

COMPARATIVA DEL RENDIMIENTO TEÓRICO MÁXIMO Y ESTIMADO DE UNA PLANTA SOLAR DE GENERACIÓN DIRECTA DE VAPOR

González-Mora E.*, Durán-García M.D.*

* Ingeniería en Sistemas Energéticos Sustentables, Universidad Autónoma del Estado de México, Cerro de Coatepec S/N, Toluca, 50100, México, egonzalezmo@uaemex.mx, mddurang@uaemex.mx

<https://doi.org/10.34637/cies2020.1.2014>

RESUMEN

En el presente trabajo, se discute el límite teórico máximo de una planta solar de generación directa de vapor bajo la teoría de la termodinámica endorreversible y la termodinámica clásica, comparándolo con el rendimiento estimado en condiciones de operación. La planta solar emplea reflectores Fresnel para la generación directa de vapor con la finalidad de alimentar dos configuraciones de ciclo Rankine, con dos y tres extracciones de vapor respectivamente. Las presiones de las extracciones de vapor se determinaron estipulando una mínima generación de entropía en el ciclo con la finalidad de maximizar el rendimiento térmico. Como resultado de haber optimizado la generación de entropía, la planta analizada presenta un rendimiento térmico muy próximo al de la termodinámica endorreversible, por lo que puede establecerse que los ciclos Rankine discutidos estarán operando prácticamente a la máxima producción de potencia bajo los límites físicos del propio sistema.

PALABRAS CLAVE: Endorreversible, Planta Solar, Rendimiento térmico, Generación Directa de Vapor

ABSTRACT

In the present work, the maximum theoretical limit of a direct steam generation solar plant is discussed under the theory of endoreversible thermodynamics and classical thermodynamics, comparing it with the estimated efficiency in operating conditions. The solar plant uses Fresnel reflectors for direct steam generation in order to feed two Rankine cycle configurations, with two and three steam extractions respectively. The pressures of the steam extractions were determined by stipulating a minimum generation of entropy in the cycle in order to maximize the thermal performance. As a result of optimizing the generation of entropy, the analyzed plant has a thermal efficiency very close to that of endoreversible thermodynamics, so it can be established that the Rankine cycles discussed will be operating at practically the maximum power output under the physical limits of the plant itself system.

KEYWORDS: Endoreversible, Solar Plant, Thermal Efficiency, Direct Steam Generation

INTRODUCCIÓN

El rendimiento térmico de cualquier planta de potencia siempre tendrá como límite superior el rendimiento térmico de un motor interna y externamente reversible (Carnot). Sin embargo, a mediados del S. XX, se han comenzado a modelar sistemas de potencia que consideran sistemas únicamente internamente reversibles (Curzon & Ahlborn, 1975; Novikov, 1958), y que el proceso de transferencia de calor entre los reservorios de alta y baja temperatura es irreversible. Este modelo se conoce como termodinámica endorreversible (T-ER) o bien de tiempo finito (T-TF) (Adrian Bejan, 2016; Tabatabaian et al., 2017). En la termodinámica clásica, los reservorios de temperatura transfieren energía térmica de manera reversible, es decir, tienen dos condiciones, un tiempo finito de transferencia de calor o bien una conductancia infinita.

Sin embargo, un postulado de la transferencia de calor es que esta ocurre en un tiempo delimitado por las condiciones de equilibrio y que no existen dispositivos reales que presenten una conductancia infinita (A Bejan, 1993; Bergman et al., 2011; Nellis & Klein, 2009). Se ha demostrado que en el caso límite de que se cumpla alguna de estas condiciones, el trabajo útil del ciclo resulta ser cero (De Vos, 1992), lo que contradice el propósito de la generación de energía mediante ciclos de potencia.

