

ANÁLISIS DE LA PÉRDIDA DE CARGA DE MEZCLAS DE CO₂ EN CICLOS SUPERCRÍTICOS CON RECOMPRESIÓN

Paul Tafur-Escanta*, Ignacio López-Paniagua*, Javier Muñoz-Antón*

* Dpto. Ingeniería Energética, Universidad Politécnica de Madrid, José Gutiérrez Abascal 2, 28006, Madrid, España, pm.tafur@alumnos.upm.es, ignacio.lopez@upm.es, javier.munoz.anton@upm.es

RESUMEN

Actualmente, el estudio de los ciclos Brayton de recompresión con CO₂ está alcanzando niveles muy altos de interés en la comunidad científica para su acoplamiento con plantas termosolares y así mejorar sus prestaciones. No obstante de este gran esfuerzo, un importante porcentaje de estos estudios no tiene en cuenta el efecto de la caída de presión en los intercambiadores de calor; este es el punto clave de este trabajo, junto con la evaluación del beneficio de utilizar aditivos al CO₂ que puedan mejorar las prestaciones del ciclo. Se obtiene que no es necesario ir a un gran número de recalentamientos y que con la mezcla adecuada se puede obtener una mejora de entre un 2 y un 4% respecto la misma configuración de ciclo con CO₂ puro.

PALABRAS CLAVE/PALAVRAS-CHAVE: Energía Solar, Ciclos Brayton, CO₂

ABSTRACT

Currently, the study of CO₂ recompression Brayton cycles is reaching very high levels of interest in the scientific community for their coupling with solar thermal plants and thus improve their performance. Despite this great effort, a significant percentage of these studies do not take into account the effect of pressure drop in heat exchangers; this is the key point of this work, together with the evaluation of the benefit of using CO₂ additives that can improve the performance of the cycle. It is obtained that it is not necessary to go to a large number of overheating and that with the appropriate mixture an improvement of between 2 and 4% can be obtained compared to the same cycle configuration with pure CO₂.

KEYWORDS: Solar Energy, Brayton cycles, CO₂

INTRODUCCIÓN/INTRODUÇÃO

El estudio de los ciclos Brayton de recompresión de CO₂ está dando lugar a un alto nivel de interés en la comunidad científica en la actualidad (Trevisan et al., 2020) con objeto de mejorar el rendimiento de las plantas termosolares (IRENA, 2020). Gran parte de este análisis no tiene en cuenta el efecto de la caída de presión en los intercambiadores de calor; este es el punto clave de este trabajo.

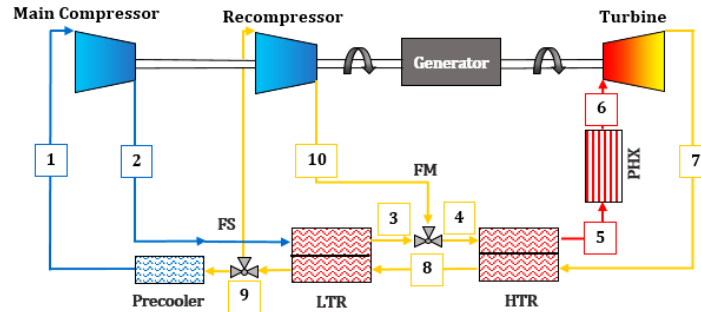


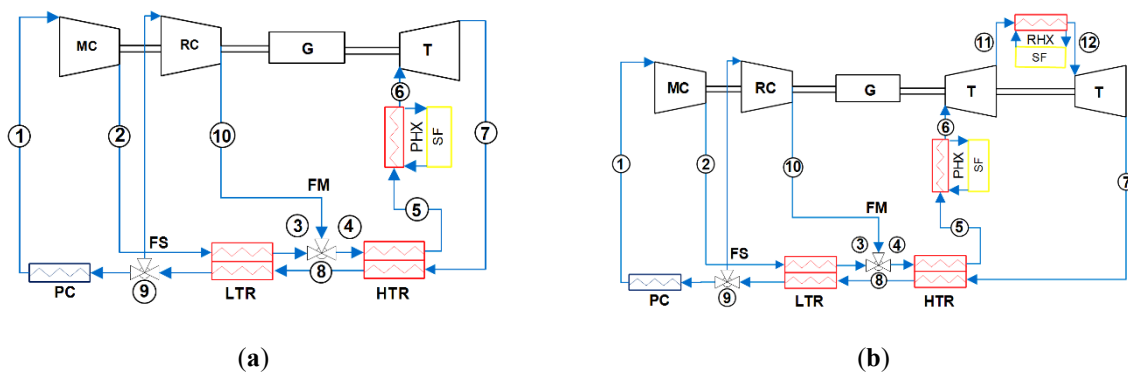
Fig. 1. Esquema del ciclo Brayton de recompresión

