Para a simulação do campo solar foi definida uma produção de 1MWt acoplada a um Gerador de Vapor Solar (SSG) com a tecnologia de cilindro calha parabólica (PTC) operando com o Fluido de Transferência de Calor (HFT) Therminol VP1. Os resultados mostraram que houve um aumento da eficiência do CC com

ISCC, o que evidencia o uso eficiente dos combustíveis fósseis e renováveis, as eficiências do campo solar foram razoáveis, e se verificou uma redução de irreversibilidades no evaporador para o layout da configuração proposta. Finalmente, cabe ressaltar que houve uma economia de CO₂ de 11.94% na configuração analisada.

Palavras chaves - Energia Solar Concentrada (CSP), Plantas Solares Integradas de Ciclo Combinado (ISCC), Cilindro Calha Parabólica (PTC), Fluido de Transferência de Calor (HFT), Economia de CO₂

NOMENCLATURA

<i>HFT</i>	Heat Fluid Transference
<i>DSG</i>	Direct System Generation
<i>ISCC</i>	Integrated Solar Combined Cycle
<i>DNI</i>	Direct Normal Irradiance
<i>CEPAL</i>	Comissão para o Desenvolvimento Econômico da América Latina
<i>PV</i>	Photovoltaics
<i>CSP</i>	Concentrated Solar Power
<i>SRC</i>	Central Receiver System
<i>PTC</i>	Parabolic Trough Collector
<i>HRSG</i>	Heat Recovery Steam Generator
<i>CC</i>	Combined Cycle
<i>SSG</i>	Steam Solar Generation
<i>TG</i>	Gas Turbine
<i>TMY</i>	Typical Meteorological Year

I. INTRODUÇÃO

Na atualidade, a demanda global de energia vem aumentando consideravelmente. Isto se deve em certa forma, ao crescimento populacional e econômico de uma determinada região ou país. O que significa que mais consumidores precisam de maiores recursos energéticos. No entanto, esse fato nos conduz a uma queima indiscriminada de combustíveis fósseis, tendo como resultado um forte impacto ambiental. Isso, nos leva a um paradoxo, de como alcançar os objetivos da economia moderna atrelados às políticas de crescimento econômico e ao mesmo tempo obter políticas de

K. Medrano. O, Universidade Federal da Integração Latino-Americana, (UNILA) Foz do Iguaçu, Paraná, Brasil (e-mail: katia.ortuno@aluno.unila.edu.br).

G. A. Ronceros. R, Universidade Federal da Integração Latino-Americana, (UNILA) Foz do Iguaçu, Paraná, Brasil (e-mail: katia.ortuno@aluno.unila.edu.br).

proteção ao meio ambiente [1-3]. Dessa forma, existe a necessidade de se adotar fontes de energia que mitiguem as emissões de gases do efeito estufa, em especial o dióxido de carbono (CO₂), que serão propagados na atmosfera agravando os índices do aquecimento global, um dos principais desafios do presente século XXI. Por outro lado, também é importante ressaltar, as estatísticas de pessoas sem acesso à energia elétrica [1].

Diante dessa situação é essencial a implementação de outras formas de energia para diversificar a matriz energética mundial, a Comissão para o Desenvolvimento Econômico da América Latina (CEPAL), indica que a fonte solar é um excepcional complemento do petróleo para a geração de energia, independentemente do preço ou da rentabilidade oferecida pelas energias renováveis e convencionais, portanto constitui-se como um recurso essencial para a diversificação [4]. Assim, a energia solar considerada como uma fonte de energia renovável, e abundante na natureza, se apresenta como uma boa opção na geração de energia e redução de emissões de carbono (CO₂). Dentro desse âmbito existem dois tipos de tecnologias para a conversão de energia solar em energia elétrica: a Solar Fotovoltaica (PV – Photovoltaics) onde a energia solar é convertida diretamente em energia elétrica e a Energia Termosolar ou Solar Concentrada (CSP – Concentrated Solar Power) [5]. O princípio de funcionamento dos CSP consiste em: coletar e concentrar a radiação do sol para transformá-lo em energia térmica, e posteriormente esta energia pode ser empregada para uma infinidade de aplicações térmicas de média e/ou altas temperaturas, tais como: a geração de energia elétrica e aproveitamento de calor [6].

Atualmente, no que diz respeito às tecnologias CSP, existem quatro tecnologias consolidadas: (a) Sistemas de torres solares SRC (Central Receiver System – Sistema Receptor Central); (b) Sistemas cilindro calha parabólica PTC (Parabolic Trough Collector – Tecnologia Calha Parabólica); (c) Sistemas de refletores lineais tipo Fresnel; e (d) Sistemas de discos parabólicos ou discos Stirling. As tecnologias termosolares, podem ser integradas a usinas termelétricas, assim como a várias fontes renováveis (solar, eólica, biomassa). Tudo isto, levaria aos sistemas integrados a serem mais competitivos que as fotovoltaicas [2][7].

Fontes de literatura especializada consideram que os requisitos básicos para a instalação de uma usina termosolar, são: o DNI (Direct Normal Irradiance - Níveis de Irradiação Solar Normal Directa) superior aos 2000 kWh/m² por ano (5,5 kWh/m²/dia); baixos níveis de umidade; e baixas concentrações de partículas atmosféricas, dentre outras. Essas características potenciais seriam encontradas no sul de Espanha, sul de Itália, norte de África, Sul da África, oriente central, sudeste de Estados Unidos da América, Austrália. Já na América do Sul, podemos citar: algumas regiões do centro oeste e sudeste do Brasil, as regiões nortes da Argentina e do Chile, e o sul do Peru e Bolívia. Conforme mencionado, geografias onde existem altas radiações solares (DNI), ideais para a construção de projetos solares, são basicamente de concentradores solares de potência [2][4][8].

Considerando o potencial de médias e altas temperaturas dos CSP, podemos enfatizar que seria uma alternativa promissora para a geração de energia elétrica, e mais ainda, por meio da hibridação das fontes convencionais com as

renováveis, devido ao aumento da produção de energia sem incrementar o consumo de combustível. Um caso específico dessa “hibridação”, poderia ser representada por meio das Plantas Solares Integradas de Ciclo Combinado (ISCCs - Integrated Solar Combined Cycle), as quais, permitem atingir maiores eficiências e custos mais baixos em comparação com plantas somente de energia solar. Este tipo de configuração pode ser uma medida provisória para a redução das emissões contaminantes, até que as investigações solares se tornem mais sólidas e eficientes. [9][10].

É importante mencionar, que os coletores solares maiormente utilizados a escala comercial em ISCCs são os Coletores do tipo Calha Parabólica (PTC). O princípio de funcionamento destes consiste em: a área de abertura do coletor solar; que concentra a radiação solar direta (DNI) e a reflete para a superfície externa do tubo receptor, aquecendo o fluido que circula por ele. Desta forma, a radiação solar é transformada em energia térmica na forma de calor sensível ou latente do fluido [6]. É importante ressaltar que o vapor gerado pode ser obtido diretamente no tubo receptor, denominado de Geração Direta de Vapor (DSG - Direct System Generation), ou por meio de um fluido de transferência de calor (HTF - Heat Fluid Transference) que transporta a energia solar térmica dos coletores para um trocador de calor onde o vapor é gerado, também conhecido como método indireto; ambos métodos diretos e indiretos, apresentam vantagens e desvantagens na implementação em um ISCC [11].

Na literatura encontram-se diversos trabalhos sobre ISCC, com integração solar na parte baixa do ciclo; onde é gerado o vapor a partir dos gases de exaustão provenientes da parte alta do CC, operando com PTC.

- Rovira et al, [12] analisaram e compararam diferentes configurações de ISCC, com as tecnologias DSG e HFT para quatro layouts propostos, os resultados revelaram que a tecnologia DSG ligada somente com o evaporador se tornou a melhor escolha devido à baixa irreversibilidade e alta eficiência no campo solar.

- Khaldi [13] realizou uma avaliação termodinâmica do desempenho da primeira usina ISCC implantada na Argélia, nas condições de operação do projeto baseada na análise energética e exergetica, os resultados mostram que os combustores e o campo solar são os sistemas menos eficientes.

- Achour et al, [14] desenvolveram um modelo termodinâmico para a avaliação de uma planta ISCC sobre o clima do sul da Argélia, onde foi investigada a intensidade da radiação solar na região e o desempenho geral da usina, a análise mostrou que a eficiência solar elétrica pode atingir 14,4% durante os períodos ensolarados, além de uma eficiência térmica global viável de 60%.