Los conceptos que aborda la visión de la T-ER no aporta como tal nuevas definiciones; sin embargo, permite comparar de manera más objetiva el rendimiento térmico de plantas reales con el teórico máximo que puede lograr alcanzar (Bădescu, 2000). En la Tabla 1, se compara el rendimiento de centrales reales contra el rendimiento de Carnot (Carnot, 1824), modelado por la Ec. (1), y rendimiento de Curzon y Ahlborn (C-A) (Curzon & Ahlborn, 1975), modelado por la Ec. (2), en donde se aprecia que el modelo de C-A modela mejor el rendimiento de las plantas reales que el modelo de Carnot.

$$\eta_c = 1 - \frac{T_L}{T_H} \quad (1)$$

$$\eta_c = 1 - \sqrt{\frac{T_L}{T_H}} \quad (2)$$

Tabla 1. Rendimientos térmicos observados en motores térmicos reales (Adrian Bejan, 2016; Curzon & Ahlborn, 1975).

| Fuente | T_H | T_L | Rendimiento de Carnot [%] | Rendimiento de C-A [%] | Rendimiento observado [%] | Error relativo | |
|---|-------|-------|---------------------------|------------------------|---------------------------|----------------|------|
| | [°C] | | | | | Carnot | C-A |
| West Thurrock (Planta de vapor a carbón – Gran Bretaña) | 565 | 25 | 64.43 | 40.36 | 36 | 0.44 | 0.11 |
| Calder Hall (Reactor nuclear – Gran Bretaña) | 310 | 25 | 48.87 | 28.50 | 19 | 0.61 | 0.33 |
| CANDU PHW (Reactor nuclear – Canadá) | 300 | 25 | 47.98 | 27.88 | 30 | 0.38 | 0.08 |
| Landerello (Planta geotérmica – Italia) | 250 | 80 | 32.50 | 17.84 | 16 | 0.51 | 0.10 |
| Dungeness (Reactor nuclear – EEUUA) | 25 | 650 | 67.70 | 43.17 | 40 | 0.41 | 0.07 |
| Dungeness (Reactor nuclear – Suiza) | 25 | 690 | 69.04 | 44.36 | 32 | 0.54 | 0.28 |
| Dungeness (Reactor nuclear – Francia) | 25 | 680 | 68.72 | 44.07 | 34 | 0.51 | 0.23 |

Al relacionar la potencia que un ciclo puede entregar, en función del rendimiento térmico, es posible obtener la gráfica mostrada en la Fig. 1. Se observa que la potencia del ciclo aumenta con el rendimiento térmico, alcanzando un máximo cuando el rendimiento corresponde al de C-A y posteriormente disminuye bruscamente; y que tiende a cero a medida que el rendimiento térmico se aproxima al de Carnot.

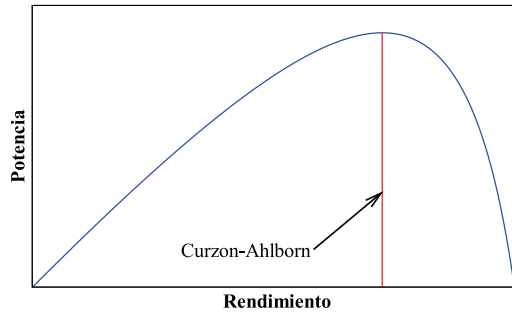
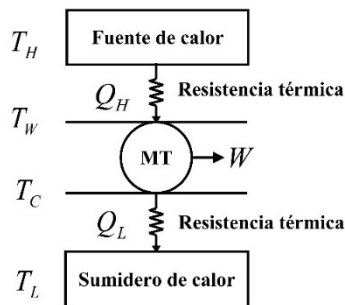


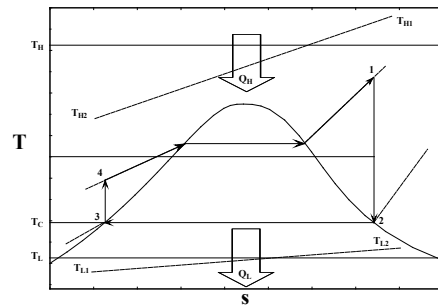
Fig. 1. Potencia de un ciclo termodinámico en función de las temperaturas de los reservorios térmicos.

