

## LA EXERGÍA EN FUNCIÓN DE LA EFICIENCIA POLITRÓPICA DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO MULTITETAPA

### EXERGY AS A FUNCTION OF MULTI-STAGE CENTRIFUGAL COMPRESSOR POLYTROPIC EFFICIENCY

González-Andrade J. A.<sup>1\*</sup>, Hernández-Mora I. E.<sup>1</sup>, Lugo-Méndez H.D.<sup>2</sup>, Torres-Aldaco A.<sup>1</sup>, Lugo-Leyte R.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa. Av. San Rafael Atlixco 186, Col. Vicentina, Iztapalapa, 09340, CDMX, México.

<sup>2</sup> Departamento de Procesos y Tecnología, Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Cuajimalpa. Av. Vasco de Quiroga 4871, Col. Santa Fe, Cuajimalpa, 05348, CDMX, México.

\*jgoleandro17@gmail.com

#### RESUMEN

Los compresores son equipos utilizados ampliamente en la industria; sin embargo, su operación requiere de grandes cantidades de energía y sus costos energéticos pueden llegar a ser mayores al 90% de los costos totales de una planta industrial. El estudio exergético brinda información de la disponibilidad de energía para generar trabajo en un sistema termodinámico. Un parámetro importante para la evaluación del desempeño energético de un compresor, es la eficiencia politrópica, este parámetro relaciona al trabajo suministrado con el trabajo de flujo de compresión; éste no depende de la relación de presiones, ni si

el proceso es diabático o adiabático; además, aporta información importante sobre las pérdidas energéticas del proceso, como son: la fricción, fugas, deslizamiento, etc. En este trabajo se presentan modelos matemáticos que parten del análisis de los cambios de entropía de un proceso politrópico, con el fin de determinar el cambio de exergía en función de la eficiencia politrópica para un proceso de compresión, utilizando aire como fluido de trabajo. Se estudia el proceso de compresión multietapa, con y sin enfriamiento intermedio, desde el punto de vista exergético; y se hace un análisis paramétrico del cambio de

exergía en función de la eficiencia politrópica y del número de etapas de compresión. Se encuentra que para una mayor eficiencia politrópica, una menor relación de presiones y un mayor número de etapas de compresión con enfriamiento intermedio, se requiere una menor cantidad de exergía en un proceso de compresión.

### **Palabras clave**

Compresión; Energía; Enfriamiento; Entropía; Irreversibilidad.

### **ABSTRACT**

Compressors are equipment widely used in the industry; However, its operation requires large amounts of energy and its energy costs can represent up to 90% of the total costs of an industrial plant. The exergy study provides information on the availability of energy to generate work in a thermodynamic system. An important

parameter for the evaluation of the energy performance of a compressor, is the polytropic efficiency, this parameter relates to the work supplied with the work of compression flow; This does not depend of pressures ratio, nor if the process is diabatic or adiabatic; In addition, it provides important information about the energy losses of the process, such as: friction, recirculation or leakage. This paper presents mathematical models based of the analysis of the entropy changes of a polytropic process, with the purpose of determining the exergy change in function of the polytropic efficiency for a compression process, using air as a working fluid. The multistage compression process is studied, with and without intermediate cooling, from the exergetic point of view; and a parametric analysis of the exergy change is made in function of the polytropic efficiency and the number of compression stages. In this paper is found

that for a greater polytropic efficiency, a lower pressure ratio and a greater number of compression stages with intermediate cooling, a smaller amount of exergy is required in a compression process.

### **Keywords**

Compression; Energy; Cooling; Entropy; Irreversibility.

## **INTRODUCCIÓN**

Los problemas energéticos, económicos y sociales que se enfrentan actualmente, requieren de nuevas técnicas para conocer el impacto que tiene cada proceso en un sistema de producción. La escasez de combustibles fósiles, sumado a los problemas ambientales, son ejemplos que llevan a plantear la relación que tiene el aprovechamiento energético de un proceso con el medio ambiente.

El concepto de exergía surge al complementar a un análisis energético,

utilizando a la segunda ley de la termodinámica. Mediante el análisis exergético se pueden identificar mucho mejor que con un análisis energético; cuales son los beneficios ambientales, económicos e incluso sostenibles de los procesos [1] y [2].

El análisis exergético proporciona la información del trabajo útil de un sistema termodinámico, cuando éste alcanza el equilibrio (físico, químico y térmico) con el medio ambiente, mientras que la destrucción de exergía es proporcional a la cantidad de entropía generada en un proceso, y por lo tanto, es una consecuencia de las ineficiencias de los componentes de un sistema.

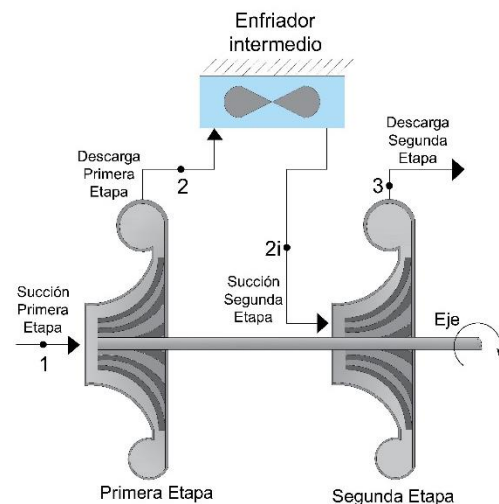
Los compresores dinámicos son usualmente utilizados en procesos industriales en donde se requieren flujos continuos de gases a altas presiones. La relación de presiones de un compresor, depende de la velocidad de giro con que

opera el equipo; sin embargo, estos dispositivos tienen un límite de velocidad periférica para evitar turbulencias y daños estructurales, por esta razón, la compresión del fluido en varios escalonamientos es una alternativa para obtener mayores relaciones de presiones al final del proceso de compresión [3]. La ventaja de la compresión multietapa con enfriamientos intermedios es alcanzar una relación de presiones alta, con un menor trabajo de compresión, al reducir los cambios de entalpía de cada etapa de compresión [4].

