

Recuperação Sustentável da Potência Útil Degradada de uma Central de Ciclo Combinado via Hibridização com tecnologia Heliotérmica

Tales de Melo-Bezerra ¹, Daniel Rodríguez ², Jorge R. Henriquez ³

¹ Departamento Acadêmico Cursos Técnicos, Coordenação Eletrotécnica, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco, Brasil. Email: talesbezerra@recife.ifpe.edu.br

² Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologias e Geociências, Universidade Federal de Pernambuco, Brasil. Email: danivd1188@gmail.com

³ Departamento de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologias e Geociências, Universidade Federal de Pernambuco, Brasil. Email: jorge.guerrero@ufpe.br

Resumo

A hibridização de centrais de ciclo combinado, via integração da tecnologia heliotérmica, incorre no aumento da potência gerada, seguida de redução no consumo específico e emissões atmosféricas; tornando uma solução aliada ao conceito de descarbonização. Este trabalho tem por objetivo o levantamento de um novo perfil de degradação da potência útil do ciclo hibridizado, em função das novas condições operacionais. A avaliação do perfil de degradação das plantas de ciclo combinado existentes, está baseada nos testes de performance, que permite comparar os valores estimados de degradação (potência e *heat rate*), indicados pelo fabricante das máquinas, com os valores obtidos nos respectivos testes. Por meio de modelos termodinâmicos baseados na Primeira Lei da Termodinâmica e de posse de um arranjo hibridizado aplicado a uma central em operação de ciclo combinado no nordeste do Brasil, observa-se a recuperação de montantes de potência líquida degradada ocorridas ao longo da vida útil das máquinas.

Palavras-chave: Recuperação, Hibridização, Heliotérmica, Descarbonização.

Abstract

The hybridization of combined cycle plants, via the integration of heliothermal technology, results in an increase in the power generated, followed by a reduction in specific consumption and atmospheric emissions; making it a solution combined with the concept of decarbonization. This work aims to survey a new degradation profile of the useful power by the hybridized cycle, depending on the new operating conditions. The evaluation of the degradation profile of existing combined cycle plants is based on performance tests, which allow comparing the estimated degradation values (power and *heat rate*), indicated by the machine manufacturer, with the values obtained in the respective tests. Using thermodynamic models based on the First Law of Thermodynamics and using a hybridized arrangement applied to a plant in combined cycle operation in northeastern of Brazil, it becomes possible to recover amounts of degraded net power throughout the useful life of the machines.

Keywords: Recovery, Hybridization, Heliothermal, Decarbonization.

1. Introdução

Ao longo da vida útil de uma central de ciclo combinado, as turbinas a gás são impactadas por uma redução em seu desempenho devido ao surgimento de perdas, classificadas como recuperável ou não-recuperável, degradando a potência líquida gerada e a taxa de calor específica (*heat rate*). A perda recuperável está geralmente associada a sujidades no compressor, porém a perda não-recuperável é causada por alterações no acabamento da superfície das aletas fixas e móveis da máquina, como também das peças submetidas a altas temperaturas, sendo necessário intervir com a substituição destas peças

comprometidas, em intervalos de inspeção recomendados pelo fabricante.

A cada intervenção na turbina a gás, o desempenho global do ciclo deve ser comprovado, para certificar se o seu comportamento está obedecendo ao perfil de degradação natural da potência líquida corrigida e ao perfil da taxa de calor específica líquida corrigida, ambos previamente levantados quando da realização do primeiro teste de performance.

A integração de fonte renováveis ao ciclo combinado pode ser uma solução de repotencialização quando da degradação do sistema [1]. Sistemas eficientes e sustentáveis são requisitos inerentes ao interesse da sociedade; o que vem permitindo o surgimento das

centrais do tipo ISCCS (*Integrated Solar Combined Cycle System*), que correspondem as hibridizações oriundas das centrais termosolares integradas as centrais de ciclo combinado.

Os rápidos avanços nas linhas de pesquisas das ISCCS, vem concebendo o desenvolvimento de configurações e arranjos muito eficientes e econômicos, com forte potencial de tornar-se uma solução tecnológica bastante difundida no futuro próximo [2,3]. Por meio

ciclo combinado integrada a uma unidade de reforma de metano a vapor com uso de energia solar térmica. Neste último caso o hidrogênio produzido por reforma do metano, enriquece o combustível injetado na turbina a gás. Settimo et al. [3] avaliam a integração de energia solar num ciclo combinado utilizando a energia solar para a elevação da temperatura do ar que será injetado, junto com gás natural, na câmara de combustão da turbina a gás. Observa-se destes estudos que existem