Se han desarrollado numerosos estudios relacionados con el análisis CFD de intercambiadores de calor compactos. Algunos autores (Yin et al., 2020) estudian las correlaciones de caída de presión en intercambiadores de calor de microcanales (MCHE) con configuraciones en zigzag y aletas en S para reactores nucleares de ciclo supercrítico de CO₂. Otros autores (Siddiqui y Altamani, 2017; Crespi et al., 2017) realizan diversos estudios y análisis CFD de intercambiadores de calor de circuito impreso (PCHE) que enfatizan la optimización de los parámetros de diseño. De particular interés es el estudio de Turchi et al., 2013, ya que se proponen diferentes mezclas basadas en s-CO₂ para desplazar el punto crítico y así mejorar la compresión supercrítica. En este sentido, se utilizará como referencia la línea de investigación de Al-Sulimainan y Atif, 2018, para analizar diversos parámetros de rendimiento del intercambiador PCHE.

Este estudio modela y simula un intercambiador de calor tipo PCHE aplicado a un ciclo de potencia de re-compresión de mezclas Brayton s-CO₂. Se analiza la eficiencia del ciclo utilizando el intercambiador PCHE y varias configuraciones de recalentamiento. Las siguientes secciones describen el modelado del intercambiador PCHE y su validación por comparación con fuentes existentes. Posteriormente se discute el efecto del intercambio de calor y la caída de presión sobre la eficiencia del ciclo con recalentamiento.

METODOLOGÍA

Se han estudiado las siguientes configuraciones del ciclo Brayton, Fig. 2: recompresión (RCC), recompresión con recalentamiento (RCC-RH) y recompresión con dos recalentamientos (RCC-2RH) y se estudiaron configuraciones más complejas del ciclo Brayton: recompresión con tres recalentamiento (RCC-3RH), recompresión con cuatro recalentamientos (RCC-4RH) y recompresión con cinco recalentamientos (RCC-5RH) (Coco-Enríquez, 2017).



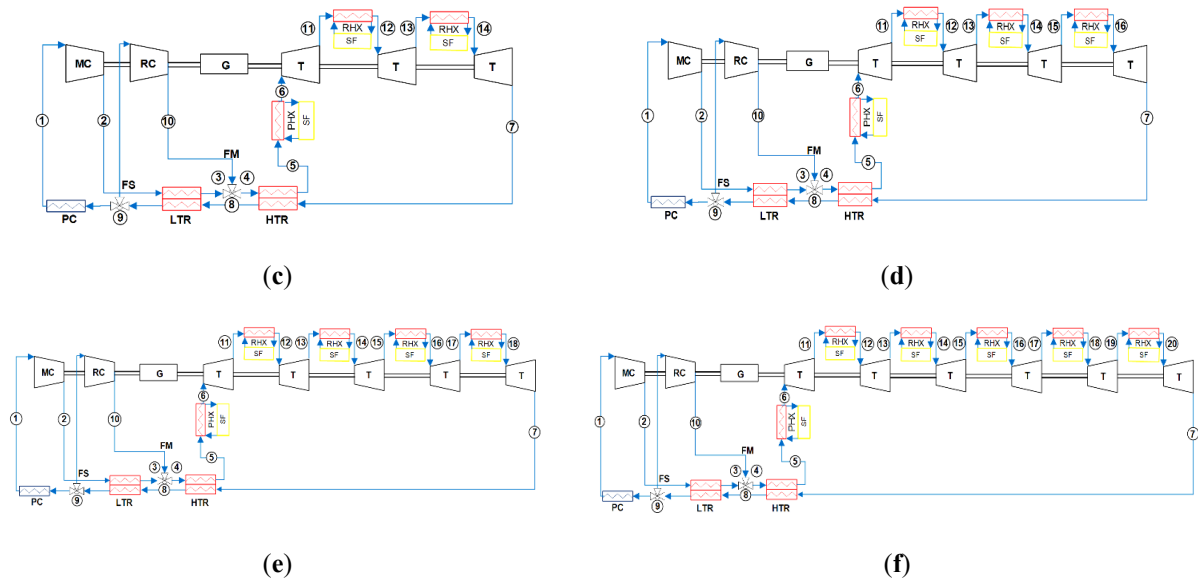


Fig. 2. Esquema del ciclo Brayton de recompresión (a), con recalentamiento (b), con dos recalentamientos (c), con tres recalentamientos (d), con cuatro recalentamientos (e) y con cinco recalentamientos (f). MC: compresor principal; RC: recompresor; G: generador; T: turbina; PC: preenfriador; FS: desdoblamiento de fluidos; FM: mezcla fluida; LTR: recuperador de baja temperatura; HTR: recuperador de alta temperatura; PHX: intercambiador de calor primario; RHX: intercambiador de calor de recalentamiento; SF: campo solar.