O presente estudo visa analisar o potencial do recurso solar disponível na parte sul do território boliviano, por meio de uma análise termodinâmica, com o propósito de estudar a implementação de fontes de energia que mitiguem as emissões de CO₂, e contribuam na diversificação da matriz energética do país. Assim foi proposta uma configuração de ISCC de pequeno porte, para a simulação do campo solar foi definida uma produção de energia 1MWt, usando os coletores do tipo calha parabólica (Eurotrough-150), projetados com seguimento solar e empregando a tecnologia que trabalha com geração de vapor via HFT com o óleo Therminol VP1, assim,

se avalia os benefícios de uma produção extra de energia por meio da adição de vapor solar acoplado ao evaporador, e dirigido ao super aquecedor para que este entre em contato com a turbina a vapor. Para isso foi modelado no início o Ciclo Combinado (CC - Combined Cycle), usando a Turbina a Gás TVRD1000 logo foi feita uma análise da Caldeira de Recuperação de Calor (HRSG - Heat Recovery Steam Generator) operando fora do ponto de projeto, e finalmente foi feita a integração da produção de vapor solar. Por meio dos softwares de cálculo determinasse os balanços de massa e calor em cada componente do ciclo a vapor e do ciclo a gás respectivamente, além da potência produzida e as eficiências para cada configuração. Outros parâmetros importantes desta análise são a economia das emissões de CO₂ liberadas ao ambiente, e a comparação das irreversibilidades apresentadas no modelo de referência e no ISCC para os principais componentes.

Na próxima seção serão apresentadas as principais características do Ciclo Combinado de referência considerado, a configuração da ISCC com os Coletor do tipo calha parabólica e o fluido de transferência de calor. Também, a seleção do local ótimo para a implantação de uma pequena central ISCC. A seção 3 mostra os modelos e o equacionamento empregado na simulação. E os resultados obtidos são apresentados na seção 4, o qual foi subdividido em duas seções, para o resultado do modelo de referência, e para a ISCC e suas implicações. Finalmente, na seção 5 encontram se descritas as conclusões do estudo.

II. METODOLOGIA DO ESTUDO DAS CONFIGURAÇÕES

A metodologia de estudo consiste na avaliação de um Ciclo Combinado (CC) existente, o qual posteriormente será hibridizado por meio da adição de energia em forma de calor, proporcionada a partir de um campo solar. A produção de energia térmica no campo solar foi fixada em 1MWt, a determinação deste parâmetro, foi estabelecido seguindo o critério da literatura complementar consultada sobre as plantas ISCCs que operam na atualidade [15][16], “De La Fuente J. M., Diretor do projeto ISCC Kuraymat CSP [17] estabelece que um dos parâmetros determinantes na quantidade de produção de energia solar térmica tem a ver com o sobre dimensionamento da turbina a vapor, o que faz ela trabalhar em condições fora do projeto, e isso por sua vez influi na economia do projeto. Na planta de Kuraymat instalada no Egito, nota-se que a turbina de vapor está sobre dimensionada para trabalhar a distintas cargas de vazão de vapor, estabelecendo duas configurações denominadas como: o modo dia; quando o bloco solar está funcionando e o modo noite; quando o bloco solar deixa de funcionar. No presente trabalho serão consideradas 11 horas de funcionamento do modo dia.

Em seguida será apresentado como a análise do trabalho foi realizada, as simulações neste estudo foram desenvolvidas usando três softwares computacionais, isto é: TRNSYS [18], PVGIS [19] e EES [20]. Para a simulação da Central do ciclo combinado foi utilizado o software EES, empregando a primeira lei da termodinâmica; a análise energética da configuração foi feita a partir das equações de balanço de massa, energia e entropia, dos ciclos Brayton e Rankine, os quais foram desenvolvidos individualmente, posteriormente a

seleção final da localização geográfica foi obtida mediante o PVGIS, tendo como principal critério a seleção do maior DNI nessa região, além da extração do arquivo TMY das coordenadas do local. Este arquivo foi introduzido ao TRNSYS para a simulação da planta solar PTC com HFT, onde foi feita a estimativa do DNI na região para cada mês, e o controle da temperatura no campo solar.

Posteriormente com os dados extraídos do TRNSYS serão avaliados no EES as informações do campo solar, assim como o comportamento do ISCC, e por meio da Segunda Lei da Termodinâmica, no ESS será quantificada a exergia destruída também chamada como irreversibilidades para os principais componentes. Finalmente serão calculados os índices de CO₂ produzido e salvo no processo.

A Fig. 1 apresenta o fluxograma com a metodologia proposta para este trabalho, detalhada no parágrafo acima.

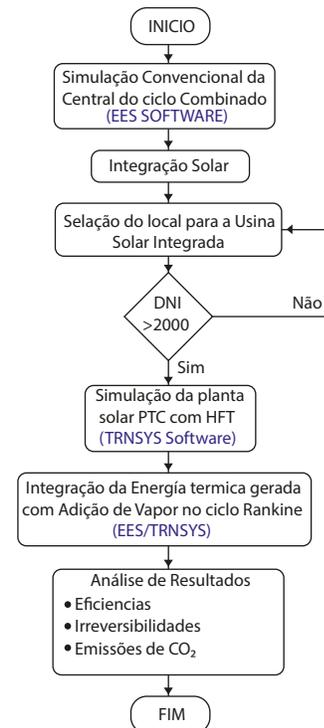


Fig. 1. Fluxograma da metodologia proposta.

A. Ciclo Combinado de Referência

A configuração do ciclo combinado (Brayton e Rankine), conforme mostrado na fig.2, foi baseado a partir do relatório da TVRD 1000, a qual é uma prototipagem de uma turbina a gás desenvolvida no Brasil. O relatório foi utilizado como referência pelo fato de ter dados disponíveis para efeitos de comparação e dimensionamento do sistema proposto. O equacionamento utilizado para a resolução do ciclo combinado foi baseado no ÇENGEL et al. [21] empregando conceitos de termodinâmica e transferência de calor aplicados ao sistema de potência. Conforme mencionado, o software Engineering Equation Solver (EES) foi utilizado para a resolução dos ciclos.

No ciclo de referência, os gases quentes provenientes da exaustão da Turbina a Gás (TG - Gas Turbine) ingressam na caldeira de recuperação (HRSG - Heat Recovery Steam Generation) para o funcionamento do ciclo a vapor. Assim,

foram definidos alguns valores como a temperatura de aproximação, e o Pinch Point do sistema.

A turbina a gás TVRD1000 de acordo com o relatório SE100001 disponibilizado, produz cerca de 1,008 MW, o fluxo de massa dos gases de exaustão provenientes da turbina a gás é de 7.7 kg/s e são direcionados para a cadeia de recuperação com uma temperatura de 731 K, o fluxo de massa do combustível é de 0.0978 kg/s o combustível empregado é o gás natural, e a eficiência da TG é de 21.47%.

Finalmente, cabe mencionar que o mesmo layout da Fig. 2 é um esquema gráfico do Ciclo Combinado, o qual será tratado como ciclo de referência para o acoplamento ou integração do sistema final proposto.

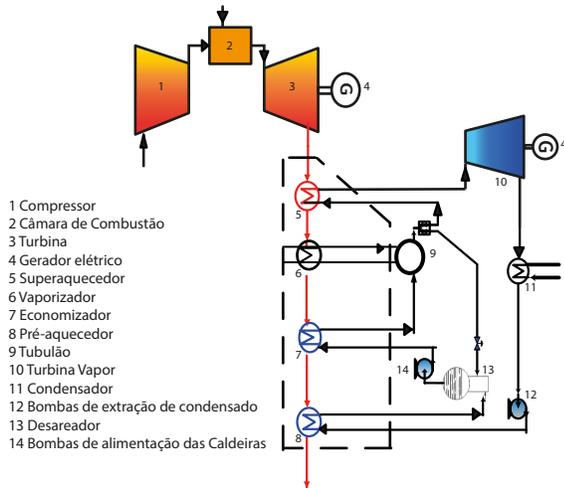


Fig. 2. Ciclo Combinado de Referência

B. Localização Escolhida

As fontes especializadas e relatórios da CEPAL, citam as regiões da Latino América com maior potencial do recurso solar de DNI, isto é: centro oeste e sudeste do Brasil, a parte norte da Argentina e do Chile, e o sul do Peru e da Bolívia, como foi mencionado na Seção I.