MODELO DE TERMODINÁMICA ENDORREVERSIBLE

Hoy en día existe ya una vasta teoría que permite analizar diferentes ciclos termodinámicos (potencia y refrigeración) bajo el análisis de tiempos finitos o bien mediante conductancias finitas (Kaushik et al., 2017); que se ha aplicado con relativo éxito en sistemas termosolares (Adibhatla & Kaushik, 2017; De Vos, 1992; El-Din, 1999; Sahin, 2001; Zheng et al., 2015), y también a diferentes centrales convencionales del sistema eléctrico de México (Cervantes-de Gortari et al., 2002), en donde se ha comprobado que la T-ER modela mejor el comportamiento de estos sistemas. Dado que existe una diferencia de temperatura entre la fuente de calor y la del fluido de trabajo en los procesos de calentamiento y enfriamiento, existe una transferencia de calor irreversible en el sistema, por lo que un modelo simplificado del ciclo puede verse en la Fig. 2 (a). En el presente trabajo, se analiza un ciclo Rankine caracterizado por una fuente de calor con conductancia finita, como se aprecia en la Fig. 2(b).



(a) Modelo simplificado de un motor térmico



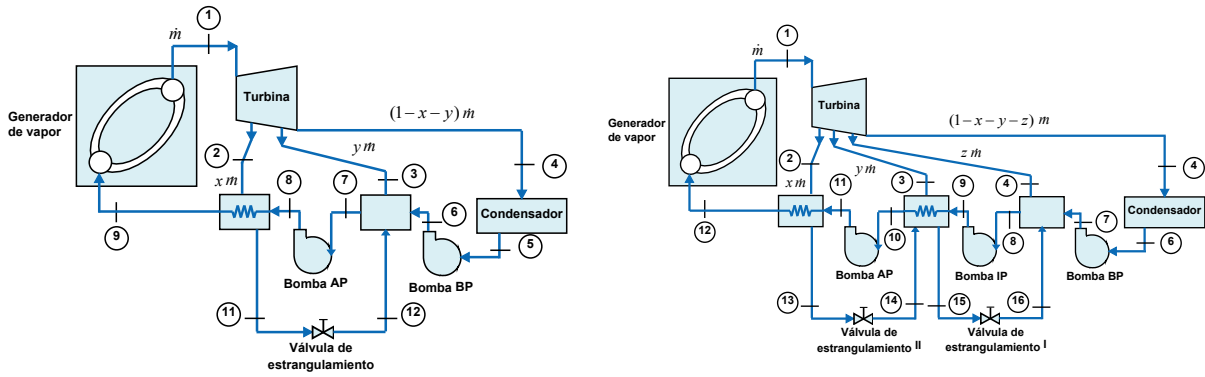
(b) Diagrama T-s de un ciclo Rankine

Fig. 2. Modelo de un motor de T-ER.

El rendimiento térmico de un ciclo Rankine bajo las condiciones de T-ER, se modela de la misma manera que en la Ec. (2), donde los valores de las temperaturas corresponden a los límites de cada sumidero de calor, es decir, el rendimiento teórico máximo bajo el esquema de la T-ER será $\eta_m = 1 - \sqrt{\frac{T_{L1}}{T_{H1}}}$.

CASO DE ESTUDIO

El análisis de T-ER se efectúa en una planta termosolar conceptual de 10 MW que emplea reflectores Fresnel en generación directa de vapor que alimentará un ciclo Rankine con dos y tres extracciones de vapor, como se esquematiza en la Fig. 3; ubicada en la zona de Agua Prieta, México. Una vez que se ha definido la configuración del bloque de potencia, se procede a caracterizar termodinámicamente cada estado en donde se ha realizado un análisis de sensibilidad para establecer las presiones óptimas de extracción (González-Mora, 2019) con el fin de minimizar la generación de entropía del ciclo (A Bejan, 1995; Adrian Bejan, 2016), ver Tabla 2.



(a) Ciclo Rankine con 2 extracciones (b) Ciclo Rankine con 3 extracciones
Fig. 3. Diagrama esquemático de la configuración de los ciclos de potencia (González-Mora, 2019).

Con la caracterización termodinámica es posible establecer el tamaño del campo de reflectores Fresnel que permitirá entregar la energía térmica necesaria para lograr las condiciones necesarias a la entrada de la turbina y poder alimentar el ciclo. En el caso del ciclo de 2 extracciones de vapor, se requiere calentar 12.81 kg/s de agua desde 496.1 K hasta 673.2 K . Para el ciclo de 3 extracciones de vapor se requiere calentar 13.26 kg/s de agua desde 485.5 K hasta 673.2 K (González-Mora, 2019).