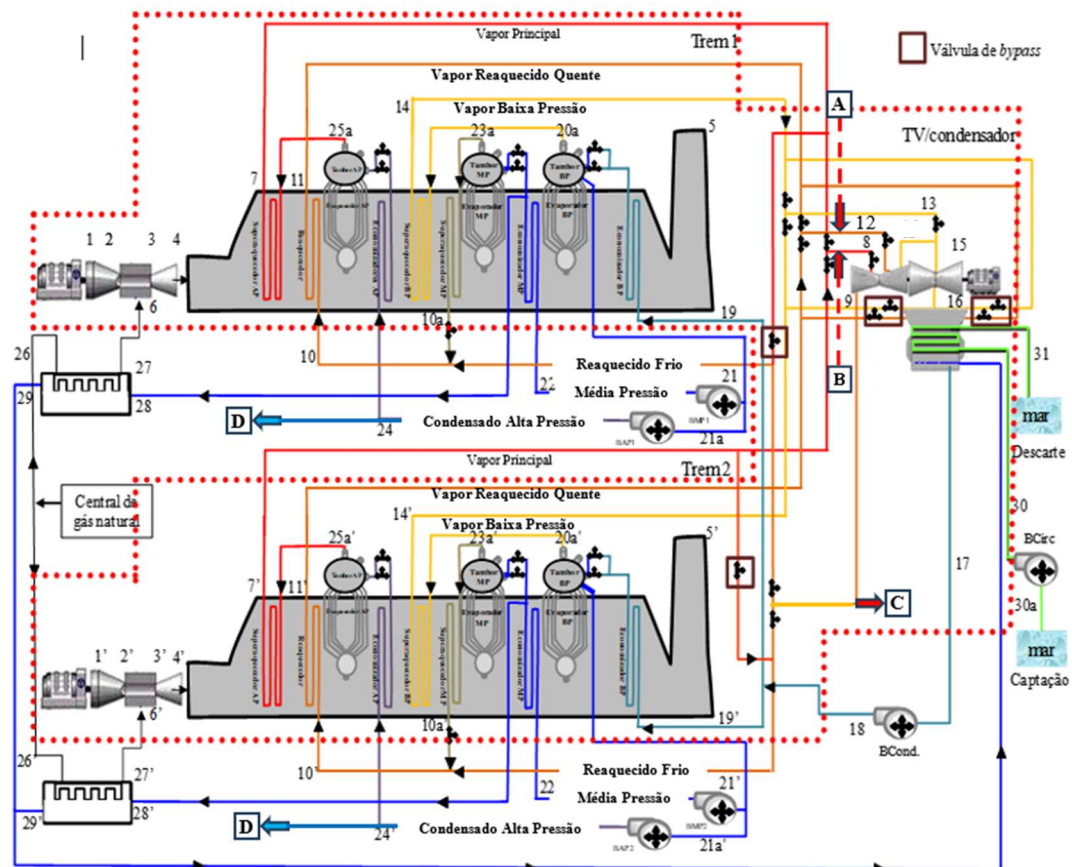


Figura 1. Central de ciclo combinado original, com arranjo do tipo 2x1 (duas turbinas a gás e uma turbina a vapor).

Fonte: elaboração própria.

das ISCCS é possível alcançar um considerável patamar de eficiência térmica aliado ao ganho na questão da descarbonização, visto que se permite obter um acréscimo de potência útil sem incremento das emissões e com redução do consumo específico global. Gobio-Thomas et al. [4] apresentam uma revisão sistemática sobre os aspectos econômicos de usinas de energia solar térmica, incluindo nesta revisão as plantas de ciclo combinado integradas com energia solar. São avaliadas as diferentes tecnologias de concentradores solares usadas na captação da energia solar. Pashchenko [5] realizou um estudo comparativo de uma usina de ciclo combinado integrada a uma unidade de concentradores solares para fornecimento complementar de vapor ao ciclo de turbina a vapor e compara essa forma de integração com uma usina de

diversas formas de integração que resultam em ganhos diferenciados de eficiência energética e impactos ambientais. A escolha das configurações depende de custos e das condições de integração se as usinas são unidades pré-existent.

O presente estudo tem por objetivo levantar o novo perfil de recuperação da potência degradada ao longo da vida útil de uma central de ciclo combinado em operação no nordeste do Brasil, por meio da integração de uma central heliotérmica com coletores de calhas parabólicas, levando em conta os coeficientes de degradação declarados pelos fabricantes das máquinas, os quais são adotados nos recorrentes testes de performance.

2. Metodologia

A metodologia de análise energética, aqui considerada, baseada na Primeira Lei da Termodinâmica, diz respeito ao teste de performance adotado pela central térmica, cujo objetivo é mensurar a degradação do ciclo, ao longo da vida útil das máquinas. Através do teste de performance torna-se possível comparar os valores obtidos da potência líquida e da taxa de calor específica líquida, com os valores estimados dos perfis oriundos dos coeficientes de degradação informados pelo fabricante das turbinas.

Após cada intervenção de manutenção preventiva nas turbinas a gás, correspondendo a intervalos em média de 12.000 horas de fogo, o desempenho global do ciclo como um todo deve ser comprovado através do teste de performance. Essa comprovação está regida pelo contrato de compra e venda das máquinas entre o cliente e o fabricante, constando como cláusula o acompanhamento de seu desempenho, de forma a implicar em bônus ou multas, entre as partes, caso o ciclo não obedeça às curvas de degradação predeterminadas de potência líquida e de taxa de calor específica líquida.

Para validação do teste, o ciclo deve se encontrar em carga base, não devendo ser considerada a operação da queima suplementar das HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*), pós-queima, como também a operação dos resfriadores evaporativos na entrada da seção do compressor das turbinas a gás, ou seja, esses equipamentos devem permanecer fora de operação, durante todo o período do teste, pois os valores contratuais de potência líquida e de taxa de calor específica líquida não contemplam sua operação. Desta

forma, a potência líquida média estimada corrigida do ciclo para o período de contrato de acompanhamento de sua performance, corresponde a 508 MW; onde 160 MW de cada turbina a gás e a turbina vapor assumindo patamar de 188 MW.

2.1. Descrição sistema ciclo original em operação

O arranjo da central térmica de ciclo combinado em estudo (Figura 1), corresponde ao arranjo do tipo 2x1; duas turbinas a gás e uma turbina a vapor, conforme dados mencionados a seguir.

Turbina a gás fabricação GE 7FA_PG7241:

- Potência: 160,305 MW;
- Velocidade: 3.600 rpm;
- Número de etapas do compressor: 18;
- Número de etapas da turbina: 3;
- Número de câmaras de combustão: 14;
- Resfriador evaporativo na entrada do compressor.

Turbina a vapor fabricação GE D11_33.5" LSB:

- Potência: 239,101 MW;
- Velocidade: 3.600 rpm;
- Número de estágios: 28 estágios;
- Pressão vapor principal (alta pressão): 101,8 bar;
- Temperatura vapor principal (alta pressão): 565°C;
- Pressão vapor reaquecido: 23,66 bar;
- Temperatura vapor reaquecido: 565°C;
- Pressão descarga do vapor (condensador): 0,07 bar.