La metodología utilizada en el cálculo del rendimiento es establecer valores de conductancia total del recuperador de calor (UA_{total}) entre 5 y 25 MW/K, y otros parámetros clave que se muestran en la tabla 1. La temperatura de entrada del compresor es de 51 °C; la temperatura y presión de entrada a la turbina son 550 °C y 25 MPa respectivamente. Por otro lado, la presión de entrada al compresor y la fracción de recompresión se optimizan mediante algoritmos matemáticos: SUBPLEX, NEWOUA y BOBYQA (Coco-Enriquez, 2017).

Tabla 1: Parámetros de entrada

	Nomenclatura	Valor	Unidades
Potencia neta	W	50	MW
Eficiencia del compresor	η_{mc}	0.89	-
Eficiencia de la turbina	η_t	0.93	-
UA del LTR	UA_{LT}	2.5 to 12.5	MW/K
UA del HTR	UA_{HT}	2.5 to 12.5	MW/K
Pérdida de carga del LTR y HTR	$\frac{\Delta P/P_{LTR}}{\Delta P/P_{HT}}$ R	1.5//1.0	%
Pérdida de carga del PC	$\frac{\Delta P}{P_{PC}}$	2	%
Pérdida de carga del PHX y RHX	$\frac{\Delta P/P_{PHX}}{\Delta P/P_{RH}}$ X	1.5//1.5	%

La caída de presión en los componentes del ciclo de potencia es difícil de estimar porque se deben considerar diversos factores. En su estudio, Siddiqui et al., 2017, han tenido en cuenta los efectos de las caídas de presión en intervalos del 0 % al 4 % (Neises y Turchi, 2019). Zhang et al. demostró el impacto de diferentes fracciones de caída de presión (0% - 3%) y concluyó que tienen un efecto significativo en el rendimiento energético del ciclo (Linares et al. 2020). En la misma línea, Padilla et al. evaluó el efecto de la caída de presión en el rendimiento térmico de los ciclos Brayton s-CO₂ para sistemas solares de torre central. Su análisis consideró caídas de presión del 1%, 2,5% y 5% (Wang et al. 2017). Así, siguiendo los enfoques mencionados, este trabajo ha considerado caídas de presión entre 1% y 2% dependiendo del componente del ciclo (recuperadores de calor, intercambiadores de calor primarios y de recalentamiento y preenfriadores) (ver: Tabla 1).

El software SCSP (Supercritical Concentrated Solar Power Plant) (Valencia-Chapi et al., 2020) se utiliza para la evaluación del ciclo Brayton de recompresión. SCSP ha sido desarrollado en el *Grupo de Investigaciones Termoenergéticas* de la Universidad Politécnica de Madrid, que se basa en el núcleo del software desarrollado por (Dyreby, 2014), acoplándolo con el software comercial Thermoflex para la simulación del rendimiento de la configuración del ciclo en el punto de diseño, operando como fluido de trabajo puro s-CO₂. SCSP fija el tamaño de

la conductancia total del recuperador de calor (UA) como una constante y utiliza algoritmos matemáticos de optimización (BOBYQA, NEWUOA y SUBPLEX) para calcular la eficiencia térmica del ciclo considerado. Las propiedades del fluido se obtuvieron de la base de datos REFPROP (Reference Fluid Properties) desarrollada por el NIST (National Institute of Standards and Technology) de EE. UU. (Valencia-Chapi et al., 2020).

La eficiencia térmica del ciclo de recompresión Brayton s-CO₂ Eq. (1-3) se define apropiadamente como el trabajo específico neto dividido por el suministro neto de calor. La eficiencia térmica se puede expresar como se muestra en las siguientes ecuaciones para 1 (Eq. 1), 2 (Eq. 2) y 3 (Eq. 3) recalentamientos:

$$\eta_{th,RCC} = \frac{W_{T1} - (1 - \gamma) * W_{MC} - \gamma * W_{RC}}{Q_{PHX}} \quad (1)$$

$$\eta_{th,RCC,RH} = \frac{W_{T1} + W_{T2} - (1 - \gamma) * W_{MC} - \gamma * W_{RC}}{Q_{PHX} + Q_{RHX1}} \quad (2)$$

$$\eta_{th,RCC,2RH} = \frac{W_{T1} + W_{T2} + W_{T3} - (1 - \gamma) * W_{MC} - \gamma * W_{RC}}{Q_{PHX} + Q_{RHX1} + Q_{RHX2}} \quad (3)$$

Donde W_T, W_{MC}, W_{RC} son el trabajo realizado por la turbina, el compresor principal y el recompresor, respectivamente. Q_{PHX} y Q_{RHX} representan el calor del campo solar absorbido por el ciclo a través del intercambiador de calor primario y el intercambiador de calor de recalentamiento, respectivamente.