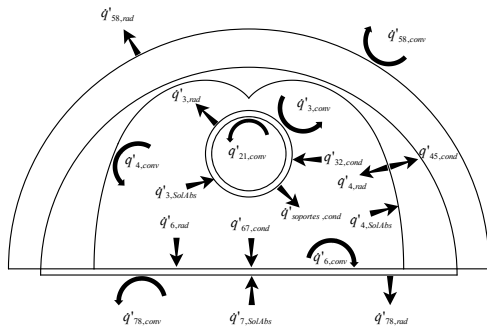
El modelo de T-ER requiere conocer la temperatura de la fuente de alta temperatura, es decir la temperatura de superficie del tubo absorbedor del reflector Fresnel. En el presente estudio, se considera un campo de reflectores Fresnel que se ha optimizado para aumentar el factor de intercepción y lograr un lazo de menor tamaño (González-Mora & Durán García, 2020), tomando como referencia la descripción del lazo FRESDEMO (Bernhard et al., 2014). El campo optimizado se caracterizó termodinámicamente mediante un análisis unidimensional detallado de transferencia de calor en el receptor (González-Mora & Durán-García, 2019), ver Fig. 4.

Tabla 2. Caracterización termodinámica de los estados del ciclo Rankine.
2 extracciones de vapor (Fig. 3 a)

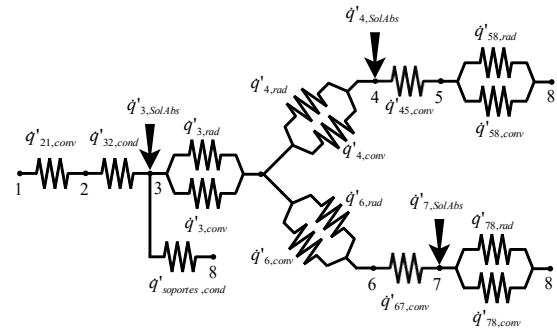
| i | $T_i[\text{K}]$ | $P_i[\text{bar}]$ | $h_i \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ | $s_i \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$ |
|-----|-----------------|-------------------|--|--|
| 1 | 673.2 | 100 | 3097.46 | 6.21 |
| 2 | 474.5 | 16 | 2775.61 | 6.39 |
| 3 | 443.6 | 8 | 2672.17 | 6.45 |
| 4 | 314.7 | 0.08 | 2153.17 | 6.88 |
| 5 | 314.7 | 0.08 | 173.84 | 0.59 |
| 6 | 314.7 | 8 | 174.90 | 0.59 |
| 7 | 404.6 | 8 | 552.47 | 1.65 |
| 8 | 406.3 | 100 | 566.32 | 1.66 |
| 9 | 496.1 | 100 | 959.39 | 2.53 |
| 10 | 474.5 | 16 | 858.44 | 2.34 |
| 11 | 443.6 | 8 | 858.44 | 2.39 |

3 extracciones de vapor (Fig. 3 b)

| i | $T_i[\text{K}]$ | $P_i[\text{bar}]$ | $h_i \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$ | $s_i \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right]$ |
|-----|-----------------|-------------------|--|--|
| 1 | 673.2 | 100 | 3097.46 | 6.21 |
| 2 | 489.1 | 20 | 2809.61 | 6.36 |
| 3 | 416.8 | 4 | 2576.37 | 6.51 |
| 4 | 393.4 | 2 | 2486.69 | 6.57 |
| 5 | 314.7 | 0.08 | 2147.86 | 6.87 |
| 6 | 314.7 | 0.08 | 173.84 | 0.59 |
| 7 | 314.7 | 2 | 174.10 | 0.59 |
| 8 | 382.1 | 2 | 456.77 | 1.41 |
| 9 | 383.6 | 100 | 470.56 | 1.42 |
| 10 | 451 | 100 | 758.24 | 2.11 |
| 11 | 518.4 | 100 | 1062.95 | 2.74 |
| 12 | 485.5 | 20 | 908.47 | 2.45 |
| 13 | 416.8 | 4 | 908.47 | 2.51 |
| 14 | 416.8 | 4 | 604.66 | 1.78 |
| 15 | 393.4 | 2 | 604.66 | 1.78 |