Vale ressaltar a figura das caldeiras de recuperação (HRSG), instaladas na exaustão de cada da turbina a gás, correspondendo a uma vazão de 250 t/h,

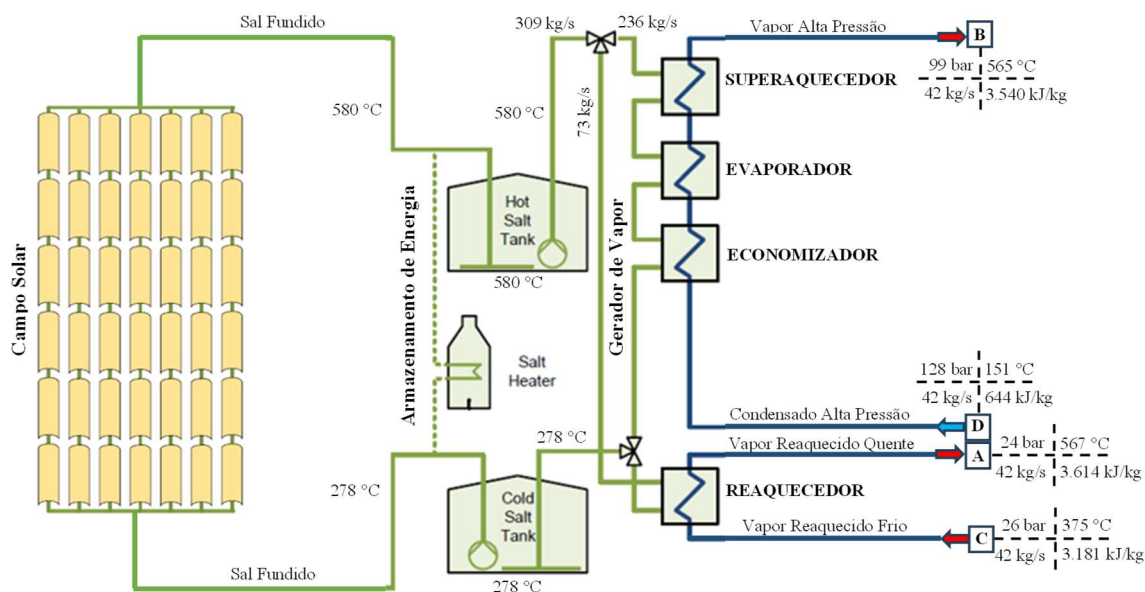


Figura 2. Central termosolar com coletores de calha parabólica com pontos de acoplamento para ser integrada com a central ciclo combinado. Fonte: elaboração própria.

compostas por três níveis de pressão, dotadas de uma seção de reaquecimento de vapor e de uma pós-queima.

2.2. Descrição sistema conjunto hibridizado

O sistema hibridizado apresentado neste estudo, encontra-se representado pela planta termosolar de coletores de calhas parabólicas (Figura 2), estando o mesmo com a indicação dos respectivos pontos de acoplamento com o ciclo combinado (Figura 1).

O coletor solar de calha parabólica corresponde a um equipamento ótico projetado para coletar a radiação solar direta e convertê-la em calor; devendo todo o conjunto acompanhar continuamente o movimento do sol. A radiação solar direta é concentrada por meio dos painéis refletores em formato de calha parabólica e direcionada ao elemento receptor de calor denominado por HCE (*Heating Collecting Element*), que se encontra posicionado na linha focal ótica do próprio coletor. Os coletores solares encontram-se dispostos em posição seriada em formato de *loops*; de forma que vários *loops* de concentradores em paralelo dão origem ao arranjo da extensão do campo solar.

O fluido de transferência de calor denominado HTF (*Heat Transfer Fluid*) é responsável por coletar a energia térmica do campo solar e transferir ao bloco de potência, como também ao sistema de armazenamento de energia. O tipo de fluido HTF a ser adotado está associado a faixa de temperatura operacional do campo solar e, portanto, a eficiência máxima a ser alcançada. As principais propriedades consideradas durante a análise de seleção do tipo de fluido térmico correspondem ao ponto de fusão, limite estabilidade térmica, densidade e calor específico [6].

A faixa de temperatura de operação do sal adotado como fluido térmico deve ser bastante respeitada nas variadas condições do processo, visando evitar sua solidificação no interior dos equipamentos, como também a sua degradação, obedecendo o limite de estabilidade. Na Figura 3 pode ser constatado os limites temperatura considerados para os sais fundidos, adotados como fluido térmico [7].

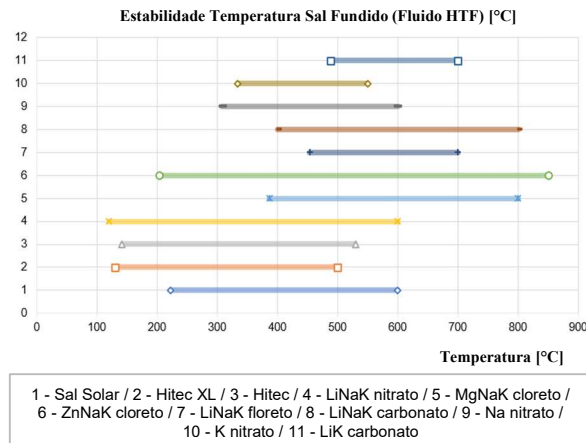


Figura 3. Faixa de temperatura e limite estabilidade dos principais sais adotados como fluido térmico [7].

O fluido HTF entra no campo solar através de uma rede de tubulação, responsável por distribuir o fluido em subconjuntos de coletores dispostos em formatos de *loops*. Através do gerador de vapor, o fluido HTF transfere energia térmica para o condensado a alta pressão, onde é gerado o vapor superaquecido a ser expandido na turbina a vapor.

