DOI: 10.21134/xwd10696

CYTEF XII Congreso Ibérico y X Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frio
Universidad Miguel Hernández de Elche
26-06 28-06/2024
UNIVERSITAS Miguel Hernández

ANÁLISIS TERMODINÁMICO A UN COMPRESOR ENFRIADO MEDIANTE CHILLER Y ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO

González Peto Eduardo[1]*, Lugo Leyte Raúl[1], Torres Aldaco Alejandro[1], Ambriz García Juan José[1] y Lugo Méndez Helen D.[2]

1: Área Académica de Ingeniería de Recursos Energéticos, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa, Av. Ferrocarril San Rafael Atlixco No. 186, Colonia Leyes de Reforma 1ª Sección, Iztapalapa, 09310, Ciudad de México, México.
e-mail: cbi2223803541@xanum.uam.mx
2: Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa, Av. Vasco de Quiroga No. 4871, Santa Fé, Cuajimalpa, 05348, Ciudad de México, México.

Resumen:

Las condiciones del medio ambiente son fundamentales para analizar correctamente a los sistemas energéticos, el cambio en ellas representa un cambio en los recursos. Para un sistema de generación de potencia, cuando la humedad relativa aumenta y la temperatura del medio ambiente disminuye, el trabajo suministrado al compresor disminuye. Existen diferentes sistemas para enfriar el aire aspirado por el compresor, como los sistemas de compresión de vapor (chillers) y los enfriadores evaporativos mostrados en la Figura 1. Los chillers se pueden utilizar en ambientes con humedades relativas altas y los sistemas de enfriamiento evaporativo en ambientes secos. En este trabajo se realiza la comparación termodinámica de ambos sistemas aplicados al compresor de una turbina de gas a condiciones de P=1atm, T=25°C y ϕ=0,6. El aire aspirado por el compresor se enfría a 19,62°C; la humedad relativa y la eficiencia de segunda ley obtenida en el VC1 son de 0,84 y 12,24%; y con el VC2 son de 1 y 72,66%. El recurso del VC1 y del VC2 es una potencia suministrada de 477,92kW y un flujo másico de agua de 0,1886 kg/s y 0,02kW, respectivamente. Los turbocompresores del VC1 y VC2 requieren una potencia de 55,83MW y 55,52 MW respectivamente.

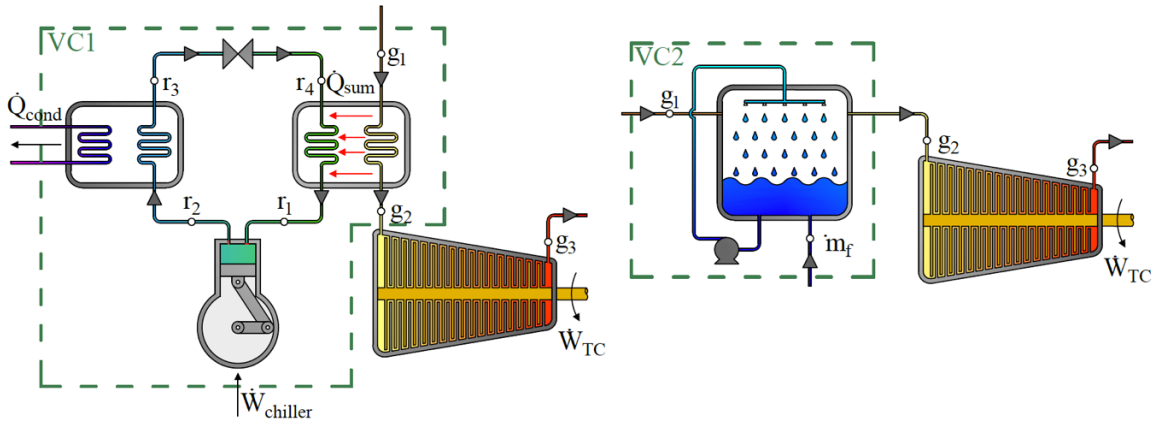

Figura 1. Chiller y sistema de enfriamiento evaporativo.

Palabras clave: Enfriamiento, chiller, evaporativo, psicrometría, compresor.