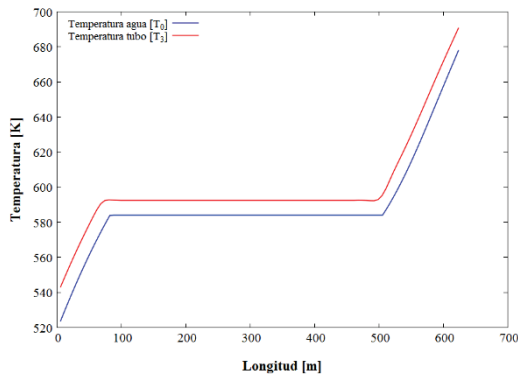
(a) Sección transversal del receptor Fresnel



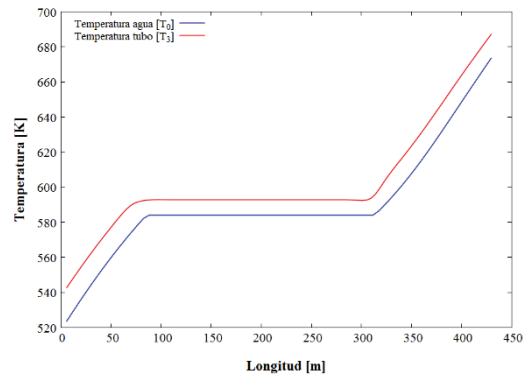
(b) Resistencia térmica del receptor

Fig. 4. Modelo de transferencia de calor (González-Mora & Durán-García, 2019).

Las gráficas mostradas en la Fig. 5 corresponden a la temperatura del agua y la superficie exterior del tubo a lo largo de los lazos correspondientes a los ciclos Rankine con dos y tres extracciones de vapor para un campo solar con tres lazos de reflectores Fresnel.



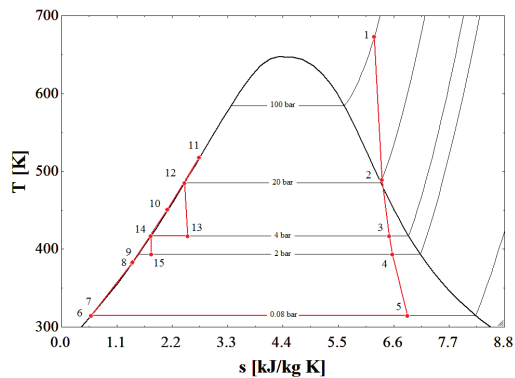
(a) 2 extracciones de vapor



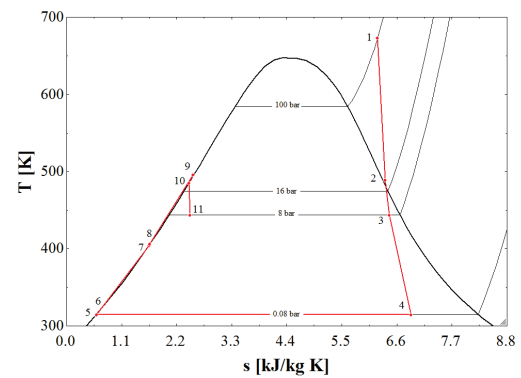
(b) 3 extracciones de vapor

Fig. 4. Campo de temperatura para el agua y la superficie externa del tubo a través del lazo.

Como se aprecia en las gráficas anteriores, existe una diferencia de temperatura entre el fluido de trabajo y la superficie del tubo. Así, es posible realizar un símil entre la fuente de alta temperatura de la Fig. 3 y la temperatura de superficie del tubo absorbedor. En la Fig. 6 se representa de manera gráfica el diagrama $T - s$ de cada configuración.



(a) 2 extracciones de vapor



(b) 3 extracciones de vapor

Fig. 6. Diagrama $T - s$ de los ciclos analizados.

COMPARATIVA DE RENDIMIENTO TÉRMICO

Con la caracterización termodinámica de la Tablas 2, en conjunto con las Ecs. (1) y (2), es posible construir el gráfico mostrado en la Fig. 7; en donde se grafica el rendimiento térmico de Carnot y el de C-A y se ubica el rendimiento que presenta la caracterización termodinámica de cada ciclo Rankine analizado.