A região escolhida para nosso estudo foi o departamento de Potosí localizado no sul da Bolívia, devido ao panorama atual que atravessa o país, este possui uma basta reserva de gás natural em relação ao consumo interno local, e no ano de 2020 as diretrizes das suas políticas energéticas não previam uma transição energética imediata [22], sem embargo na atualidade segundo as projeções do Plano de Desenvolvimento Econômico Social (PDES) 2021-2025, este tem como objetivo a geração de excedentes econômicos por meio do aproveitamento do potencial hidroelétrico, eólico, geotérmico, solar, e biomassa [23]. Conforme foi abordado na Seção I, as tecnologias termosolares, não somente podem ser integradas a usinas termelétricas, elas também podem ser acopladas a várias fontes renováveis o qual podem torna-las uma opção rentável, não somente para a diversificação da matriz energética, assim como para a geração de excedentes econômicos.

Seguindo o fluxograma da metodologia da Fig. 1, os dados do local foram extraídos no formato TMY – Typical Meteorological Year, empregando o PVGIS, este formato de

dados não representa as observações de nenhum ano em específico, mas é sintetizado a raiz das informações de observações de muitos anos para representar um ano típico, o qual nos permite contemplar um longo período de dados para conhecer como funciona o clima da região, neste caso as informações do arquivo gerado foram introduzidos no TRNSYS para sua execução.

A Fig. 3 Mostra o mapa da Radiação Normal Direta da Bolívia, onde o triângulo preto indica o lugar selecionado com uma latitude de -21,419 e longitude de -66,889.

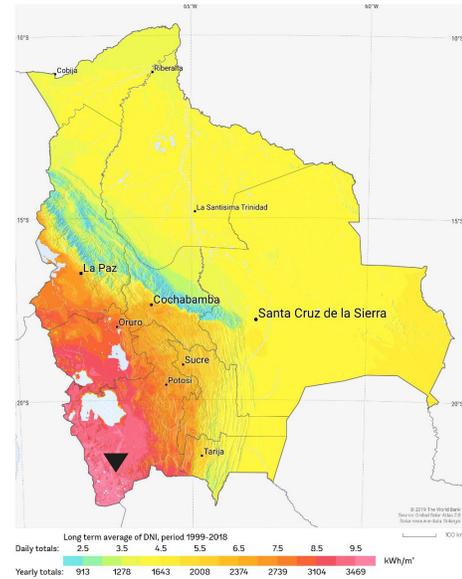


Fig. 3. Mapa de Irradiação Normal Direta – Bolívia [35]

C. Configurações ISCC com HFT

A partir da Fig. 2, acrescenta-se a configuração da planta híbrida termosolar operando com HFT, que inclui um Gerador de Vapor Solar (SSG – Steam Solar Generation), tal como mostra a Fig. 4. No qual o óleo ou Fluido de Transferência de Calor (HFT), é aquecido no arranjo de PTCs ou campo solar, transferindo sua energia térmica para o vapor proveniente do Evaporador.

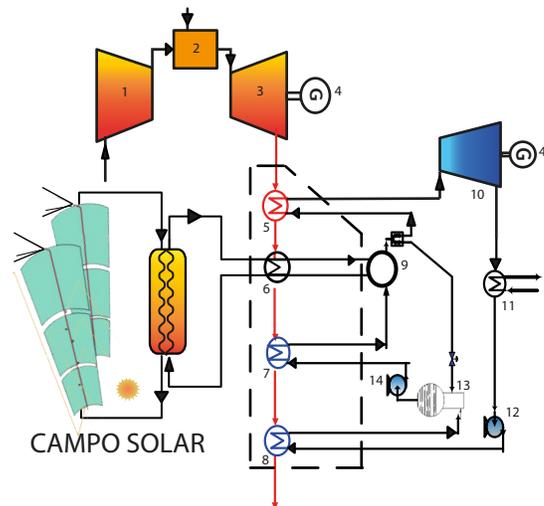


Fig. 4. Configuração da ISCC com a tecnologia HTF

Esta configuração ou layout final foi selecionada de modo que permite a diminuição da principal fonte de irreversibilidades da HRSG, as quais ocorrem no evaporador [12] e o tipo de óleo selecionado para esta análise, conforme mencionado, foi o Therminol VP1. O qual tem um limite máximo de operação de 400 °C. Para esta análise foi necessário fazer um estudo da HRSG operando em um ponto fora do projeto devido a adição de calor do campo solar PTCs, o procedimento será especificado na seguinte seção.

III. DETERMINAÇÃO DA PERFORMANCE

A. Ciclo Combinado

A simulação dos ciclos em condição nominal e realizada por meio dos balanços de massa e energia aplicados a todos os componentes do CC, os resultados obtidos são os estados termodinâmicos do vapor e do gás, em cada ponto do ciclo, assim como os fluxos de massa de vapor, e a eficiência do ciclo combinado.

Para isso foi feita uma modelagem computacional empregando o software EES, o qual é um programa geral de resolução de equações, que podem ser: algébricas, lineares e não-lineares, diferenciais ou complexas. Para os componentes do ciclo a gás, Ciclo Brayton, o fluido de trabalho passa por quatro processos internos. Todo o equacionamento apresentado foi retirado do [21].

Compressão (1 → 2)

O primeiro estágio do ciclo é a compressão do ar sendo o balanço energético dado por (1).

$$W_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (1)$$

Onde h_2 é calculado a partir da eficiência isentrópica do compressor (2).

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (2)$$

Fornecimento de Calor (2 → 3)

O processo de combustão é modelado mediante a adição de calor fornecido ao ciclo a pressão constante. O calor fornecido é obtido por meio da queima de gás natural que ingressa na turbina a gás. O calor adicionado pode ser calculado por (3).

$$\dot{Q}_{HB} = \dot{m}_{comb} + PCI_{GNV} \quad (3)$$

Onde PCI é o poder calorífico inferior do gás natural

Expansão (3 → 4 → 5)

O processo de expansão ocorre para o acionamento do compressor, o trabalho é produzido pela Turbina a Gás e calculado por (4).

$$w_{TG} = h_3 - h_4 \quad (4)$$

E o trabalho útil é dado por (5).

$$W_{TG} = \dot{m}_{AR} * (h_3 - h_4) \quad (5)$$

Rejeição de Calor (5 → 1)

O processo de exaustão é substituído por um processo de rejeição de calor na saída da caldeira de recuperação. Então a eficiência térmica do ciclo torna-se (6).

$$\eta_t = \frac{W_{TG}}{Q_{HB}} \quad (6)$$

Para os componentes do ciclo a vapor, o qual tem a finalidade de aproveitar o potencial energético rejeitado pelo Ciclo Brayton, foi modelado um ciclo Rankine com as seguintes considerações; opera em regime permanente, a energia cinética e a energia potencial são desprezíveis, o calor específico é constante, e os processos são adiabáticos em todos os equipamentos, exceto nos trocadores de calor e o condensador.

Para a Caldeira de Recuperação, foram definidos os seguintes parâmetros: Tpp (Pinch Point), Tas (Approach do Superaquecedor), Tec (Temperatura do Economizador). Mostrados na tabela I.

Para o ciclo a vapor o equacionamento empregado foi resumido em base as eficiências isentrópicas dos componentes, segundo [21].