1. INTRODUCCIÓN

Los compresores son dispositivos mecánicos que transfieren la energía hacia un fluido compresible, con el objetivo de aumentar su presión a la descarga. Gracias a su versatilidad, estos equipos tienen diferentes aplicaciones en varias industrias, como la de refrigeración y aire acondicionado, donde se utilizan para comprimir refrigerantes; en la industria del petróleo y gas con el procesamiento y transporte del gas; en la industria energética, donde se utilizan para comprimir aire para su uso en la combustión en calderas y turbinas de gas; en la industria de la medicina, con aplicaciones de suministro de gases medicinales a pacientes, entre otras.

De acuerdo con Andrade [1] los compresores se clasifican en compresores de desplazamiento positivo y turbocompresores o compresores dinámicos. Los compresores de desplazamiento positivo tienen aplicaciones donde el flujo es intermitente. Éstos a su vez se pueden clasificar como alternativos o rotativos. Por una parte, los compresores alternativos están compuestos por un pistón que tiene un movimiento dentro del émbolo; mientras que, los rotativos constan de elementos giratorios que comprimen y desplazan un fluido. Contrario a los de desplazamiento positivo, los turbocompresores operan con flujo continuo, éstos aceleran el fluido a una alta velocidad, después se convierte en energía de presión, debido a la desaceleración gradual que ocurre en el difusor o voluta que rodea al rotor. Los turbocompresores se dividen en centrífugos y axiales.

Gran cantidad de investigaciones se han desarrollado en los compresores y gracias a ellas se ha logrado mejorar el diseño y el desempeño de éstos. Dentro de éstas, se ha observado que, la temperatura del aire de admisión a los turbocompresores acoplados a las turbinas de gas es uno de los parámetros más importantes que afectan su desempeño. Al aumentar la temperatura del aire a la entrada del compresor de una turbina de gas, su potencia y eficiencia térmica se reducen; y además, la cantidad de contaminantes emitidos al medio ambiente aumenta. La disminución de la temperatura del aire de entrada del compresor aumenta tanto la potencia de salida como la eficiencia térmica de la turbina [2].

En 2019, Barakat y col. [3] comparan diferentes sistemas de enfriamiento al aire de admisión del compresor en una turbina de gas. Los sistemas que comparan son: un intercambiador de calor tierra-aire, un rociado de agua y un sistema de enfriamiento híbrido que contiene ambos sistemas. Presentan como caso de estudio la planta de energía de Damietta, ubicada en la región costera de Egipto. Por una parte, los resultados muestran que, el sistema híbrido presenta un mejor desempeño, puesto que, aumentan la producción de energía promedio anual de la planta en un 9,8% en comparación del sistema de rociado de agua y el sistema de intercambiador de calor que la aumentan un 8% y 6,6%, respectivamente. Por otra parte, el sistema híbrido reduce el consumo de agua en un 50% en comparación con el sistema de rociado de agua. Finalmente, se concluye que, el sistema de enfriamiento híbrido es conveniente utilizarlo en zonas, donde la temperatura y la humedad relativa son mayores a los 30°C y al 60%.

Para zonas con clima cálido o en temporada de verano, en plantas de generación de potencia, la admisión de aire a alta temperatura en el compresor provoca una reducción en la producción de electricidad debido a que se le suministra más potencia a este equipo. En 2023, Dabwan y col. [4] propusieron un sistema de enfriamiento de aire de entrada del compresor que utiliza el calor residual del interenfriador a través de enfriadores de absorción. Ellos evaluaron el desempeño de este sistema y lo compararon con cuatro diferentes sistemas: enfriamiento evaporativo, enfriamiento de absorción alimentado por energía solar, enfriamiento de absorción operado con vapor y enfriamiento por compresión de vapor. Los resultados muestran que, el sistema propuesto aumenta la generación de potencia en 19% y la eficiencia térmica en 2,3%. En comparación con los demás sistemas, con el sistema de enfriamiento propuesto se puede mejorar la eficiencia de la planta en un rango de 8 a 18%, logrando así, mayores ganancias económicas anuales. Además, presenta un período de recuperación de 1,74 años, el cual es menor que los sistemas de enfriamiento mecánico, de vapor y solar, convirtiéndolo en una solución rentable.

Motivado con lo anterior, en este trabajo se realiza la comparación termodinámica de un sistema de compresión de vapor (chiller) y un enfriador evaporativo aplicados al compresor de una turbina de gas a condiciones de P=1atm, T=25°C y ϕ=0,6. El aire aspirado por el compresor se enfría a 19,62°C; se determina la humedad relativa del aire y la eficiencia exergética, así como, los recursos y productos de los volúmenes de control VC1 Y VC2.