Neste trabalho foi adotado como HTF o sal correspondendo a mistura binária de 60% de nitrato de sódio (NaNO₃) e 40% de nitrato de potássio (KNO₃); com faixa de temperatura de operação entre 220°C e 600°C. Conforme pode ser observado na Tabela 1, este sal possui uma alta estabilidade térmica, um valor considerável de calor específico e uma baixa viscosidade, traduzindo em um sal com excelentes propriedades térmicas.

Tabela 1. Propriedade térmica do NaNO₃ + KNO₃ [7].

Sal (%)	Ponto Fusão (°C)	Limite Térmico (°C)	Cp (kJ/kg.K)	v (mPa.s)
60 NaNO ₃ 40 KNO ₃	220	600	1,52	1,03

2.3. Balanço de energia no absorvedor HCE

O calor coletado pelo fluido térmico, $\dot{Q}_{col_{HTF}}$ em MW, representa a taxa na qual a energia térmica é absorvida pelo HTF no interior tubo do absorvedor, podendo ser quantificada através da equação (1).

$$\dot{Q}_{col_{HTF}} = \sum_{i=1}^N \frac{(\dot{Q}'_{3_{SolAbs}} \cdot A_{ap} \cdot M) - (H_{loss} \cdot L \cdot M) - H_{pipe}}{1.000} \quad (1)$$

onde: M corresponde ao número de coletores em série em uma fila (*loop*); N o número de filas paralelas de coletores; L o comprimento do HCE, em m; A_{ap} a área útil de abertura do coletor, em m²; H_{loss} as perdas térmicas do absorvedor, em W/m; H_{pipe} as perdas térmicas das tubulações que conectam os HCE, em W/m; $\dot{Q}'_{3_{SolAbs}}$ a irradiância absorvida pelo tubo do HCE, em W/m².

A irradiância absorvida pelo tubo de aço do absorvedor HCE, em W/m², pode ser obtida pela equação (2), que representa a taxa na qual a radiação solar incide sobre sua superfície, levando em conta a sua posição em relação ao solo.

$$\dot{Q}'_{3_{SolAbs}} = \dot{Q}'_{si} \cdot K_{\theta} \cdot \eta_{abs} \quad (2)$$

$$\dot{Q}'_{si} = \dot{Q}'_{cb} \cdot \cos \theta \quad (3)$$

$$\eta_{abs} = \eta_{env} \cdot \tau_{env} \cdot \alpha_{abs} \quad (4)$$

$$\eta_{env} = \varepsilon'_1 \cdot \varepsilon'_2 \cdot \varepsilon'_3 \cdot \varepsilon'_4 \cdot \varepsilon'_5 \cdot \rho_{cl} \quad (5)$$

onde: θ corresponde ao ângulo de incidência, ângulo formado entre a radiação solar direta e a normal da superfície, em rad; \dot{Q}'_{cb} a irradiância direta atmosférica na direção raio sol (DNI), em W/m²; \dot{Q}'_{si} a irradiância direta atmosférica incidente perpendicular a entrada do coletor, em W/m²; K_θ modificador do ângulo de incidência; η_{abs} a eficiência do tubo aço do absorvedor; η_{env} a eficiência óptica eficaz do envelope de vidro; τ_{env} a transmitância do envelope de vidro; α_{abs} a absorvância do tubo de aço do absorvedor.

As perdas térmicas do absorvedor têm um impacto relevante na geração de energia elétrica de uma central heliotérmica e, portanto, precisam ser modeladas com a maior precisão possível. Embora seja possível modelar essas perdas analiticamente via modelos físicos, neste trabalho foram adotadas equações paramétricas oriundas de experimentos em laboratórios pelo NREL, resultando em correlações que se encontram disponibilizadas [8].

Para os absorvedores HCE tipo Schott PTR 70 HT, instalados no coletor parabólico em estudo, foram determinados pelo NREL os seguintes coeficientes (Tabela 2) assim como as correlações referentes ao cálculo das perdas térmicas, em W/m [8].

Tabela 2. Coeficientes cálculo perdas térmicas do HCE tipo 2008PTR70 [8]

Condição	Coefficiente	Valor
Vácuo => na região compreendida entre o envelope de vidro e o tubo de aço do absorvedor HCE.	A0	1,67
	A1	0,262
	A2	-0,00148
	A3	5,63 E-06
	A4	5,34 E-08
	A5	-1,12
	A6	0,0106

As expressões empíricas encontrada por Burkholder, F. & Kutscher, C. [8], adotadas para o cálculo da perda térmica dos absorvedores HCE tipo Schott PTR 70 HT, $H_{loss2008PTR70}$ em W/m, são dadas em função da temperatura ambiente, velocidade do vento, irradiância solar direta normal, ângulo de incidência e condição de funcionamento do tubo. A perda térmica em W/m pode ser calculada pela equação (6).

$$H_{loss2008PTR70} = \frac{H_{L_Term1} + H_{L_Term2} + H_{L_Term3} + H_{L_Term4}}{(T_{fo} + T_{fi})} \quad (6)$$

Os termos do numerador da equação (6) podem ser determinados pelas seguintes correlações [9]:

$$H_{L_Term1} = (A0 + A5 \cdot \sqrt{V_w}) \cdot (T_{fo} - T_{fi}) \quad (7)$$

$$H_{L_Term} = (A1 + A6 \cdot \sqrt{V_w}) \cdot \left[\frac{T_{fo}^2 - T_{fi}^2}{2} - T_{amb} \cdot (T_{fo} - T_{fi}) \right] \quad (8)$$

$$H_{L_Term3} = \frac{A2 + A4 \cdot \dot{Q}'_{si} \cdot K_\theta}{3} \cdot (T_{fo}^3 - T_{fi}^3) \quad (9)$$

$$H_{L_Term4} = \frac{A3}{4} \cdot (T_{fo}^4 - T_{fi}^4) \quad (10)$$

onde: T_{fi} corresponde a temperatura de entrada do HTF no absorvedor, em °C; T_{fo} a temperatura de saída do HTF no absorvedor, em °C; T_{amb} a temperatura ambiente, em °C; V_w a velocidade do vento, em m/s; \dot{Q}'_{si} a irradiância direta atmosférica em um plano não horizontal, em W/m²; K_θ o modificador do ângulo de incidência.