El sistema PCHE a analizar por CFD utiliza el software Ansys Fluent 2019 R3. La Fig. 3 muestra el modelado de dos canales de intercambio PCHE, un canal frío y un canal caliente. Los canales tienen un diámetro de 2 mm y una longitud máxima de 200 mm. Por su buen comportamiento en condiciones de alta temperatura y presión se eligió como material del dominio sólido del intercambiador la aleación Inconel 617 cuyas propiedades termofísicas se han supuesto constantes, con temperatura de 298.7 K, la densidad es (ρ) 8360 kg/m³, el calor específico isobárico (C_p) 0,417 kJ/kg·K y la conductividad térmica (k) 21 W/m·K.

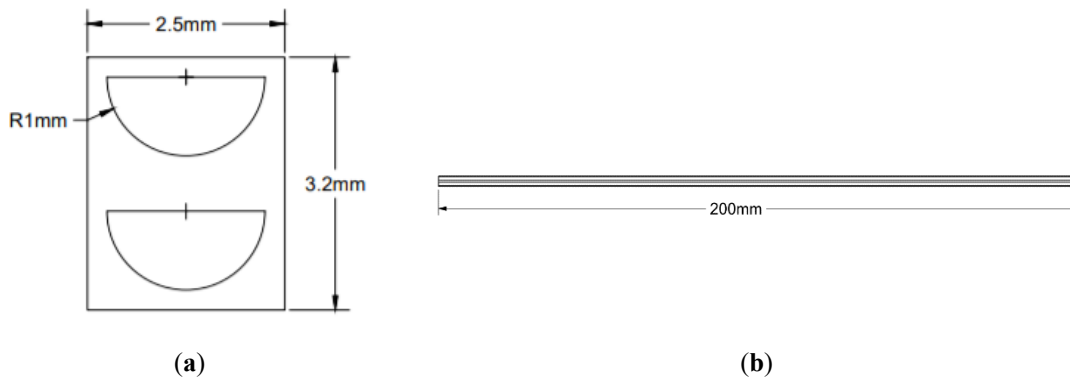


Fig. 3. Medidas de la geometría considerada para el PCHE; (a) vista frontal, (b) vista lateral.

Con el fin de validar el modelo numérico utilizado, este estudio trató de reproducir los resultados de los trabajos de Meshram et al., 2016, sobre simulación CFD de CO₂ supercrítico en un PCHE. El estudio de referencia citado analiza el comportamiento del CO₂ puro para diferentes configuraciones del intercambiador de circuito impreso y diferentes rangos de temperatura. Para calcular el comportamiento del fluido en este estudio, se utilizan las ecuaciones de continuidad, conservación de momento y conservación de la energía, Meshram et al., 2016.

El modelo de turbulencia utilizado en este estudio es el modelo $k - \epsilon$ estándar con función de pared de Navier – Stokes (RANS) promediado por Reynolds. Este modelo es el más común debido a su bajo costo computacional. Para este modelo, se requiere resolver dos ecuaciones adicionales: la ecuación para el transporte de energía cinética turbulenta (k) y la ecuación para la tasa de disipación de energía cinética turbulenta (ϵ). Las ecuaciones de transporte de este modelo son las referidas por Meshram et al., 2016.

Debido a las condiciones supercríticas de los fluidos utilizados en este trabajo, no es factible utilizar un modelo de gas real típico. Por esta razón, el modelo utilizado en la simulación numérica es el modelo de gas real de Aungier-Redlich-Kwong, (Yu et al., 2019). Este modelo está recomendado para su uso en cálculos con fluidos y mezclas de fluidos en estado de vapor o supercrítico.