2. METODOLOGÍA

En la figura 1 se muestran ambos volúmenes de control a estudiar. El volumen de control 1 (VC1) está compuesto por el chiller, que a su vez está formado por un compresor, un evaporador, una válvula de estrangulamiento y un condensador. El chiller opera bajo el principio del ciclo de refrigeración. El primer

proceso ocurre en el compresor (r1 a r2). Al suministrarle potencia a este equipo, el fluido aumenta su presión y temperatura, dando como resultado vapor sobrecalentado. El proceso siguiente es el de condensación (r2 a r3), pasando de vapor sobrecalentado a líquido saturado. En este proceso, el refrigerante rechaza calor al medio ambiente. Después, el líquido saturado se estrangula en una válvula (r3 a r4), donde la presión y temperatura del refrigerante disminuyen para después pasar al evaporador (r4 a r1), donde el vapor húmedo cambia de fase a vapor saturado. El flujo de calor requerido para el cambio de fase lo proporciona el aire, disminuyendo su temperatura hasta las condiciones de operación del turbocompresor. Finalmente, el refrigerante se vuelve a suministrar al compresor, donde se repetirá el ciclo. En la Figura 2 se muestra el diagrama temperatura contra entropía del chiller, en éste se muestran los cuatro procesos antes descritos.

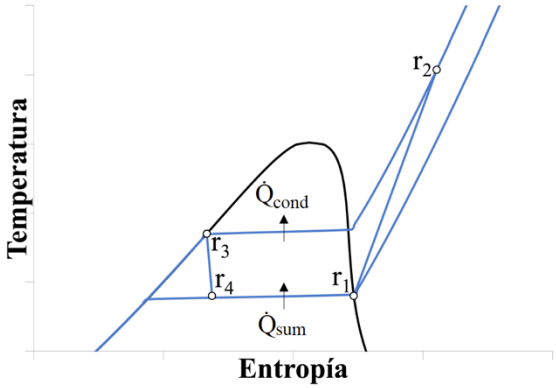

Figura 2. Diagrama temperatura entropía del chiller.

En la Tabla 1 se presenta como se determinan las propiedades de cada estado del sistema de chiller.

Tabla 1. Estados termodinámicos del chiller.

Edo	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	x (-)
r1	$P_{sat@Tr1}$	Dato	$h_{v@Tr1}$	$s_{v@Tr1}$	1
r2s	P_{r3}	$T_{@Pr3,s2s}$	$h_{@Pr3,s2s}$	s_{r1}	VSC
r2	P_{r3}	$T_{@Pr3,hr2}$	$h_{r2} = h_{r1} + \left(\frac{h_{r2s} - h_{r1}}{\eta_{sic}} \right)$	$s_{@Pr3,hr2}$	VSC
r3	$P_{sat@Tr3}$	$T_{amb} + \Delta T$	$s_{f@Tr3}$	$h_{f@Tr3}$	0
r4	P_{r1}	$T_{@Pr4,hr4}$	$h_{@Pr4,hr4}$	h_{r3}	$x_{@Pr4,hr4}$

La exergía física de un estado se expresa de la siguiente manera:

$$\varepsilon_i = \left(h_i - h_0\right) - T_0\left(s_i - s_0\right) \tag{1}$$

El aire que entra al evaporador del chiller es una mezcla de aire seco y vapor de agua, las propiedades este aire a la entrada y a la salida del chiller se presentan en la Tabla 2:

Tabla 2. Estados termodinámicos del aire en el VC1.

Edo	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ϕ (-)	ω (kg_v/kg_{as})
g1	P_{amb}	T_{amb}	$h_{as,g1} + \omega_{g1} h_{v,g1}$	$s_{as,g1} + \omega_{g1} s_{v,g1}$	ϕ_{amb}	$0{,}622\left(\frac{\phi_{amb} P_{sat@Tbs}}{P_{atm} - \phi_{amb} P_{sat@Tbs}} \right)$
g2	P_{g1}	dato	$h_{as,g2} + \omega_{g2} h_{v,g2}$	$s_{as,g2} + \omega_{g2} s_{v,g2}$	$\frac{P_{v2}}{P_{sat@Tbs2}}$	ω_{g1}