É importante constatar que o impacto das perdas térmicas no absorvedor HCE, predominantemente são causadas pela transferência de calor por radiação do envelope de vidro do HCE para o meio externo (céu) e pela transferência de calor por convecção do envelope de vidro do HCE para o meio ambiente, ambas traduzidas pela equação (11); perdas em W/m.

$$\dot{q}'_{57Sky_Rad} + \dot{q}'_{56Amb_Conv} = H_{loss} \quad (11)$$

Analiticamente, a equação (12) traz os parâmetros necessários para o cálculo das referidas.

$$H_{loss} = 2\pi \cdot \sigma \cdot \varepsilon_{env} \cdot r_5 \cdot (T_{5Kelvin}^4 - T_{SkyKelvin}^4) + 2\pi \cdot h_{amb} \cdot r_5 \cdot (T_5 - T_{amb}) \quad (12)$$

onde: k_{abs} corresponde a condutividade térmica do tubo aço absorvedor, em W/m.°C; k_{env} a condutividade térmica do envelope de vidro, em W/m.°C; T_2 e T_3 a temperatura interna e externa do absorvedor, em °C; T_5 a temperatura externa do envelope de vidro, em °C; r_5 o raio externo do envelope vidro, em m; σ a constante Stefan-Boltzmann (5,67E-8 W/m².K⁴); ε_{env} a constante de emissividade da superfície externa do envelope de vidro; h_{amb} o coeficiente convectivo de transferência calor para o ambiente, em W/m².°C.

A Figura 4 elucida bem a transferência de calor realizada desde o fluido térmico aquecido até o envelope de vidro do absorvedor. A superfície interna do absorvedor é aquecida a uma temperatura elevada através do fluido térmico HTF. A energia então é conduzida pelas paredes do tubo de aço do absorvedor, irradia através do anel evacuado para parede do envelope de vidro, onde dissipada uma determinada quantidade de energia para o ambiente via mecanismos da radiação e convecção.

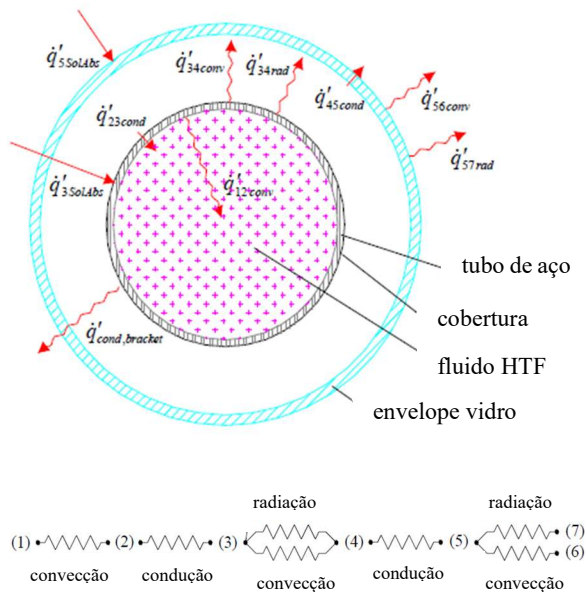


Figura 4. Balanço energia no elemento HCE em regime permanente e modelo térmico das resistências [8].

Admitindo que não haja transferência de calor por convecção na região anular a vácuo ($\dot{q}'_{34_Conv} = 0$) e que a energia térmica absorvida pelo envelope de vidro seja desprezada ($\dot{q}'_{Sol5_Absorv} = 0$), a perda térmica poderá ser calculada de forma analítica através do levantamento do balanço de energia informado pela equação (13).

$$H_{loss} = \dot{q}'_{23_Cond} = \dot{q}'_{34_Rad} + \dot{q}'_{34_Conv} = \dot{q}'_{45_Cond} + \dot{q}'_{Sol5_Absorv} \quad (13)$$

Simplificando, resulta na equação (14).

$$H_{loss} = \dot{q}'_{23_Cond} = \dot{q}'_{34_Rad} = \dot{q}'_{45_Cond} \quad (14)$$

Desta forma, podemos chegar a conclusão da equação (15).

$$H_{loss} = \dot{q}'_{23_Cond} = \dot{q}'_{34_Rad} = \dot{q}'_{45_Cond} = \dot{q}'_{57_Sky_Rad} + \dot{q}'_{56_Amb_Conv} \quad (15)$$

3. Resultados

A planta heliotérmica foi dimensionada considerando o mês com o menor valor de irradiância, de forma a ser capaz de garantir o requisito de vapor durante todo o ano. Observando a Figura 5 abaixo, o mês de junho corresponde ao de menor irradiância (W/m^2) referente ao local em que se encontra a planta de ciclo combinado em operação, no porto de Suape ($8^\circ 24' 11,4'' S$ e $34^\circ 58' 4,9'' W$), município Ipojuca-PE.

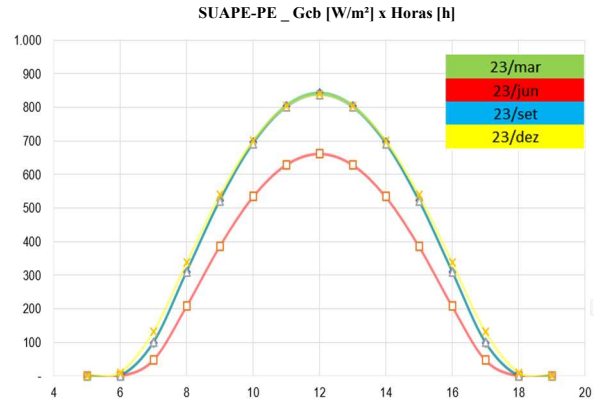


Figura 5. Irradiância em W/m^2 de quatro datas típicas do ano, em Suape Ipojuca-PE. Fonte: elaboração própria.