El análisis de sensibilidad de malla es extremadamente importante en este trabajo. Para ello se realizan una serie de simulaciones en las que se varía el tamaño de la malla en un 5%. En este caso, se ha decidido variar el tamaño de malla del dominio fluido, manteniendo constante la malla del material sólido. Además, al modificar la malla del dominio fluido, también se modifica el tamaño de la celda más cercana a la pared, lo que permite analizar los resultados para diferentes valores de y^+ . Para asegurar la confiabilidad de la malla, se realiza la extrapolación de Richardson de los resultados para el perfil de temperatura. Finalmente, se realizó un estudio de dependencia de mallas para asegurar la confiabilidad de los resultados. Se modificó el tamaño de celda, enfatizando el valor y^+ para este propósito. Vesely et al., 2019, confirmaron que para modelos de turbulencia $k-\epsilon$ como el utilizado en el presente caso, las funciones de pared son las más apropiadas ya que este modelo de turbulencia es válido para regiones donde la turbulencia está completamente desarrollada. Por lo tanto, las celdas adyacentes a la pared se colocan en la región logarítmica ($y^+ > 32.5$) para garantizar la precisión del resultado. La expresión que define la función de pared para el rango de y^+ característico de esta región está definida en Simscale (Guo et al., 2018).

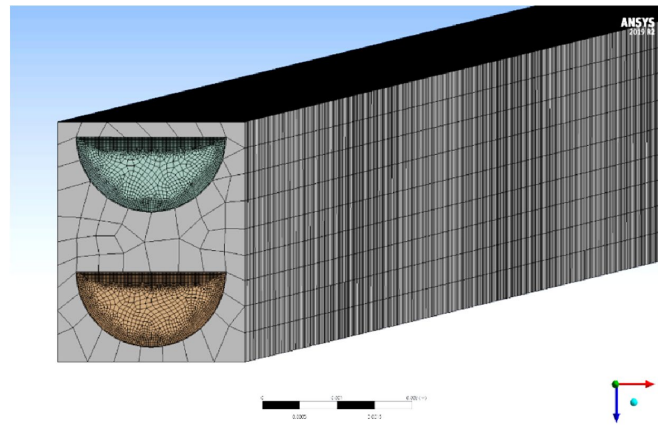


Fig. 4. Mallado considerado

VALIDACIÓN

La figura 5 muestra los resultados del modelo de gas real utilizando el modelo NIST para las variables estudiadas. Sin embargo, la validación se limita a analizar tanto el perfil de temperatura como la caída de presión del canal recto del intercambiador para el rango de temperatura más bajo (400 K para s-CO₂ frío y 630 K para s-CO₂ caliente).

En la Figura 6 se muestra la comparación del perfil de temperatura y la caída de presión obtenidos en la simulación con los resultados del estudio de referencia. Como se puede observar, los valores obtenidos en la simulación del perfil de temperatura son muy próximos a los valores de referencia, siendo la mayor desviación del 2,35% en el caso del fluido caliente y del 2% en el fluido frío. Además, en el caso de caída de presión, los valores obtenidos en la simulación se acercan a los valores de referencia. Aunque el error de flujo en frío parece alto (máximo 16,3%), esto se debe a una baja resolución de los datos de simulación. Este comportamiento se debe a los altos órdenes de magnitud de la presión (22,5 MPa). Sin embargo, para el flujo caliente, al ser menor la presión (9 MPa), se han obtenido resultados más precisos, por lo que el error, en este caso, es más cercano a la realidad; el error máximo es del 6,7%.

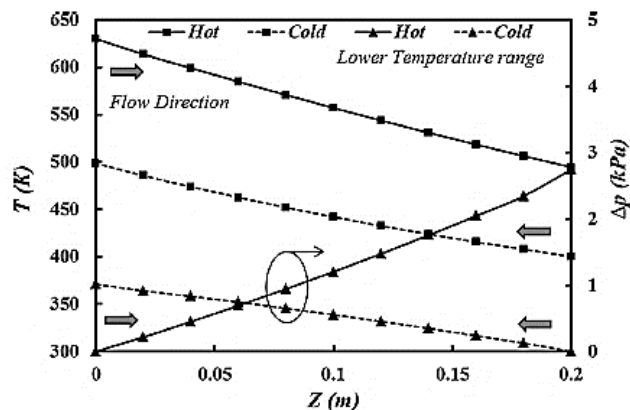


Fig. 5. Variación de temperatura (ordenada izquierda) y caída de presión (ordenada derecha) del canal recto a lo largo del rango de temperatura más bajo (Meshram et al., 2016).