La exergía específica para el aire atmosférico se determina con la siguiente expresión [5]:

$$\varepsilon = \left[c_{P,a}\left(T_{bs} - T_{bs0}\right) + \left(\omega h_{g@Tbs} - \omega_0 h_{g@Tbs0}\right)\right] - T_0\left[c_{P,a}\ln\left(\frac{T_{bs}}{T_{bs0}}\right) - R_a \ln\left(\frac{P_{atm} - P_{v0}}{P_{atm} - P_v}\right) + \left(\omega s_v - \omega_0 s_{v0}\right)\right] \quad (2)$$

La exergía del flujo de calor, en donde la temperatura es mayor a la temperatura ambiente se expresa con la Ec. (3) y cuando es menor a la temperatura ambiente se expresa con la Ec. (4) [6].

$$\dot{E}^{Q} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)\dot{Q} \quad (3) \qquad \dot{E}^{Q} = \left(\frac{T_0}{T} - 1\right)\dot{Q} \quad (4)$$

Los parámetros de desempeño del chiller son:

Flujo de calor suministrado al evaporado (kW)	Flujo másico de refrigerante (kg/s)	Potencia suministrada al chiller (kW)
$\dot{Q}_{sum} = \dot{m}_a\left(h_{g2} - h_{g1}\right)$	$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{sum,eva}}{h_{r1} - h_{r4}}$	$\dot{W}_{chiller} = \dot{m}_{ref}\left(h_{r2} - h_{r1}\right)$
Flujo de calor de condensación (kW)	Coeficiente de operación (-)	
$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref}\left(h_{r2} - h_{r3}\right)$	$COP_{chiller} = \frac{\dot{Q}_{sum,eva}}{\dot{W}_{chiller}}$	

El VC2 está conformado por un enfriador evaporativo. El proceso de enfriamiento evaporativo se produce cuando una corriente de aire fluye por una superficie húmeda o con cierta cantidad de agua, a medida que el aire pasa a través del medio húmedo, el agua se evapora y absorbe el calor sensible del aire, disminuyendo su temperatura y aumentando su humedad relativa. Este tipo de enfriamiento se lleva a cabo a entalpía y temperatura de bulbo húmedo constante y tiene como limitante la saturación del aire. Una vez que se llega a la saturación, es decir, que la humedad relativa del aire sea igual a uno, no se puede enfriar más el aire, ni tampoco puede absorber más vapor de agua. Para este volumen de control, la presión, temperatura, entalpía, entropía y humedad relativa y específica del aire a la entrada y a la salida del enfriador evaporativo se presentan en la Tabla 3.

Tabla 3. Estados termodinámicos del aire en el VC2.

Edo	P (bar)	T (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ϕ (-)	ω (kg_v/kg_{as})
g_1	P_{amb}	T_{amb}	$h_{as,g1} + \omega_{g1} h_{v,g1}$	$s_{as,g1} + \omega_{g1} s_{v,g1}$	ϕ_{amb}	$0,622\left(\frac{\phi_{amb} P_{sat@Tbs}}{P_{atm} - \phi_{amb} P_{sat@Tbs}}\right)$
g_2	P_{g1}	*dato*	$h_{as,g2} + \omega_{g2} h_{v,g2}$	$s_{as,g2} + \omega_{g2} s_{v,g2}$	*1*	$0,622\left(\frac{P_{sat@Tbs}}{P_{atm} - P_{sat@Tbs}}\right)$

Realizando balances de masa en el enfriador evaporativo y conociendo el flujo másico de aire que sale de éste, se obtienen el flujo másico del aire seco, del vapor a la entrada del evaporador y del agua de reposición, éstos se determinan con las siguientes expresiones.

Flujo másico de agua de reposición (kg/s)	Flujo másico de aire seco (kg/s)	Flujo másico del vapor a la entrada del enfriador (kg/s)
$\dot{m}_f = \frac{\dot{m}_{g2}}{\left(\frac{1}{\omega_2 - \omega_1}\right) + \left(\frac{\omega_1}{\omega_2 - \omega_1}\right) + 1}$	$\dot{m}_{as} = \frac{\dot{m}_f}{\omega_2 - \omega_1}$	$\dot{m}_{v1} = \omega_1 \dot{m}_{as}$