Para a turbina a vapor (7).

$$\eta_T = \frac{h_{15} - h_{16}}{h_{15} - h_{16s}} \quad (7)$$

Para as bombas (8).

$$\eta_B = \frac{h_{10s} - h_9}{h_{10} - h_9} \quad (8)$$

O trabalho na turbina a vapor (9).

$$W_{ST} = \dot{m}_v * (h_{15} - h_{16}) \quad (9)$$

A potência do ciclo combinado (10).

$$P_{CC} = W_{TG} + W_{ST} \quad (10)$$

E por último a eficiência neta do Ciclo combinado é definida segundo (11).

$$\eta_{ST} = \frac{P_{CC}}{\dot{m}_{comb} * PCI} \quad (11)$$

A tabela I mostra os parâmetros técnicos considerados para a simulação do Ciclo combinado

TABELA I
Dados Técnicos do Ciclo Combinado

Símbolo	Parâmetro	Valor	SI
T_a	Temperatura Ambiente	293,15	K
P_{atm}	Pressão Atmosférica	1,013	bar
m_g	Vazão mássica dos gases de escape	7,7	kg/s
m_{comb}	Vazão mássica do combustível	0,0978	kg/s
η_C	Eficiência da Turbina a Gás	21,47	%
PCI	Poder Calorífero Inferior	48	MJ/kg
η_C	Eficiência isentrópica do Compressor	80	%
η_{ST}	Eficiência isentrópica Turbina Vapor	70	%
η_{Cal}	Eficiência isentrópica Caldeira	98	%
η_G	Eficiência isentrópica do Gerador	96	%
η_{Com}	Eficiência da câmara de combustão	98	%
η_B	Eficiência das Bombas	75	%
P	Pressão da Turbina a Vapor	45	bar
P_P	Picnh Point	12	K
P_A	Approach do Super Aquecedor	25	K
P_E	Approach do Economizador	16	K

B. Campo Solar e Rastreamento Solar

Para a extração de alguns parâmetros do campo solar foi empregado o Software TRNSYS 18, o qual é um software flexível baseado em gráficos usados para a simulação de sistemas transientes, desenvolvido na Universidade de Wisconsin [24]. A Fig. 5 mostra os componentes do sistema também denominados como Type, os quais têm como função principal; tomar certas informações de entrada e calcular certas informações de saída, segundo a configuração do componente registradas na biblioteca do programa.

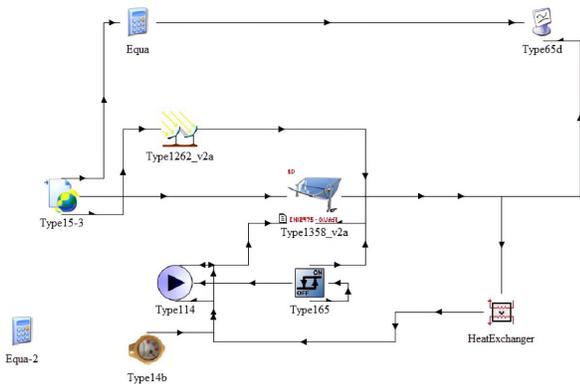


Fig. 5. Modelo do TRNSYS para os campos solar com HFT

O campo solar está constituído por um número exato de coletores parabólicos orientados de Norte – Sul para melhorar a captação de energia solar, como mostra a Fig. 5, o Type 1262 do TRNSYS, é a estrutura do seguimento solar, e foi baseado na [25], o Type 1358v2a é o Coletor de Calha Parabólica, os parâmetros empregados na simulação foram realizados para o coletor EuroTrough 150, descrito na tabela III, este coletor é amplamente utilizado nas plantas CSP de Almeria na Espanha [26], O Type 15-3 é o encarregado de

processar as informações referentes ao clima no ponto do projeto, por sua parte o Type 14b é empregado como um controlador do tempo de funcionamento do campo, ele regula o fluxo de entrada ao campo solar e o tempo em que o campo funciona foi condicionado a 11h, por outro lado o Type 165 é um controlador de temperatura para o óleo de trabalho que neste caso é o Therminol VP1 o qual possui um limite de temperatura máxima de 400 °C segundo suas propriedades químicas [27], o Type 114 é a bomba, o Heat Exchange, é o trocador de calor SSG, o Type 65d é o que faz o plotamento dos resultados e por último estão os dados introduzidos no programa por meio do Equa, onde pode se escrever as equações e os parâmetros que serão utilizados, por exemplo um deles foi empregado para a conversão de unidades de medida para o DNI do local.

A Tabela II mostra os dados climáticos para o ponto nominal de projeto do campo.

TABELA II
Dados Climáticos no ponto do projeto

Símbolo	Parâmetro	Valor	SI
	Latitude	-21,419	°
B	Longitude	-66,889	°
T_a	Temperatura Ambiente	17	C
DNI	Irradiância Normal Direta	900	W/m ²
θ	Ângulo de inclinação	40	°

A simulação do campo solar foi obtida por meio do equacionamento descrito neste espaço, a determinação da superfície do campo, e energia útil obtida pelo coletor para o fluido de trabalho VP-1 estão descritos no equacionamento, a seguir baseados no [28]. A estimativa dos parâmetros foi realizada mediante o EES.

$$Q_u = Q_{abs} - Q_{loss} \quad (12)$$

Onde segundo [28].

$$Q_{abs} = \eta_0(\theta)AcDNI \quad (13)$$

As perdas de calor do coletor (14) consideradas são a soma das perdas do receptor e a tubulação do PTC.

$$Q_{loss} = Q_{loss,rec} + Q_{loss,pip} \quad (14)$$

A perda no receptor para o coletor solar Eurotrough 150, é descrita por [26] no (15).

$$Q_{loss,rec} = 1,54 \cdot 10^{-3} \Delta T^2 + 2,021 \cdot 10^{-1} \Delta T - 24,899 + [3,6 \cdot 10^{-4} \Delta T^2 + 2,029 \cdot 10^{-1} \Delta T + 24,899 (DNI/900) \cos(\theta)] \quad (15)$$

Para a tubulação dada por (16), [26].

$$Q_{loss,pip} = 1,693 \cdot 10^{-2} \Delta T + 1,683 \cdot 10^{-4} \Delta T^2 + 1,683 \cdot 10^{-4} \Delta T^3 \quad (16)$$

Onde a diferença das temperaturas é dada pela média das temperaturas inicial e final do campo menos a temperatura ambiente. (17)

$$\Delta T = \frac{T_{f_0} + T_{f_i}}{2} - T_a \quad (17)$$

A eficiência ótica é dada [26].

$$\eta_0(\theta) = \eta_{nominal} K(\theta) f_{rows} f_{shadow} f_{endLoss} f_{clean} \quad (18)$$

onde $\eta_{nominal}$, é a eficiência ótica, e $K(\theta)$ a incidência do ângulo modificador [26]

$$K(\theta) = \cos(\theta) - 2,859621 \cdot 10^{-05} \theta^2 - 5,25097 \cdot 10^{-04} \theta \quad (19)$$

$$\eta_{nominal} = \rho_{col} \gamma_{col} \tau_{cov} \alpha_{abs} \quad (20)$$

Onde ρ_{col} é a refletância do espelho, γ_{col} o fator de interceptação τ_{cov} é a transmisividade da cobertura transparente e finalmente α_{abs} a absorvidade do tubo receptor [26].

O fator de sombreamento causado pelo rastreamento dos coletores em relação ao sol, é definido como (21), segundo [29].

$$f_{rowsShadow} = \frac{L_{spacing} \cos(\theta_z)}{W \cos(\theta)} \quad (21)$$

E as perdas geométricas do coletor são dadas pelo (22) na [29],

$$f_{endLoss} = 1 - \frac{f_{PTC} \tan(\theta)}{L_{PTC}} \quad (22)$$

Por último o f_{clean} é o fator de limpeza considerado como 1 para uma superfície limpa.

O ganho total de energia pelo HFT no Campo solar é dado pela (23), onde N_L é o número de coletores em cada fila e C_L é o número de filas no campo.

$$Q_{PTC_{solarfield}} = N_L C_L Q_u \quad (23)$$

A vazão mássica total do HFT pode ser calculada com (24) o Q requerido pelo campo solar será de 1 MWt

$$\dot{m}_{HTF} = \frac{Q_{PTC_{solarfield}}}{C_{pHTF} (T_{f_0} + T_{f_i})} \quad (24)$$

Para o Therminol VP-1 o calor específico pode ser determinado pela seguinte função polinomial (25)

$$C_{pHTF} = 2,414 \cdot 10^{-3} T_f - 5,9591 \cdot 10^{-6} T_f^2 - 2,9879 \cdot 10^{-8} T_f^3 + 4,417210 \cdot 10^{-11} T_f^4 + 1,498 \quad (25)$$

E por último temos a eficiência térmica do campo solar, o

qual é razão da energia útil líquida obtida pelo campo solar, e a energia total obtida pelos espelhos do campo, a qual é definida através da equação (26).

$$\eta_{PTC_{solarfield}} = \frac{Q_{PTC_{solarfield}}}{C_L N_L A_C DNI} \quad (26)$$

TABELA III
Parâmetros Óticos e Geométricos do Coletor ET-150

Símbolo	Parâmetro	Valor	SI
γ_{col}	Fator de interceptação	0,92	-
ρ_{col}	Refletividade do Espelho	0,92	-
τ_{cov}	Transmissividade do vidro	0,945	-
α_{abs}	Absortividade Solar	0,75	-
$\eta_0(\theta)$	Eficiência ótica máxima	0,80	-
A_p	Apertura	5,76	m
f_d	Distancia Focal	1,71	m
L	Longitude de um modulo	12	m
L_{col}	Longitude de um coletor	150	m
A	Area de espelho por coletor	817	m ²
W_{col}	Peso	29	kg/m ²
D	Diâmetro do receptor	0,07	m

C. ISCC com HFT

Para avaliar a planta ISCC, e necessário analisar alguns equipamentos como a HRSG, Na seção anterior especificamente na simulação do ciclo combinado foi projetada a HRGS em ponto de projeto considerando os pontos de estrangulamento ótimos para seu funcionamento, Para a operação do ISCC, existe uma adição de calor extra por meio do campo solar para isso tem que ser feita uma análise do ponto de fora do projeto, da HRSG a qual influi na determinação do desempenho do ciclo Rankine, e na quantidade de fluxo de massa de vapor gerado durante o funcionamento do campo solar, a análise é feita empregando o fator UA, o qual é o coeficiente global de transferência de calor U vezes a área de troca de calor [29].