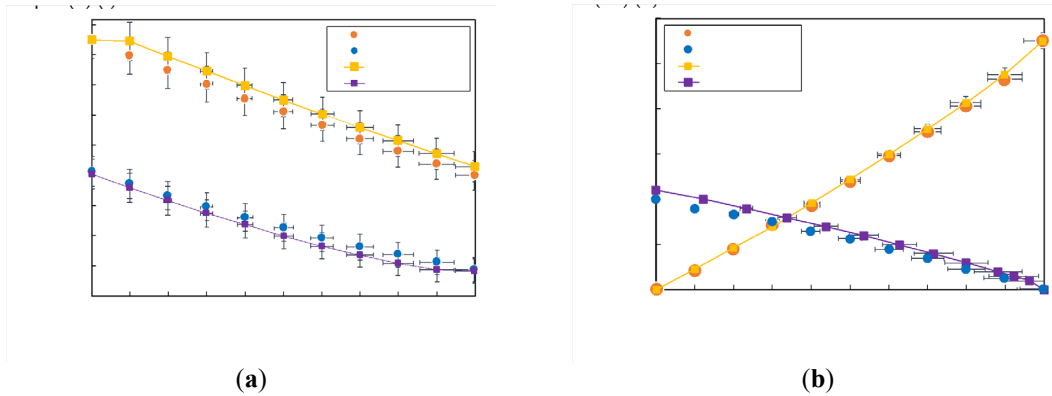


Fig. 6. (a) Comparación entre los valores de temperatura de referencia y los valores obtenidos en la simulación; (b) Comparación entre los valores de caída de presión de referencia y los valores obtenidos en la simulación.

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este apartado se muestran los resultados obtenidos en las diferentes simulaciones y su comparación con los datos de referencia de s-CO₂ puro. La eficiencia bruta de la planta se calcula configurando la conductancia total del recuperador para la temperatura de entrada en las turbinas (T_6 – Tabla 1). Posteriormente, la presión de entrada del compresor y la fracción de recompresión se optimizan con los algoritmos matemáticos SUBPLEX, UOBYQA y NEWOUA (Coco-Enriquez, 2017).

La eficiencia térmica de estos ciclos en comparación con la conductancia total de su recuperador utilizando CO₂ puro como fluido de trabajo con caída de presión en los componentes se muestra en la Figura 6.

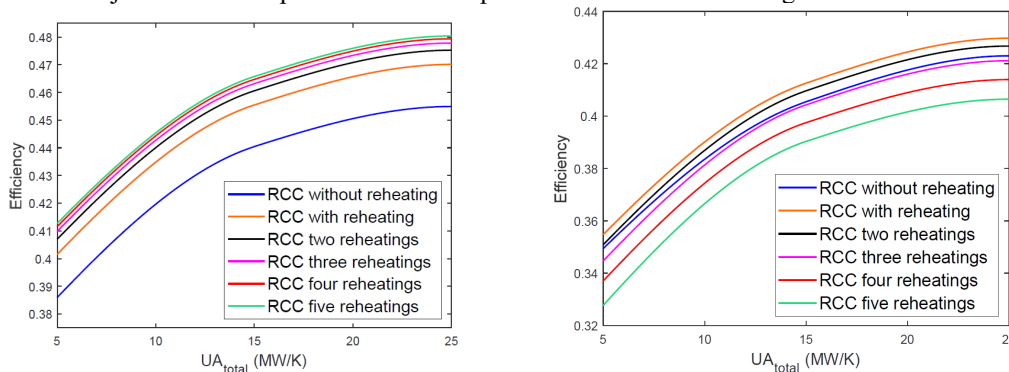


Fig. 6. Eficiencia del ciclo vs. UA_{total} . Ciclos RCC Brayton usando CO₂ puro sin (izquierda) y con (derecha) pérdida de carga.

Como se muestra en la Figura 6, un aumento en la caída de presión tiene un efecto perjudicial en la eficiencia térmica del ciclo Brayton CO₂ al reducir la brecha entre las configuraciones con recalentamientos y sin recalentamiento.

En la mayoría de los casos, la eficiencia óptima se obtiene cuando el punto crítico del fluido o mezcla de trabajo está cerca de la temperatura de entrada del compresor (CIT). Se puede observar que las mezclas que implican la mejor eficiencia del ciclo son CO₂/COS (70/30) y CO₂/H₂S (60/40). Estas mezclas aumentan la eficiencia del ciclo entre 3 y 4 puntos, mientras que las mezclas de CO₂/NH₃ y CO₂/SO₂ con fracciones molares de (81/19) y (90/10), respectivamente, aumentan su eficiencia entre 2 y 3 puntos (Figura 7).