Visando a hibridização da central de ciclo combinado original, foi considerado como requisito, uma vazão de vapor oriunda da central heliotérmica com os vapores superaquecido e reaquecido condizente com as mesmas condições de processo (pressão e temperatura) da central de ciclo combinado em operação. Na Tabela 3 pode ser constatado os pontos de acoplamento entre ambas as centrais.

Tabela 3. Pontos de acoplamento do circuito água vapor ciclo combinado e propriedades região de saturação no interior do tubulão alta pressão (a _ b).

Ponto	Pressão (bar)	Temperatura ($^{\circ}C$)	h (kJ/kg)
B	99,13	564,91	3.539,93
D	128,86	151,01	644,31
A	24,15	567,44	3.614,13
C	25,75	374,57	3.181,41
a	103,42	313,45	1.422,33
b	103,42	313,45	2.718,40

Fonte: elaboração própria.

Levando em conta que a turbina a vapor do ciclo combinado existente encontra-se dimensionada para expansão do vapor oriundo tanto dos gases de exaustão das turbinas a gás como também da pós-queima; nas análises deste estudo foi considerado que o excedente de vapor da turbina fosse suprido somente pela planta heliotérmica e não mais pelos queimadores do pós-queima situados nas caldeiras de recuperação; mantendo assim um suprimento mais sustentável aliado ao conceito da descarbonização.

Tomando como premissa que o excedente de vapor a ser expandido fosse gerado pela planta heliotérmica, foi obtido como requisito, uma vazão de vapor excedente de 42 kg/s, com capacidade de gerar um incremento na turbina a vapor de 60 MW. Com este requisito de vapor levantado, permitiu dimensionar o arranjo do campo solar assim como calcular a temperatura do sal fundido ao longo das seções do gerador de vapor da planta heliotérmica (Tabela 4). É

importante destacar que o valor considerado do *pinch point* de superaquecimento como o de saturação do respectivo gerador de vapor foi de 15,09 °C.

Tabela 4. Temperatura do HTF ao longo das seções do gerador de vapor da heliotérmica.

Ponto	Temperatura (°C)
a'	328,54
b'	482,44
B'	580,00
D'	236,15
A'	580,00
C'	414,00

Fonte: elaboração própria.

Na Figura 6, pode ser constatado a região de saturação do vapor da caldeira da central heliotérmica, assim como os pontos de superaquecimento, reauecimento e líquido comprimido a alta pressão indicados na Tabela 3. Vale salientar que também estão mapeados os pontos correspondentes ao circuito de sal fundido, como fonte primária do processo conforme dados indicados na Tabela 4.

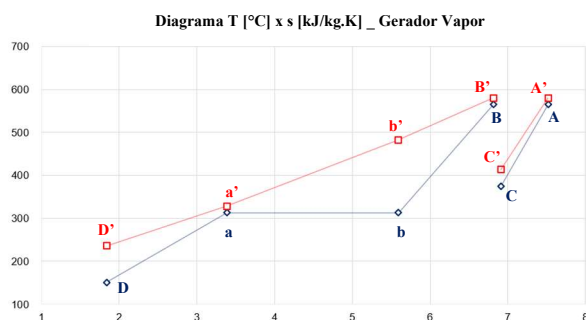


Figura 6. Diagrama temperatura (°C) e entropia (kJ/kg.K), circuito lado água-vapor e lado sal fundido. Fonte: elaboração própria

De acordo com os valores calculados de temperatura no lado do circuito de sal fundido do gerador de vapor, resultou em fluxo mássico da fonte primária de 236 kg/s no trecho B'D' e um fluxo de 73 kg/s no trecho A'C'.

Para o dimensionamento do campo solar foi adotado os valores característicos do coletor parabólico *Flabeg Ultimate Trough* [9]. Na Tabela 5, encontram-se os dados característicos do respectivo coletor.

Tabela 5. Dados característicos do coletor adotado nas simulações [9].

Parâmetro	Valores Característicos
Largura abertura coletor	7,51 m
Comprimento coletor	246,7 m
$\epsilon'1$ (sombreamento do HCE)	0,974
$\epsilon'2$ (erro rastreamento)	0,994

$\epsilon'3$ (erro geometria, alinhamento)	0,980
$\epsilon'4$ (sujeidade coletor)	0,995
$\epsilon'5$ (sujeidade HCE)	0,997
ρ_{cl} (refletância do coletor)	0,935

Quanto ao tubo do absorvedor HCE, situado no ponto focal do coletor, corresponde ao Schott PTR 70 HT, concebido para passagem do HTF do tipo sal fundido em seu interior (KNO₃ + NaNO₃) [8, 10]. Na Tabela 6, encontram-se os dados característicos do respectivo HCE.

Tabela 6. Dados característicos do HCE adotado nas simulações [8, 10].

Parâmetro	Valores Característicos
τ_v (transmitância envelope vidro)	0,932
α_r (absortância do receptor)	0,939
D_{co} (diâmetro externo vidro)	0,125 m
D_{ci} (diâmetro interno cover)	0,112 m
D_{ao} (diâmetro externo absorvedor)	0,070 m
D_{ai} (diâmetro interno absorvedor)	0,066 m

Uma vez definido os parâmetros do coletor e do absorvedor HCE, assim como a vazão constante do fluido HTF (309 kg/s) oriundo do sistema de armazenamento para ser dissipado no gerador de vapor da central heliotérmica, permite-se calcular o arranjo do campo solar como também dos tanques de armazenamento de energia; assim resultando em 238 linhas paralelas de *loops* sendo cada *loop* formado por quatro coletores parabólico do tipo *Flabeg Ultimate Trough*.

Observando a Figura 7, com base no campo solar já dimensionado, permite-se obter a potência coletada (MW) pelo fluido térmico HTF, nas datas estabelecidas para os meses de março, junho, setembro e dezembro.