O fator $(UA)_d$, é aquele que está no ponto de projeto para o CC funcionando sem a adição de vapor, como mostra a (27).

$$(UA)_d = \left(\frac{Q}{LMTD} \right)_d \quad (27)$$

O fator de correção para o ponto fora do projeto, avalia a nova vazão mássica do vapor mediante (28) extraída e modificada da [26][30], esta análise será feita para os três principais componentes da HRGS.

$$UA = (UA)_d \left(\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{sd}} \right)^{0.15} \quad (28)$$

Para o Superaquecedor, se assume uma Temperatura de vapor na saída da HRGS calculando a entalpia para esse novo valor $h(T)$, e posteriormente é calculado o valor de Q_a e Q_t como sendo $Q_a = m_s(h_s - h_e)$ e $Q_t = (UA)LMTD$, o novo valor assumido tem que satisfazer a seguinte condição da (29).

Onde o valor $Q_t = Q_1$

$$UA = (UA)_d \left(\frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_{sd}} \right)^{0.15} \quad \text{onde} \quad \frac{Q_a - Q_t}{Q_a} < 10^{-4} \quad (29)$$

Logo para o Evaporador ao não se considerar a vazão mássica modificada tem se que; $Q = Q_d$ no ponto de desenho no CC, e $Q_2 = Q + Q_{\text{ptc_solarfield}}$.

Por último para o Economizador foi realizada a seguinte análise onde foi assumido um novo valor para a Temperatura de saída do economizador, calculando a entalpia para esse valor $h(T)$, e posteriormente é calculado o valor de $Q_t = (UA) * LMTD$ em base a (27), onde $Q_t = Q_3$. E tem que se cumprir a última condição para o novo valor da vazão mássica como mostra (30), [28]

$$\dot{m}_{s,c} = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{(h_s - h_e)} \quad \text{donde} \quad \frac{m_{s,c} - m_s}{m_{s,c}} < 10^{-4} \quad (30)$$

A produção total da usina convertida em energia elétrica para a configuração ISCC, é dada por (31)

$$P_{ISCC} = W_{TG} + W_{ST,ISCC} \quad (31)$$

Finalmente a eficiência térmica para a ISCC é calculada por meio (32), [23]

$$\eta = \frac{P_{ISCC}}{m_f H_c + Q_{PTC, \text{solarfield}}} \quad (32)$$

- Análise da Destruição da Exergia

Para a quantificação da destruição da exergia também chamada de irreversibilidades nos componentes, será empregado o volume de controle no seguinte equacionamento proposto pela referência [31], e descrito na equação (33).

$$I_{cv} = (\sum \dot{m}_i \psi_i - \sum \dot{m}_o \psi_o) + \sum \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} \quad (33)$$

Para a determinação do cálculo exergético de todos os equipamentos, devem ser calculados todos os fluxos de exergia, para os fluidos monofásicos, como o fluxo de água e vapor, como mostra a equação (34) descrita na referência [32].

$$\psi = (h - h_o) - T_o(s - s_o) \quad (34)$$

Para a exergia transferida por calor [31]

$$\psi_Q = Q \left(1 - \frac{T_o}{T} \right) \quad (35)$$

A determinação da irreversibilidade do coletor solar, é calculada por meio da (36), [23], onde as propriedades do HFT para distintas temperaturas foram extraídas na referência [27].

$$I = E_{irrad} - m(h_s - h_e) - T_o(s_s - s_e) \quad (36)$$

Para a variação de entropia com o HFT [33]

$$\Delta S_{HFT} = m_{HFT} C_{HFT} \ln \left(\frac{T_{HFT}}{T_i} \right) \quad (37)$$

E a exergia solar [13] é determinada por meio da equação (38)

$$E_{irrad} = DNI A_c \left[1 - \frac{4}{3} \frac{T_o}{T_{sun}} (1 - 0.28 \ln(f)) \right] \quad (38)$$

A equação (38), leva em consideração a luz natural e o fator de diluição f é $(1,3 \times 10^{-5})$, a temperatura de radiação do sol é aquela associada a radiação de um corpo negro considerando somente a radiação direta por tanto equivale a (5777 K).

- Estimativa das emissões de CO₂

Um dos parâmetros relevantes a se considerar neste estudo é a estimativa das emissões de gases do efeito estufa, em específico do CO₂ o cálculo foi realizado segundo [34], o qual faz uma análise das emissões do CO₂ pela queima do gás natural para o CC e a economia de CO₂ mediante a implementação do campo solar com PTC.

Para isso determinou-se o calor Q_{comb} na equação (39) produzido pelo gás natural consumido na câmara de combustão, o PCI, a eficiência da câmara de combustão, e a vazão mássica do combustível estão descritos na Tabela I, nos dados técnicos do CC.

$$Q_{\text{comb}} = m_{\text{comb}} * PCI * \eta_{\text{comb}} \quad (39)$$

Onde as emissões de CO₂ considerando o ciclo de referência proposto são determinadas empregando o fator E_f , o qual é o fator gerado pela queima de gás natural, o valor considerado foi de 2,02 kg/kWh, [35], descrita na equação (40).

$$CO_{2\text{emissões}} = E_f * \frac{Q_{\text{comb}}}{\eta_{\text{comb}}} \quad (40)$$

Em seguida as emissões de economia do CO₂ determinado pela equação (41), foi realizado considerando a contribuição de energia solar no ISCC.

$$CO_{2\text{economia}} = E_f * \frac{Q_{\text{solar}}}{\eta_{\text{comb}}} \quad (41)$$

Onde o Q_{solar} considerado será a contribuição de energia neta adicional produzida na turbina de vapor da configuração ISCC.

IV. RESULTADOS

Os resultados obtidos serão apresentados em duas secções, para o ciclo combinado de referência e para a ISCC.

A. Ciclo Combinado

Para o ciclo combinado os resultados obtidos podem ser observados nas tabelas apresentadas nesta secção, onde a Tabela IV mostra os estados termodinâmicos em cada ponto para o ciclo Rankine simples gerados pelo EES e a Fig. 6 mostra o gráfico T-s do ciclo analisado.

TABELA IV
Resultados Obtidos para cada ponto do ciclo Rankine

Estado	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
0	293,2	101,3	293,5	5,679
1	731	104,1	747	6,611
2	691	104	703,9	6,551
3	542,6	103,5	547,4	6,297
4	493	103,2	496,1	6,199
5	464,9	102,7	467,3	6,14
6	319,2	250	193	0,6521
7	395,5	214,2	514	1,554
8	438,2	247	2797	7,25
9	400,2	247	533,7	1,603
10	400,8	4241	539	1,606
11	527	4241	1104	2,829
12	532	4500	2804	6,031
13	532	4500	2804	6,031
14	532	4500	2804	6,031
15	706	4500	3284	6,821
16	318,2	9,595	2494	7,885
17	293,2		83,93	0,2962
18	303,2		125,8	0,4365
19	318,1	9,595	188,4	0,6386

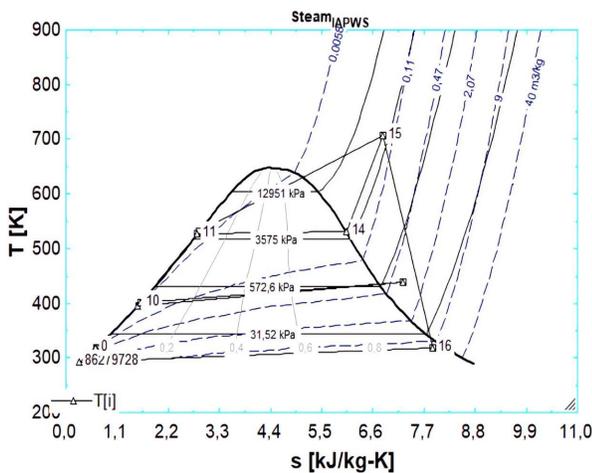


Fig. 6 Diagrama de T – s do Ciclo Rankine

Por sua parte a Tabela V contém os estados termodinâmicos para cada ponto do ciclo Brayton, e a Fig. 7 mostra o gráfico T-s, ambos resultados foram gerados pelo EES.