Para cualquier volumen de control, el flujo de irreversibilidades es la diferencia entre las corrientes exergéticas de entrada al volumen de control y las corrientes exergéticas de salida de éste:

$$\dot{I} = \sum \dot{E}_{in} - \sum \dot{E}_{out} \tag{13}$$

La eficiencia de segunda ley de la termodinámica es el cociente entre la suma de los flujos exergéticos de salida y la suma de los flujos exergéticos de entrada:

$$\eta_{II} = \frac{\sum \dot{E}_{out}}{\sum \dot{E}_{in}} \tag{14}$$

3. RESULTADOS

Ambos sistemas se evaluaron a condiciones de P_{amb}=1,01325 bar, T_{amb}=25 °C y ϕ_{amb}=0,6, bajo condiciones de referencia de P_{ref}=1 bar y T_{ref}=15 °C y considerando que el flujo másico de aire aspirado por el turbocompresor sea de 82,88 kg/s. En el VC2, el aire se llevó hasta el estado de saturación, donde se determinaron sus propiedades, en especial su temperatura de bulbo seco. En el VC1, el aire a la salida se llevó a la misma temperatura que la temperatura de bulbo seco del VC2, para que, en ambos sistemas esta temperatura fuera la misma; además, el VC1 opera con R134a como refrigerante. Ambos procesos de enfriamiento se muestran en el diagrama psicrométrico de la figura 3, donde el proceso de 1 a 2C es el proceso de enfriamiento por chiller y de 1 a 2E es el proceso de enfriamiento evaporativo.

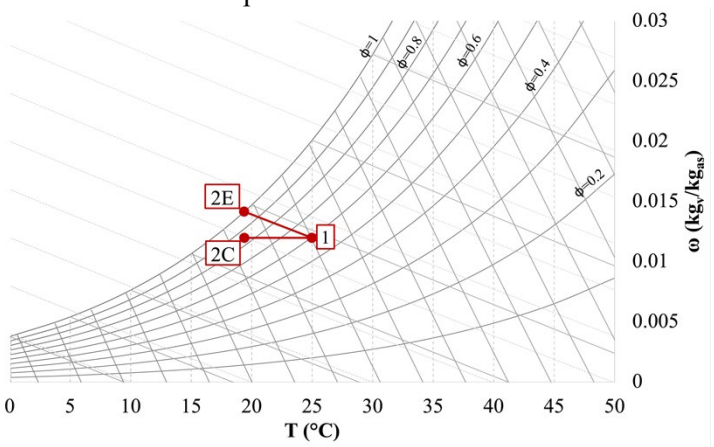

Figura 3. Diagrama psicrométrico con enfriamientos.

Las propiedades obtenidas para cada volumen de control se presentan en la Tabla 4, en esta tabla se muestra que, el estado a la entrada de ambos volúmenes de control (g_1) se encuentra a las mismas condiciones, no obstante, a la salida (g_2) las propiedades cambian dependiendo del proceso de enfriamiento. El aire a la salida de ambos volúmenes de control se encuentra a la misma presión y temperatura; sin embargo, las humedades relativa y específica son mayores en el VC2 debido a que el aire se encuentra saturado, por lo cual, la cantidad de agua contenida en el aire es mayor, afectando directamente a la entalpía, entropía y exergía.

Tabla 4. Estados termodinámicos del VC1 y VC2.

	Edo	T_{bs} (°C)	P_{abs} (bar)	ϕ (-)	ω (kg_v/kg_{as})	T_{bh} (°C)	h (kJ/kg)	s (kJ/kgK)	ε (kJ/kg)	$\dot{E}$ (kW)
	g1	25	1,0133	0,6	0,0121	19,6203	40,9377	6,9694	0,3319	27,1813
VC1	g2	19,6252	1,0133	0,8427	0,0121	17,8808	35,3679	6,9506	0,3828	31,3512
VC2	g2	19,6252	1,0133	1	0,0144	19,6242	41,2199	6,9707	0,2417	19,7493

Para el VC1, se obtuvieron los siguientes parámetros de operación:

$\dot{Q}_{sum,eva}$ (kW)	$\dot{E}^{\dot{Q}sum,eva}$ (kW)	$\dot{m}_{ref}$ (kg/s)	$\dot{W}_{chiller}$ (kW)	$\dot{Q}_{cond}$ (kW)	$\dot{E}^{\dot{Q}cond}$ (kW)	$COP_{chiller}$ (-)
461,6673	61,4036	3,2136	477,9275	939,5948	30,4915	0,9660

Para el VC2, se obtuvieron los siguientes flujos másicos y la exergía asociada tanto al flujo másico del agua de reposición, como a la potencia de la bomba:

$\dot{m}_f$ (kg/s)	$\dot{m}_{as}$ (kg/s)	$\dot{m}_v$ (kg/s)	$\dot{E}_{\dot{m}f}$ (kW)	$\dot{E}^{\dot{W}b}$ (kW)
0,1886	81,7108	0,9882	0,0575	0,02