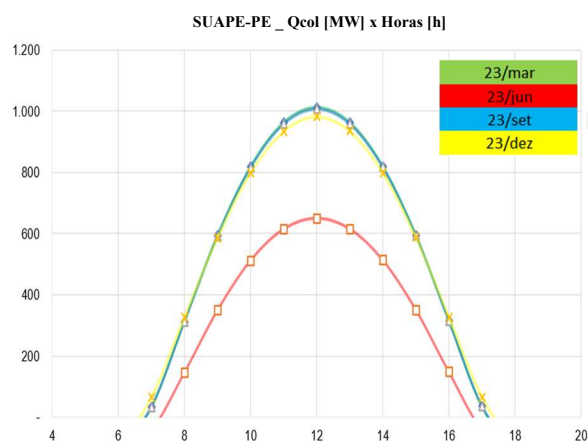


Figura 7. Potência coletada pelo HTF em MW, do campo solar. Fonte: elaboração própria.

Com base na área total dos coletores de calha parabólica (1.763.786 m²), podemos calcular o rendimento do campo solar através da equação (16).

$$\eta = \dot{Q}_{colHTF} / \dot{Q}'_{si} \cdot A_{coletores} \quad (16)$$

A Figura 8, podemos comprovar o comportamento do rendimento do campo solar ao longo das horas do dia.

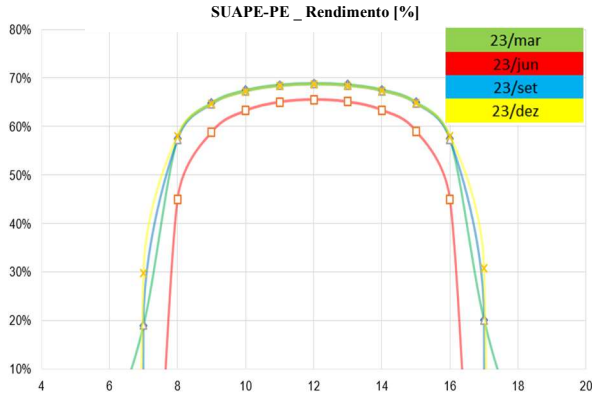


Figura 8. Comportamento do rendimento do campo solar, ao longo das horas do dia. Fonte: elaboração própria.

Por meio da vazão do fluido HTF (309 kg/s), oriundo do sistema de armazenamento, o qual supri o gerador de vapor da heliotérmica, é possível calcular a potência primária de suprimento transportada pelo próprio fluido, resultando em 142 MW. Esta potência será dissipada na produção do vapor a ser expandido na turbina. Figura 9 mostra o comportamento da potência coletada no campo solar, da potência acumulada armazenada nos tanques do sistema de armazenamento, assim como da potência de suprimento do gerador de vapor, utilizando uma escala de cinco dias consecutivos.

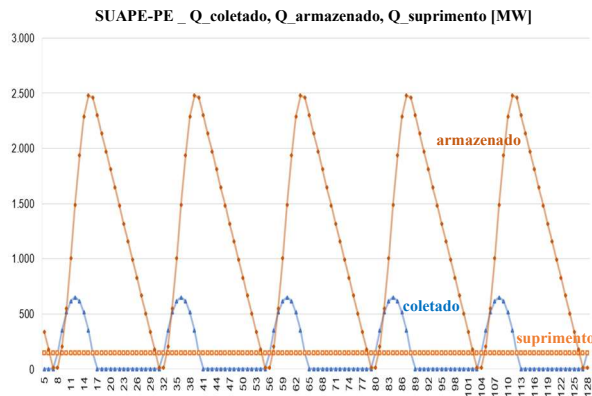


Figura 9. Comportamento da potência de suprimento da caldeira, potência coletada campo solar e potência armazenada. Fonte: elaboração própria.

Por meio da hibridização do ciclo, podemos constatar na Figura 10 e na Figura 11 uma recuperação da potência líquida degradada natural e da taxa de calor líquida, em função das horas de fogo (FFH) das turbinas a gás.

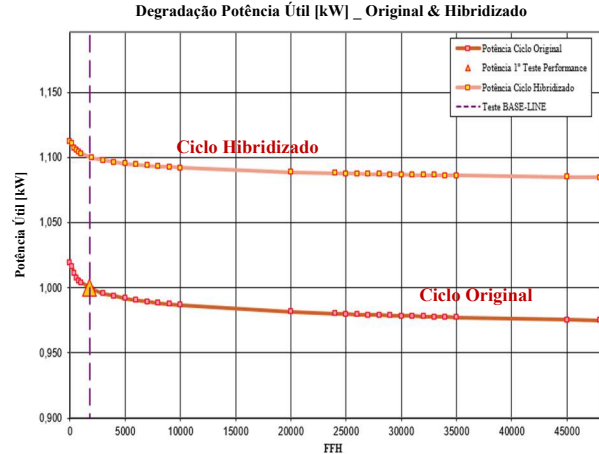


Figura 10. Levantamento novo perfil de degradação natural de potência líquida do ciclo hibridizado. Fonte: elaboração própria.

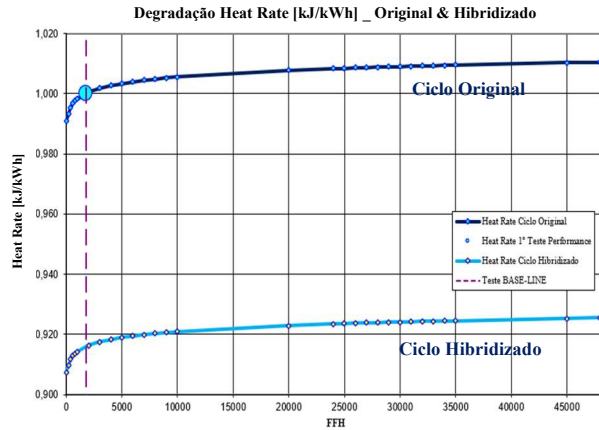


Figura 11. Levantamento novo perfil de degradação natural de taxa de calor (*heat rate*) líquida do ciclo hibridizado. Fonte: elaboração própria.