TABELA V
Resultados Obtidos para cada ponto ciclo Brayton

Estado	T (K)	P (kPa)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg K)
0	293,2	101,3	293,5	5,679
1	300	101	300,4	5,705
2	598,6	800	605,8	5,813
3	1147	800	1215	6,532
4	731	100	779	6,666

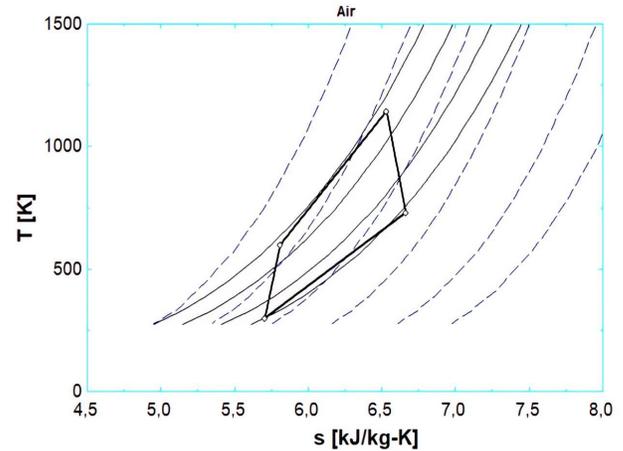


Fig. 7 Diagrama de T – s do Ciclo Brayton

Os valores das Potências e Eficiências assim como o valor para o CC obtido estão descritos na tabela VI a seguir.

TABELA VI
Validação dos Resultados Obtidos do Ciclo Combinado

Parâmetros	Referência	Atual	Desvio (%)
Potência da TG (kW)	1008	1009	0,099
Potência da TV (kW)	586,6	550,6	6,54
Potência do CC (kW)	1594,6	1559,6	2,24
Eficiência do CC (%)	33,98	32,16	5,35
Vazão mássica do vapor (kg/s)	0,751	0,703	7,25
Temperatura do gás HRSG (K)	464,6	464,8	0,043
Título na saída do vapor	96,38	96,30	0,083

Os resultados obtidos para o CC foram similares, como mostra a Tabela VI, sem embargo nota-se que a eficiência da TG é baixa, ao compará-la com turbinas de grande porte que segundo a literatura possuem uma eficiência média de 40% a 50%, consequentemente a eficiência do CC também é baixa, sem embargo, atualmente encontrasse no mercado a turbina Solar Saturn da empresa Solar Turbines [36], com uma potência de 1,2MW onde a sua eficiência varia de 21% a 24%, cabe ressaltar que estes equipamentos não são muito eficientes devido à alta temperatura de exaustão. Por isso recomendasse realizar algum tipo de recuperação de calor de exaustão, para assim tirar o máximo proveito das maquinas.

B. ISCC

A Fig. 8 mostra o gráfico das temperaturas do campo solar e o DNI simulado no Software TRNSYS no período de um ano, para o local escolhido os resultados do DNI, foram verificados com o site do Atlas Solar [37], para as mesmas coordenadas geográficas, mostra também as temperaturas alcançadas pelo campo solar operando com HFT. Como o limite de temperatura máxima do Therminol VP1 é de 400 °C verificado na referência [38]. foi estabelecido o controle de temperatura a 398 °C. na Fig. 9.

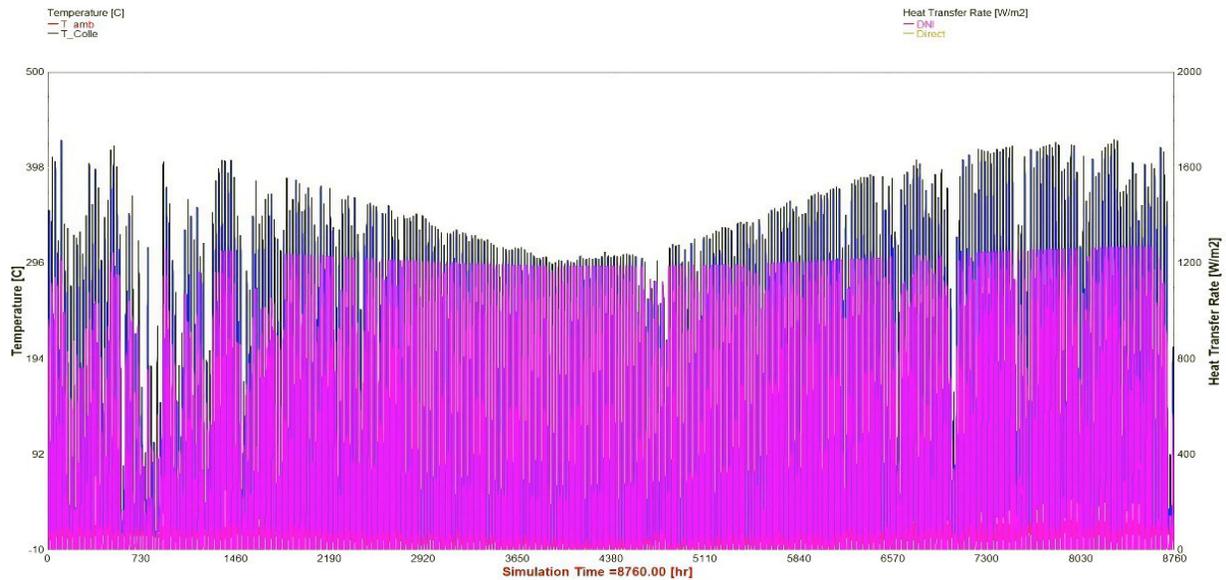


Fig. 8. Resultados Obtidos do DNI e as Temperatura do Campo Solar

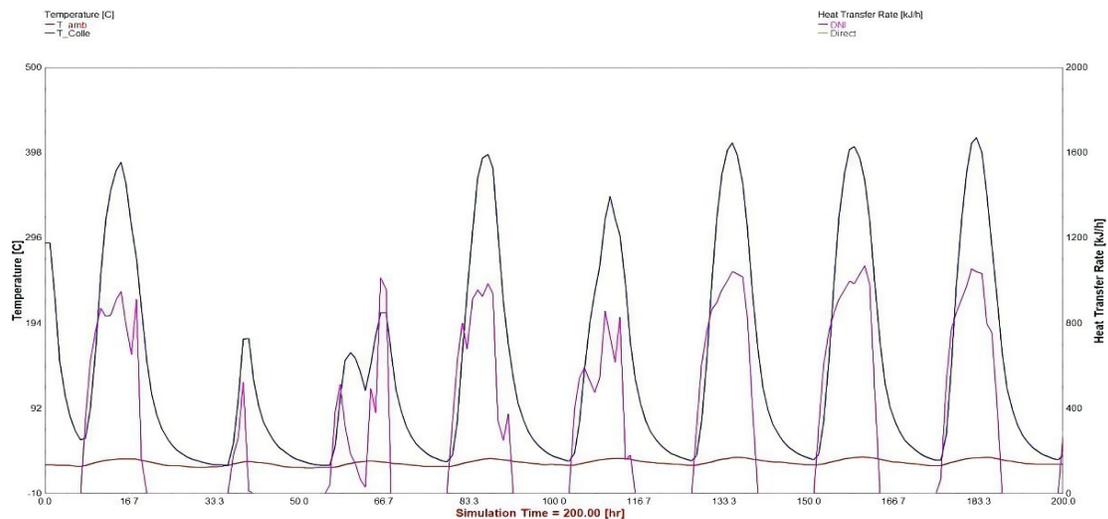


Fig. 9. Resultados Obtidos controle de Temperatura do Campo Solar

Na Fig. 8 pode ser observado que o recurso solar é quase uniformemente constante ao longo do ano, por sua parte as temperaturas do campo oscilam, segundo a variação da temperatura ambiente ao longo do ano, a temperatura ambiente do local atingem valores negativos nos meses de junho, julho e agosto devido a temporada de inverno.