El ciclo Rankine con 2 extracciones de vapor presenta un rendimiento térmico de 0.31, y bajo estas condiciones de operación, un motor de Carnot presentaría un rendimiento de 0.565, y un 0.38 para un motor C-A. El error relativo con el rendimiento de Carnot es de 0.451 contra un 0.089 del rendimiento de C-A. Para el ciclo Rankine con 3 extracciones de vapor, el rendimiento térmico es de 0.315; un motor Carnot presentaría un rendimiento de 0.563, y un 0.339 para un motor C-A. El error relativo con el rendimiento de Carnot es de 0.441 contra un 0.072 del rendimiento de C-A.

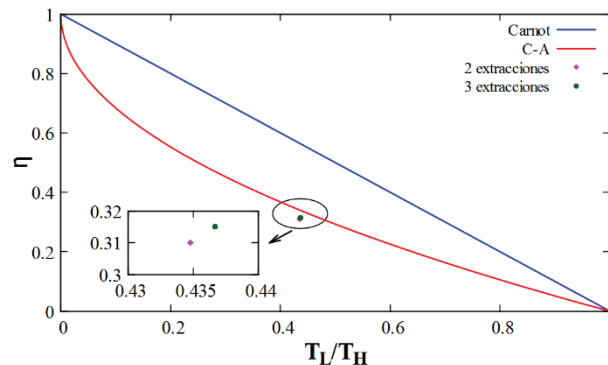


Fig. 7. Comparativa del rendimiento de Carnot, C-A y los dos ciclos Rankine.

Al comparar el error relativo que existe entre el valor calculado con la caracterización termodinámica del ciclo Rankine contra el rendimiento de Carnot y el de C-A, es evidente que el modelo de C-A modela de manera más real el límite teórico máximo que podríamos alcanzar con un ciclo de potencia alimentado por un sistema termosolar. Lo anterior se explica al analizar con detalle las gráficas mostradas en la Fig. 5, donde se aprecia la diferencia de temperaturas que existe entre la fuente y el agua durante el calentamiento, que corresponden al proceso 1 – 2 de las Figs. 6 (a) y (b).

Es esa diferencia de temperaturas lo que hacen que exista una irreversibilidad entre el foco de alta temperatura y el fluido de trabajo, dando como resultado que el rendimiento de los ciclos Rankine se alejen demasiado del teórico máximo de Carnot; sin embargo, al haber optimizado las presiones de extracción para minimizar la generación de entropía, se han disminuido las irreversibilidades internas en el ciclo, lo que hace que el rendimiento de los ciclos se aproximen demasiado al máximo de C-A.

CONCLUSIONES

El análisis de T-ER permite analizar de manera más realista el límite teórico máximo que un motor real puede llegar a alcanzar, sin necesidad de introducir conceptos nuevos a la termodinámica clásica. Esto se basa en el funcionamiento del motor a su potencia máxima, y se muestra que el rendimiento térmico es significativamente menor que la de un ciclo de Carnot entre los mismos límites de temperatura.

En el presente estudio, se ha abordado el análisis de dos ciclos Rankine, alimentados por un campo de reflectores Fresnel en generación de vapor. Para las condiciones de operación del ciclo Rankine con dos extracciones de vapor y un rendimiento térmico de 0.31, un motor completamente reversible (motor de Carnot) presentaría un rendimiento de 0.565, mientras que se esperaría un rendimiento de 0.38 para un motor endorreversible (Curzon y Ahlborn). De manera similar, el ciclo Rankine con tres extracciones de vapor tiene un rendimiento térmico de 0.315; 0.563 para un motor reversible y 0.339 para un endorreversible.

Dado que los ciclos Rankine analizados presentan dos y tres extracciones de vapor, los estados termodinámicos se determinaron bajo la premisa de minimizar la generación de entropía, y así poder operar en las mejores condiciones posibles. El haber optimizado las presiones de extracción, dio como resultado que el rendimiento térmico estimado de los ciclos Rankine se aproxima demasiado a los límites propuestos por Curzon y Ahlborn, por lo que estarían operando casi en el límite de la termodinámica endorreversible.