Para complementar as análises, através da equação (17) permite efetuar o cálculo do consumo específico global do ciclo em kg/kWh, o que comprova que com a hibridização o consumo de gás natural ao longo da vida útil das máquinas sofre uma importante redução. A Figuras 12 traz o comportamento do consumo específico do ciclo original e do ciclo hibridizado.

$$S_{fc} = \frac{(\dot{m}_{gnTG1} + \dot{m}_{gnTG2}) \cdot 3600}{(P_{liqTG1} + P_{liqTG2} + P_{liqTV})} \quad (17)$$

onde: S_{fc} corresponde ao consumo específico global do ciclo, em kg/kWh; \dot{m}_{gnTG1} e \dot{m}_{gnTG2} o fluxo mássico de gás natural em kg/s; P_{liq} a potência líquida gerada das unidades geradoras do ciclo, em kW.

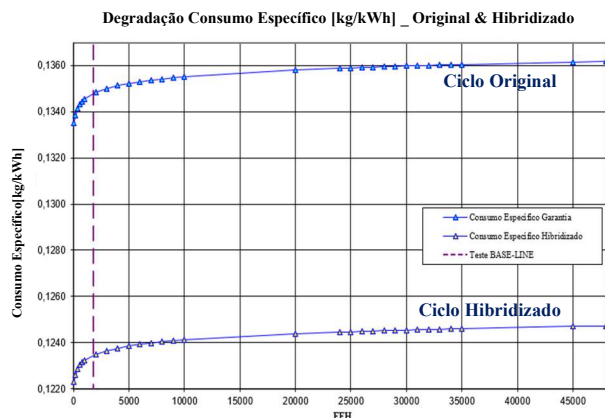


Figura 12. Levantamento novo perfil do consumo específico global do ciclo híbrido. Fonte: elaboração própria.

4. Conclusões

O caminho de ciclos adaptativos que oferecem melhor rendimento, seguido de aumento potência útil gerada com redução de agentes poluidores, vêm sendo um vetor de desafios e mobilização de toda a cadeia energética para com o compromisso das novas gerações e do meio ambiente.

Através da hibridização de centrais de ciclo combinado, integrada com tecnologia heliotérmica, podemos comprovar ganhos, como por exemplo com a redução do consumo específico global; significando em uma redução do consumo do combustível fóssil seguido de aumento da geração.

Um outro elemento de grande valia no quesito da hibridização corresponde ao aumento de lastro de potência, dando uma maior flexibilidade ao agente gerador quando da contratação da energia gerada aos clientes finais, o que traz uma segurança de previsibilidade energética.

A hibridização do ciclo combinado pode ser concebida desde o início de sua implantação; podendo também ser postergada para um período mais propício, mediante o surgimento de um fluxo de caixa, com o viés de ser encarada como uma repotenciação ou recuperação da degradação natural das máquinas; o que também traz uma flexibilidade de decisão quanto a sua integração.

5. Agradecimentos

Este estudo foi financiado, em parte, pela Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) - Brasil - Código Financeiro 001. Os autores são gratos à CAPES pela bolsa de doutorado concedida ao segundo autor. O terceiro autor também agradece ao CNPq pela bolsa de Produtividade (Proc.316482/2023-4).

6. Referências

- [1] Rahmeh, T.A., Abbas, A., Jaber, J., Alawin, A. "Repowering Old Thermal Power Station by Integrating Concentrated Solar Power Technology". *Jordan Journal of Mechanical and Industrial Engineering*, 10(2), 85-98 (2016)
- [2] Behar, O., Khellaf, A., Mohammedi, K., Ait-Kaci, S. "A review of integrated solar combined cycle system (ISCCS) with a parabolic trough technology". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 39, 223-250 (2014)
- [3] Settino, J., Ferraro, V., Morrone, P., "Energy analysis of novel hybrid solar and natural gas combined cycle plants", *Applied Thermal Engineering*, 230(A), 120673 (2023)
- [4] Gobio-Thomas, L.B., Darwish, M., Stojceska, V. "Review on the economic impacts of solar thermal power plants, *Thermal Science and Engineering Progress*, 46, 102224 (2023)
- [5] Pashchenko, D., "Integrated solar combined cycle system with steam methane reforming: Thermodynamic analysis", *International Journal of Hydrogen Energy*, 48(48), 18166-18176 (2023)
- [6] Alami, A. H., Olabi, A.G., Mdallal, A., Rezk, A., Radwan, A., Shek Mohammad Atique Rahman, S. M. A., Shah, S. K., Abdelkareem, M. A. "Concentrating solar power (CSP) technologies: Status and analysis". Published by Elsevier Ltd. <http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/> (2023)
- [7] Skrbek, K., Bartunek, V., Sedmidubský, D. "Molten salt-based nanocomposites for thermal energy storage: Materials, preparation techniques and properties". *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 164, 112548. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2022.112548> (2022)
- [8] Burkholder, F. and Kutscher, C. "Heat Loss Testing of Schott's 2008PTR70 Parabolic Trough Receiver". Technical Report NREL/TP-550-45633. Prepared under Task No. CP09.1001, National Renewable Energy Laboratory – NREL (2009)
- [9] Riffelmann, K., Richert, T., Nava, P., Schweitzer, A. "Ultimate Trough® – A significant step towards cost- competitive CSP". *Energy Procedia* 49 1831 – 1839 (2014)
- [10] Richert, T., Riffelmann, K., Nava, P. "The influence of Solar Field inlet and outlet temperature on the cost of electricity in a Molten Salt Parabolic Trough Power Plant". *Energy Procedia* 69 1143 – 1151. doi: 10.1016/j.egypro.2015.03.184 (2015)