Na tabela VII estão listados os valores obtidos para o campo solar no ponto de projeto proposto, com a produção de 1 MWt de energia estabelecida, para isso será necessário a implementação de um loop de coletores, cada coletor está composto por 12 módulos de PTCs, conectados adequadamente em série, o loop está composto por duas fileiras de coletores, e cada fileira possui dois coletores PTC, a tomada de decisão foi feita em base a referência [12].

TABELA VII
Resultados Obtidos do Campo Solar

Parâmetros	Valor	SI
Potência útil	304,5	kW
Area do coletor	862,5	m ²
Eficiência ótica	0,98	-
Eficiência nominal	0,75	-
Vazão mássica do HFT	7,75	kg/s
Cp do HFT	1,29	kJ/Kg K
Perdas térmicas na tubulação	0,945	-
Perdas térmicas no receptor	0,81	-
Perdas por rastreamento	0,80	-
Area total do campo solar	3449,6	m ²
Número de filas	2	-
Número de coletores	2	-
Número de loops	1	-
Eficiência do campo solar	32,21	%

Os valores das Potências e Eficiências obtidas do ISCC para a configuração proposta, constam na Tabela VIII, onde a potência neta foi calculada em base a potência do CC.

TABELA VIII
Resultados Obtidos para o ISCC

Parâmetros	Valor	SI
Potência da TV no ISCC	1100	kW
Potência do ISCC	2108	kW
Vazão mássica do vapor	1,428	kg/s
Potência do campo neta	549,4	kW
Eficiência do ISCC	38,02	%
Eficiência neta do campo	17,18	%
Eficiência do campo solar projetada	32,21	%

A validação dos resultados obtidos foi feita por meio das eficiências, e das perdas calculadas pela modelagem realizada, fazendo uma comparação com dados de plantas CSP em operação com PTC que empregam o HFT, Therminol VP1 para o Coletor E-T150, os dados das plantas termosolares foram extraídos do [38]. A Tabela IX mostra os resultados comparados.

TABELA IX
Validação dos Resultados Obtidos por meio das eficiências obtidas para o ISCC com PTC

Parâmetros	SEGS VI	Atual	Desvio (%)
Eficiência do Campo (%)	35	35,2	0,56
Eficiência neta do Campo (%)	17,0	17,18	1,06
Perdas térmicas na tubulação	0,967	0,945	2,27
Perdas térmicas no receptor	0,795	0,81	1,85

- Análise comparativa da Destruição da Exergia

Os resultados obtidos da quantificação das irreversibilidades nos principais componentes, estão retratados na Fig. 10, o qual é um gráfico comparativo para os dois sistemas.

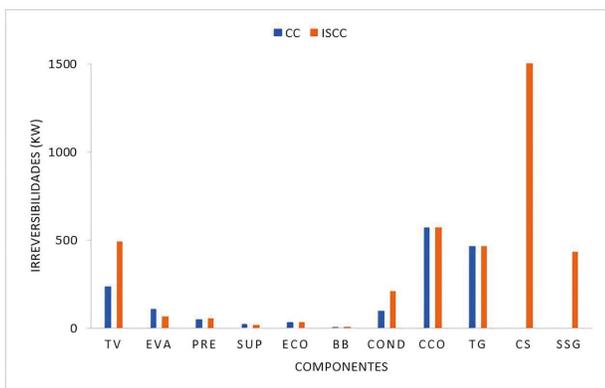


Fig. 10 Irreversibilidades nos principais componentes

Pode-se observar que a destruição exergética do sistema ISCC com PTC, na parte alta do ciclo para a Câmara de Combustão (CCO), e Turbina a Gás (TG) permanece constante, já que não há nenhuma alteração nesse ciclo, e na parte baixa do sistema ISCC com PTC têm uma destruição exergética ligeiramente maior do que as do sistema de referência CC, principalmente devido ao aumento da vazão mássica.

Note-se também que dentro da HRSG o equipamento que apresenta maiores irreversibilidades foi o evaporador no CC como foi sugerido na literatura, isto ocorre devido a que dentro deste equipamento se produz uma transformação da água líquida em vapor, o que ocasiona o aumento do gradiente de temperatura, a alta diferença de temperatura contribui para maiores perdas por convecção atrito e outras formas de irreversibilidades. Na Fig. 10 Observa-se uma diminuição de irreversibilidades no evaporador em relação ao ISCC, devido a uma ligeira diminuição da vazão mássica, que foi encaminhada ao acoplamento solar.

O campo solar CS e o SSG apresentam níveis de irreversibilidades maiores devido às perdas para o meio ambiente como sugere o [13].

- Estimativa das emissões de CO₂

A Tabela X mostra os valores das emissões de gases do efeito estufa, CO₂ pela queima do gás natural para o CC e a economia de CO₂ mediante a implementação do campo solar com PTC, os resultados mostram que houve uma economia de aproximadamente 11,94%, das emissões de CO₂ avaliando a premissa da potência neta total da planta ISCC, já que para aumentar a produção de energia no CC é necessário um aumento de produção na parte alta do ciclo, isto implica um acréscimo na vazão mássica do combustível e consequentemente maior emissão de gases ao ambiente.

TABELA X
Dados obtidos das Emissões de CO₂

Parâmetros	ton/year CO ₂
CO ₂ emissões	83061,27
CO ₂ economia	9920,17

V. CONCLUSÕES

O propósito do presente estudo foi a avaliação dos recursos solares disponíveis na parte sul do território boliviano tendo como principal foco a redução de CO₂ e a diversificação da matriz energética no país devido a panorama atual conforme foi abordado no capítulo I e II, para isso foi desenvolvido uma análise termodinâmica de dois layouts diferentes, em um início o CC de referência, usando a Turbina a Gás TVRD1000, logo foi feita uma análise da Caldeira de Recuperação de Calor operando fora do ponto de projeto, para

finalmente realizar a integração da produção de vapor solar implementando uma ISCC de “pequeno porte”, usando os coletores PTC Eurotrough-150, projetados com seguimento solar e empregando a tecnologia HFT com o óleo Therminol VP1.

Os resultados gerados pelos softwares evidenciam que a eficiência da TG é baixa, consequentemente a eficiência do CC também é baixa, esta eficiência oscila por 32,16%, frente aos 40% a 50% das turbinas a gás de grande porte, sem embargo, evidenciou-se que atualmente encontrasse no mercado equipamentos de pequeno porte, que atingem eficiências de 21% a 24%, os quais não são muito eficientes devido à alta temperatura de exaustão, e recomendasse realizar a recuperação de calor de exaustão, para tirar o máximo proveito das máquinas, neste caso a recuperação de calor foi realizada por meio da implementação da HRSG, a qual reaproveita o calor residual, e otimizada por meio da implementação do campo solar.

Por outro lado, os valores obtidos para o campo solar foram comparados com dados da literatura [38], obtendo resultados ótimos.

A contribuição da adição de calor de 1MWt no campo solar gera um acréscimo de potência na TV de 549,4 MWg, por tanto a planta ISCC teve um acréscimo de eficiência em relação ao CC, de 32,16% para 38,02%, o que evidencia um uso eficiente dos recursos solares e fósseis.

Como já foi mencionado a destruição exergética do sistema ISCC com PTC, na parte alta do ciclo para a Câmara de Combustão, e Turbina a Gás permanece constante, devido a que não houve nenhum tipo de modificações nesse aspecto, o que abre uma possibilidade mais abrangente do estudo com foco no aumento da eficiência no TG, por outro lado na parte baixa do sistema teve uma destruição exergética ligeiramente maior devido ao aumento da vazão mássica.

Também se verificou que dentro da HRSG o equipamento que apresenta maiores irreversibilidades é evaporador devido ao maior gradiente de temperaturas, e que na configuração com o ISCC existe uma diminuição deste valor como foi retratado na referência [12].

Por último quantificou-se os valores das emissões de CO₂ onde os resultados mostraram que houve uma economia aproximada de 11,94%.