REFERENCIAS

- Adibhatla, S., & Kaushik, S. C. (2017). Energy, exergy and economic (3E) analysis of integrated solar direct steam generation combined cycle power plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 20, 88–97. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2017.01.002>
- Bădescu, V. (2000). Thermodynamics of Solar Energy Conversion into Work. In S. Sieniutycz & A. De Vos (Eds.), *Thermodynamics of Energy Conversion and Transport* (pp. 14–48). Springer New York. https://doi.org/10.1007/978-1-4612-1286-7_2
- Bejan, A. (1993). *Heat transfer*. John Wiley & Sons, Inc.
- Bejan, A. (1995). *Entropy Generation Minimization: The Method of Thermodynamic Optimization of Finite-Size Systems and Finite-Time Processes*. Taylor & Francis. <https://books.google.com.mx/books?id=pP6cZkun4VoC>
- Bejan, Adrian. (2016). Advanced Engineering Thermodynamics. In *John Wiley & Sons* (1st ed.). Wiley.
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (7th ed.). John Wiley & Sons, Inc.
- Bernhard, R., Laabs, H.-J., de LaLaing, J., & Eickhoff, M. (2014). Linear Fresnel Collector Demonstration on the PSA, Part I – Design, Construction and Quality Control. *SolarPaces, MARCH*, 1–10.
- Carnot, S. (1824). *Réflexions sur la puissance motrice du feu*.
- Cervantes-de Gortari, J., Vidal-Santo, A., Méndez-Lavielle, F., & Bautista-Godínez, O. (2002). Conceptos modernos de optimización termodinámica en centrales termoeléctricas mexicanas. *Ingeniería Investigación y Tecnología*, 3(1), 1–7. <https://doi.org/10.22201/fi.25940732e.2002.03n1.001>
- Curzon, F. L., & Ahlborn, B. (1975). Efficiency of a Carnot engine at maximum power output. *American Journal of Physics*, 43(1), 22–24. <https://doi.org/10.1119/1.10023>
- De Vos, A. (1992). *Endoreversible Thermodynamics of Solar Energy Conversion*. Oxford University Press on Demand.
- El-Din, M. M. S. (1999). Thermodynamic optimisation of irreversible solar heatengines. *Renewable Energy*, 17(2), 183–190. [https://doi.org/10.1016/S0960-1481\(98\)00113-X](https://doi.org/10.1016/S0960-1481(98)00113-X)
- González-Mora, & Durán García. (2020). Methodology for an Opto-Geometric Optimization of a Linear Fresnel Reflector for Direct Steam Generation. *Energies*, 13(2), 355. <https://doi.org/10.3390/en13020355>
- González-Mora, E. (2019). *Análisis 2E de diferentes configuraciones de plantas solares de generación directa de vapor empleando reflectores Fresnel*. Universidad Autónoma del Estado de México.
- González-Mora, E., & Durán-García, M. D. (2019). Energy and Exergy (2E) Analysis of an Optimized Linear Fresnel Reflector for a Conceptual Direct Steam Generation Power Plant. *ISES Solar World Conference 2019 and the IEA SHC Solar Heating and Cooling Conference for Buildings and Industry 2019, 2013*.
- Kaushik, S. C., Tyagi, S. K., & Kumar, P. (2017). *Finite Time Thermodynamics of Power and Refrigeration Cycles*. Springer International Publishing.
- Nellis, G., & Klein, S. (2009). *Heat Transfer*. Cambridge University Press.
- Novikov, I. I. (1958). The efficiency of atomic power stations (a review). *Journal of Nuclear Energy (1954)*, 7(1–2), 125–128. [https://doi.org/10.1016/0891-3919\(58\)90244-4](https://doi.org/10.1016/0891-3919(58)90244-4)
- Sahin, A. Z. (2001). Finite-time thermodynamic analysis of a solar driven heat engine. *Exergy, An International Journal*, 1(2), 122–126. [https://doi.org/10.1016/S1164-0235\(01\)00018-8](https://doi.org/10.1016/S1164-0235(01)00018-8)
- Tabatabaian, M., Post, S., & Rajput, R. K. (2017). *Advanced Thermodynamics*. Mercury Learning & Information.

Zheng, H., Yu, X., Su, Y., Riffat, S., & Xiong, J. (2015). Thermodynamic analysis of an idealised solar tower thermal power plant. *Applied Thermal Engineering*, 81, 271–278.
<https://doi.org/10.1016/J.APPLTHERMALENG.2015.02.005>