Para el VC1 se considera que, los flujos exergéticos de entrada son los asociados al flujo de aire de entrada y la potencia del compresor y los de salida son los asociados al flujo de aire de salida y el flujo de calor del condensador. Para el VC2, los flujos de exergía de entrada son el flujo másico de agua de reposición, la potencia de la bomba y el flujo de aire de entrada y el de salida es el flujo de exergía asociada al flujo másico de aire de salida. El flujo de irreversibilidades y la eficiencia de segunda ley para ambos volúmenes de control se presentan en la tabla 5.

Tabla 5. Resultados exergéticos del VC1 y VC2.

VC1	$\dot{I}$ (kW)	η_{II} (%)	VC2	$\dot{I}$ (kW)	η_{II} (%)
	443,2660	12,2434		7,4477	72,6156

Los resultados muestran que, para lograr enfriar el aire de una temperatura de 25°C a 19,62°C, el VC1 requiere un flujo de exergía de 477,92 kW, asociada a la potencia suministrada al compresor y el VC2 únicamente requiere un flujo de exergía de 0,0775 kW, asociados al agua de reposición y la potencia de la bomba. El aire a la salida del VC2 presenta una humedad relativa de 1, es decir, se encuentra saturado, por lo que no podrá enfriarse más en este sistema. En el VC1, la humedad relativa es de 0,8427, al aire aún puede absorber más vapor de agua hasta lograr la saturación y enfriarse a una temperatura cercana a 17°C; no obstante, eso aumentaría tanto la potencia suministrada al compresor como el flujo de calor de condensación, así como, la humedad relativa y específica, por lo cual, la entalpía y la entropía aumentarían, modificando la exergía del aire. Con esta disminución en la temperatura, se presentaría un aumento en el flujo de irreversibilidades y una disminución en la eficiencia de segunda ley.

4. CONCLUSIONES

Comparando ambos sistemas, se concluye que, el sistema de enfriamiento evaporativo es más eficiente en comparación del chiller. El recurso del enfriador evaporativo es el flujo másico de agua de reposición y la potencia suministrada a la bomba; en comparación del chiller, que su recurso es la potencia suministrada al compresor. En términos de exergía, la exergía suministrada al enfriador evaporativo es considerablemente menor que la suministrada al chiller. La eficiencia exergética es mayor y el flujo de irreversibilidades es menor en el enfriamiento evaporativo. El enfriador evaporativo presenta un mejor desempeño en aplicaciones con ambientes de baja humedad relativa; por el contrario, el chiller puede operar en climas con humedades relativas altas; sin embargo, a altas temperaturas y humedades relativas, el compresor requiere de un mayor suministro de potencia para enfriar el aire hasta la saturación, después de este punto, el aire se saturará y comenzará a condensarse el vapor de agua, teniendo como resultado, la disminución de la humedad específica, es decir, la cantidad de vapor contenida en el aire.

REFERENCIAS

[1] González, J. A. (2019). Análisis de las irreversibilidades en un compresor centrífugo, Tesis de Maestría, Universidad Autónoma Metropolitana. In UAM. https://bindani.izt.uam.mx/concern/tesiuams/ 2z10wq262

[2] Yazdi, M. R. M., Ommi, F., Ehyaei, M., & Rosen, M. A. (2020). Comparison of gas turbine inlet air cooling systems for several climates in Iran using energy, exergy, economic, and environmental (4E) analyses. Energy Conversion And Management, 216, 112944.

[3] Barakat, E., Ramzy, A., Hamed, A. M., & El-Emam, S. H. (2019). Augmentation of gas turbine performance using integrated EAHE and Fogging Inlet Air Cooling System. Energy, 189, 116133.

[4] Dabwan, Y. N., Zhang, L., & Pei, G. (2023). A novel inlet air cooling system to improve the performance of intercooled gas turbine combined cycle power plants in hot regions. Energy, 283, 129075.

[5] Pereyra, M. S., Toledo-Velázquez, M., Eslava, G. T., Leyte, R. L., & Rosas, C. R. (2011). Energy and Exergy analysis of moist air for application in power plants. Energy and Power Engineering, 03(03), 376–381.

[6] Marmolejo-Correa, D., & Gundersen, T. (2012). A comparison of exergy efficiency definitions with focus on low temperature processes. Energy, 44(1), 477–489.