Os resultados preliminares obtidos evidenciam que na região sul da Bolívia há um perfil favorável, para a implementação de CSPs, no futuro. Devido a que o campo solar apresentou valores de eficiências similares às plantas que na atualidade estão em funcionamento como pode-se verificar nos trabalhos de [17] e [38], por outro lado note-se que potencial solar é quase constante ao longo do ano, além de ser uma região quase desértica que possui solos de textura arenosa, baixa umidade e problemas com salinidade, por tanto não interfere com o uso do solo para a agricultura local.

Apesar dos resultados obtidos, recomenda-se que mais pesquisas sejam feitas nas seguintes áreas de trabalho:

- Aplicar uma otimização termodinâmica para

minimizar a destruição de exergia nos componentes

- Realizar análises exergoeconômicas e termo-otimização econômica para quantificar e minimizar o custo da exergia destruída.
- Implementar outros tipos de tecnologias de hibridização como por exemplo a torre solar, dirigida a parte alta do ciclo para o aumento das eficiências, redução das irreversibilidades e maior economia de CO₂
- Realizar uma análise comparativa com os métodos diretos. Onde o vapor gerado pode ser obtido diretamente no tubo receptor, denominado de Geração Direta de Vapor.

VI. REFERÊNCIAS

- [1] OECD – ORGANIZATION GREEN STUDIES ENERGY in 2021, Available: <https://www.oecd.org/greengrowth/greening-energy/49157.pdf> [Accessed Aug 27 2023].
- [2] Omar Behar.; Abdallah Khellaf.; Kamal Mohammedi. “A review of studies on central receiver solar thermal power plants”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. V.23, p.12–39, 2013.
- [3] Kreider, J.F.; Kreith, F. *Solar Heating and Cooling*, 2ed. McGraw Hill, USA, 1982.
- [4] CEPAL - COMISSÃO PARA O DESENVOLVIMENTO ECONÔMICO DA AMÉRICA LATINA in 2022
- [5] CRESESB - CENTRO DE REFERÊNCIA PARA AS ENERGIAS SOLAR E EÓLICA SÉRGIO DE S. BRITO Available: <http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=sundata> [Accessed Aug 27 2023].
- [6] Blanco M., Miller S., (2017) *Advances in Concentrating Solar Thermal Research and Technology: Introduction to concentrating solar thermal (CST) technologies*. Woodhead Publishing is an imprint of Elsevier.
- [7] Félix M. Téllez Sufrategui. Thermal performance evaluation of the 200kW, SolAir, Volumetric solar receiver. *Informes Técnicos Ciemat 1024*, Septiembre, 2003.
- [8] Peter Heller.; Markus Pfander.; Thorsten Denk.; Felix Tellez.; Antonio Valverde.; Jesús Fernandez.; Arik Ring. “Test and evaluation of a solar powered gas turbine system”. *Solar Energy*. V. 80, p.1225–1230, 2006.
- [9] Soria, R., Schaeffer, R., & Szkló, A. S. (2014). Configurações para operação de plantas heliotérmicas CSP com armazenamento de calor e hibridização no Brasil. *Revista Brasileira De Energia Solar*, 5(1). Recuperado de <https://rbens.emnuvens.com.br/rbens/article/view/102>.
- [10] A. K. O. Behar and K. Mohammedi, “A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, pp. 223–250, 2014.
- [11] Zarza, E. et al., 2008, “Almería GDV: The first solar power plant with direct steam generation”. In *Proceedings of 14th International SolarPACES Symposium on Solar Thermal Concentrating Technologies*, Las Vegas, EEUU
- [12] Rovira, A.; Montes, M.J.; Varela, F.; Gil, M. Comparison of Heat Transfer Fluid and Direct Steam Generation technologies for Integrated Solar Combined Cycles. *Appl. Therm. Eng.* 2013, 52, 264–274.
- [13] Khaldi, F. (2012). Energy and exergy analysis of the first hybrid solar-gas power plant in Algeria. *Proceedings of ECOS*, 26-29.
- [14] Achour, L., Bouharkat, M., & Behar, O. (2018). Performance assessment of an integrated solar combined cycle in the southern of Algeria. *Energy Reports*, 4, 207-217.
- [15] J. Zachary, in *Combined Cycle Systems for Near-Zero Emission Power Generation*, 2012
- [16] National Renewable Energy Laboratory [Online]. Available: <https://solarpaces.nrel.gov/project/iscc-kuraymat>
- [17] DE LA FUENTE RODRÍGUEZ, J. M. Generación de energía: ISCC Ciclo Combinado Híbrido de Kuraymat. *Revista DYNA*, v. 86, n. 4, p. 391-396, 2011
- [18] Klein, S.A. et al, 2017, TRNSYS 18: A Transient System Simulation Program, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, Madison, USA, <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.

- [19] PVGIS. Software livre para auxílio ao dimensionamento fotovoltaico na Europa. 2012. Disponível em: < <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis/>> Acesso em 05 set. 2023
- [20] Klein, S.A. (2015) Engineering Equation Solver (EES) V9, F-Chart Software, Madison, USA. <http://www.fchart.com>
- [21] ÇENGEL, Y. A., AFSHIN, J. G. Transferência de Calor e Massa. Uma abordagem prática. 4.ed., McGraw-Hill 2012.
- [22] WWF-Bolivia, World Wildlife Fund, Situación Energética de Bolivia y Desafíos, febrero de 2020, ISBN: 978-9917-9861-0-2.
- [23] BOLIVIA, Estado Plurinacional. Plan de Desarrollo Económico y Social 2021-2025. Ministerio de Planificación del Desarrollo. Available online at: https://observatorioplanificacion.cepal.org/sites/default/files/plan/files/PDES_2021.
- [24] University of Wisconsin--Madison. Solar Energy Laboratory. TRNSYS, a Transient Simulation Program. Madison, Wis. :The Laboratory, 1975.
- [25] TESS - Thermal Energy Systems Specialists LLC-TESS Libraries individual component librarie;2016.<http://www.trnsys.com/tess-libraries/individualcomponents.php> [Accessed 19 Ago 2023]
- [26] Montes, M.J.; Abánades, A.; Martínez-Val, J.M. Thermofluidynamic model and comparative analysis of parabolic trough collectors using oil, water/steam, or molten salt as heat transfer fluids. J. Solar Energy Eng. 2010, 132.
- [27] Solutia: Applied Chemistry , Creative Solutions;1998. Therminol VP1 Vapor Phase, Liquid Phase, Heat Transfer Fluid; Disponível em: <http://www.solutia.com>
- [28] Amani M, Smaili A, Ghenaiet A. A comparative study between two different techniques of solar integrated systems. Appl Therm Eng 2022;111:118478.
- [29] INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. Transferência de Calor e Massa. 6.ed. LTC. 2008.
- [30] Stuetzle, T., 2002, “Automatic Control of the 30 MWe SEGS VI Parabolic Trough Plant”, Ph.D. thesis, University of Wisconsin-Madison, EEUU
- [31] Montes MJ, Abánades A, Martínez-Val JM. Performance of a direct steam generation solar thermal power plant for electricity production as a function of the solar multiple. Solar Energy (2009) , 83,679–89
- [32] Borgnakke C, richard ES. Fundamentals of thermodynamics. United State: John Wiley & Sons, Inc; 2009.
- [33] MacPhee, D. W., & Erguvan, M. (2020). Thermodynamic Analysis of a High-Temperature Latent Heat Thermal Energy Storage System. *Energies*, 13(24), 6634.
- [34] Moris, C. H., Felbol, C., Cerda, M. T., & Ibarra, M. (2023). Theoretical technical-economic comparison of hybrid energy for gas and solar concentration plants in the Region of Antofagasta Chile. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 55, 102979.
- [35] BRASIL. MCTI. Emissões de Dióxido de Carbono por Queima de Combustíveis: Abordagem Top-Down. Relatórios de Referência: Setor Energia. 2º Inventário Brasileiro de Emissões e Remoções Antrópicas de Gases de Efeito Estufa. Brasília, DF: MCTI, 2010.
- [36] Solar Turbines Inc., Saturn 20 Specifications, Technical leaflet (online), Disponível em: https://www.solarturbines.com/en_US.html.
- [37] ESMAP. 2019. Global Solar Atlas 2.0 Technical Report. Washington, DC: World Bank
- [38] Solé, A. C. (2012). *Energía termosolar*. Cano Pina, Ediciones Ceysa.