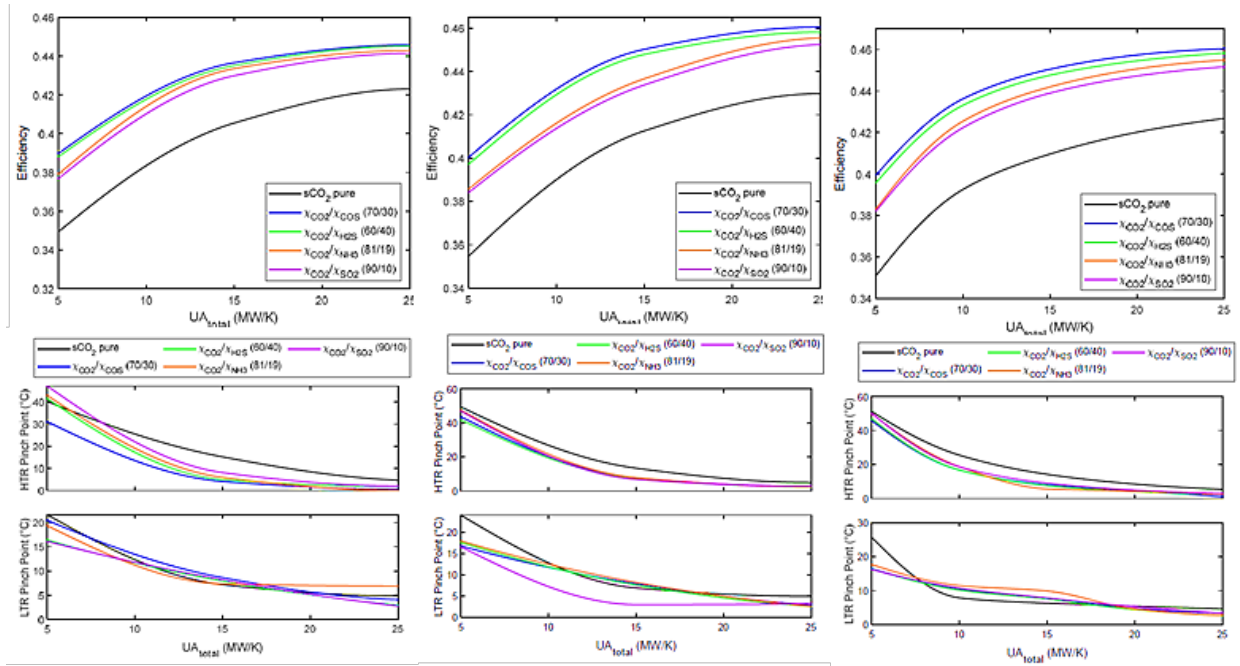


Figura 7: Rendimiento del ciclo Vs. UA_{total} (arriba) y variación pinch point con UA_{total} (abajo) para ciclo sin recalentamiento (izquierda), con un recalentamiento (centro) y dos recalentamientos (derecha).

La conductancia total del recuperador está directamente relacionada con el aumento de la eficiencia del ciclo. Sin embargo, este aumento está limitado por la disminución de “pinch point”, que se puede definir como la diferencia mínima de temperatura entre las corrientes calientes y frías en cada recuperador de calor (LTR y HTR). Los valores característicos de funcionamiento de los recuperadores se consideran temperaturas de “pinch point” entre 5 y 10°C; sin embargo, estas temperaturas pueden reducirse a un rango de 2 a 5°C en las configuraciones estudiadas (Dyreby, 2014). La figura 7 muestra para configuraciones de RCC que el “pinch point” disminuye al aumentar el UA_{total} del ciclo.

CONCLUSIONES

Uno de los principales objetivos de este estudio fue evaluar el impacto de las mezclas que aumentan la temperatura crítica sobre la eficiencia térmica cuando se utilizan en ciclos de potencia de CO_2 de Brayton de recompresión como fluido de trabajo. Los resultados mostraron que tales mezclas ya tienen un impacto positivo que aumenta la eficiencia; de esta forma, la mezcla con mejor eficiencia en todas las configuraciones está formada por sulfuro de carbonilo seguida de las mezclas con sulfuro de hidrógeno, amoníaco y dióxido de azufre.

Sin embargo, las mezclas aún logran una mayor eficiencia en comparación con el CO_2 supercrítico puro. En configuraciones de hasta tres recalentamientos, se observa que, dependiendo de la mezcla utilizada, la eficiencia térmica aumenta entre dos y cuatro puntos respecto al CO_2 puro. Mientras que, en configuraciones con cuatro y cinco recalentamientos, puede aumentar entre tres y seis puntos.

AGRADECIMIENTOS

Los autores desean agradecer a la Comunidad de Madrid y a los Fondos Estructurales Europeos por su apoyo financiero al proyecto ACES2030-CM (S2018/EMT-4319).

REFERENCIAS/REFERÊNCIAS

Al-Sulaiman, F.A.; Atif, M. Performance comparison of different supercritical carbon dioxide Brayton cycles integrated with a solar power tower. *Energy* **2015**, *82*, 61–71, doi:10.1016/j.energy.2014.12.070.

Binotti, M.; Di Marcoberardino, G.; Iora, P.; Invernizzi, C.; Manzolini, G. Scarabeus: Supercritical carbon dioxide/alternative fluid blends for efficiency upgrade of solar power plants. *AIP Conf. Proc.* **2020**, *2303*.

- Coco-Enrriquez, L. Nueva Generación de Centrales Termosolares con Colectores Solares Lineales Acoplados a Ciclos Supercríticos de Potencia. Ph.D. Thesis, ETSI Industriales (UPM), Madrid, Spain, 2017.
- Crespi, F.; Gavagnin, G.; Sánchez, D.; Martínez, G.S. Supercritical carbon dioxide cycles for power generation: A review. *Appl. Energy* **2017**, *195*, 152–183.
- Dyreby, J.J. Modeling the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle with Recompression. Ph.D. Thesis, University of Wisconsin-Madison, Madison, WI, USA, 2014.
- Guo, J.Q.; Li, M.J.; Xu, J.L.; Yan, J.J.; Wang, K. Thermodynamic performance analysis of different supercritical Brayton cycles using CO₂-based binary mixtures in the molten salt solar power tower systems. *Energy* **2019**, *173*, 785–798.
- IRENA. *Renewable Capacity Statistics 2020, Internacional Renovables Energía Agencia*; International Renewable Energy Agency (IRENA): Abu Dhabi, United Arab Emirates, 2020.
- Linares, J.I.; Montes, M.J.; Cantizano, A.; Sánchez, C. A novel supercritical CO₂ recompression Brayton power cycle for power tower concentrating solar plants. *Appl. Energy* **2020**, *263*, 114644, doi:10.1016/j.apenergy.2020.114644.
- Marchionni, M.; Bianchi, G.; Tassou, S.A. Techno-economic assessment of Joule-Brayton cycle architectures for heat to power conversion from high-grade heat sources using CO₂ in the supercritical state. *Energy* **2018**, *148*, 1140–1152.
- Meshram, A.; Jaiswal, A.K.; Khivsara, S.D.; Ortega, J.D.; Ho, C.; Bapat, R.; Dutta, P. Modeling and analysis of a printed circuit heat exchanger for supercritical CO₂ power cycle applications. *Appl. Therm. Eng.* **2016**, *109*, 861–870.
- Neises, T.; Turchi, C. Supercritical carbon dioxide power cycle design and configuration optimization to minimize levelized cost of energy of molten salt power towers operating at 650° C. *Sol. Energy* **2019**, *181*, 27–36.
- Siddiqui, M.E.; Almitani, K.H. Proposal and Thermodynamic Assessment of S-CO₂ Brayton Cycle Layout for Improved Heat Recovery. *Entropy* **2020**, *22*, 305.
- Trevisan, S.; Guédez, R.; Laumert, B. Thermo-economic optimization of an air driven supercritical CO₂ Brayton power cycle for concentrating solar power plant with packed bed thermal energy storage. *Sol. Energy* **2020**, *211*, 1373–1391.
- Turchi, C.S.; Ma, Z.; Neises, T.W.; Wagner, M.J. Thermodynamic study of advanced supercritical carbon dioxide power cycles for concentrating solar power systems. *J. Sol. Energy Eng.* **2013**, 135
- Valencia-Chapi, R.; Coco-Enrriquez, L.; Muñoz-Antón, J. Supercritical CO₂ Mixtures for Advanced Brayton Power Cycles in Line-Focusing Solar Power Plants. *Appl. Sci.* **2020**, *10*, 55, doi:10.3390/app10010055.
- Vesely, L.; Manikantachari, K.R.V.; Vasu, S.; Kapat, J.; Dostal, V.; Martin, S. Effect of impurities on compressor and cooler in supercritical CO₂ cycles. *J. Energy Resour. Technol.* **2019**, *141*, doi:10.1115/1.4040581.
- Wang, K.; He, Y.L.; Zhu, H.H. Integration between supercritical CO₂ Brayton cycles and molten salt solar power towers: A review and a comprehensive comparison of different cycle layouts. *Appl. Energy* **2017**, *195*, 819–836.
- Wang, K.; Li, M.J.; Guo, J.Q.; Li, P.; Liu, Z.B. A systematic comparison of different S-CO₂ Brayton cycle layouts based on multiobjective optimization for applications in solar power tower plants. *Appl. Energy* **2018**, *212*, 109–121.
- Yin, J.M.; Zheng, Q.Y.; Peng, Z.R.; Zhang, X.R. Review of supercritical CO₂ power cycles integrated with CSP. *Int. J. Energy Res.* **2020**, *44*, 1337–1369.
- Yu, A.; Su, W.; Zhao, L.; Lin, X.; Zhou, N. New Knowledge on the Performance of Supercritical Brayton Cycle with CO₂-Based Mixtures. *Energies* **2020**, *13*, 1741.