Un parámetro muy útil para la evaluación de la calidad de diseño y conocer el aprovechamiento energético de una turbomáquina, es la eficiencia politrópica [5]. Debido a que el compresor centrífugo es una máquina receptora, es decir, que requiere de un suministro de energía para su funcionamiento, el cambio de exergía de un proceso de compresión representa

el mínimo trabajo reversible para elevar la presión del fluido [6].

En este trabajo, se analiza el cambio de exergía en un proceso teórico de compresión y mediante un caso de estudio, se compara con el cambio de exergía de un proceso de compresión multietapa con enfriamientos intermedios (**Figura 1**). También se obtienen las expresiones del cambio de exergía en función de la eficiencia politrópica y del número de etapas de compresión y se analiza mediante variaciones paramétricas.



**Figura 1.** Compresor de dos etapas con enfriamiento intermedio

## METODOLOGÍA

Este estudio se divide en dos partes: en la primera se realiza el análisis paramétrico del cambio de exergía en función de la eficiencia politrópica, de la relación de presiones y del número de etapas de compresión (para el caso de compresión con enfriamientos intermedios). La segunda parte del estudio consiste en un caso de estudio, en donde se compara los cambios de exergía en un proceso de compresión multietapa sin enfriamientos intermedios y uno con enfriamientos intermedios. El estudio se realiza utilizando aire como fluido de trabajo, considerando al exponente adiabático del aire como  $\gamma = 1.4$ ; y considerando al aire como gas perfecto, con  $R = 0.2867 \text{ kJ}/(\text{kg K})$  y  $c_p = 1.003 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ .

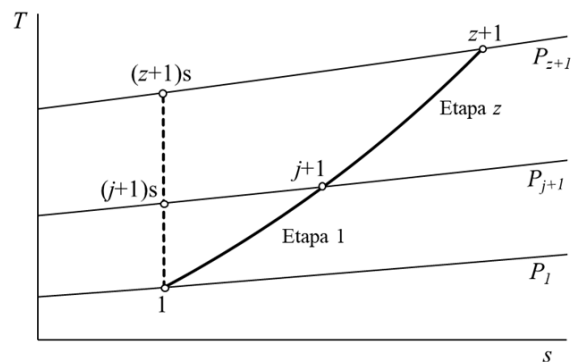
### Parámetros de operación, diseño y desempeño.

La relación de presiones, las relaciones de presiones intermedias, el cambio de

entalpía, el trabajo de flujo, el trabajo de compresión, el cambio de exergía, la eficiencia isoentrópica, la eficiencia politrópica y la eficiencia exergética son los parámetros para analizar el proceso de compresión adiabático con y sin enfriamientos intermedios

### Proceso de compresión multietapa sin enfriamiento intermedio.

En la **Figura 2** se muestra el proceso de compresión multietapa sin enfriamiento intermedio en un diagrama  $T$ - $s$ .



**Figura 2.** Compresión multietapa sin enfriamiento intermedio

La presión de succión  $P_1$ , la temperatura de succión  $T_1$ , la presión de descarga  $P_{z+1}$ , son parámetros conocidos del proceso de

compresión; la letra “j” funciona como un contador para nombrar estados, propiedades y parámetros en etapas intermedias de la compresión, tomando valores de 1 a z-1. El diagrama de la Figura 2 sólo funciona cuando  $z > 1$ ; en el caso en que  $z = 1$  el proceso sólo va de 1 a 2 y el contador  $j$  no se utiliza.

Considerando que cada etapa de compresión opera bajo el mismo exponente politrópico, el desempeño total de este proceso multietapa se puede determinar mediante las condiciones iniciales y finales del gas. Por lo tanto, de acuerdo a la Figura 2 se tienen las siguientes expresiones:

#### *Relación de presiones total.*

Ésta es la relación entre la presión de descarga de la última etapa de compresión y la presión de succión de la primera etapa de compresión

$$\pi = \frac{P_{(z+1)}}{P_1} \quad (1)$$

#### *Temperatura de descarga total.*

Considerando que el proceso de compresión sea politrópico, se tiene que

$$Pv^n = cte \quad (2)$$

Siendo  $n$  el exponente politrópico, la temperatura de descarga se obtiene a partir de la relación de presiones

$$T_{(z+1)} = T_1 \pi^{\frac{n-1}{n}} \quad (3)$$

#### *Temperatura de descarga isoentrópica total.*

Una compresión es isoentrópica cuando el exponente politrópico es igual al exponente adiabático,  $n = \gamma$ ; entonces, la temperatura de descarga isoentrópica es

$$T_{(z+1)s} = T_1 \pi^x \quad (4)$$

en donde

$$x = \frac{\gamma-1}{\gamma} = \frac{R}{c_p} \quad (5)$$

#### *Trabajo de flujo.*

El trabajo de flujo es el trabajo suministrado fluido, para elevar la presión desde la presión de admisión hasta la presión de descarga

$$w_f = h_{(z+1)} - h_1$$

$$= \left(\frac{n}{n-1}\right) RT_1 \left(\pi^{\frac{n-1}{n}} - 1\right) \quad (6)$$

*Trabajo de compresión.*

Considerando una compresión adiabática, el trabajo suministrado al compresor es el cambio de entalpía del proceso de compresión

$$w_c = h_{(z+1)} - h_1 \quad (7)$$

*Eficiencia isoentrópica de compresión.*

Es la relación entre el trabajo de compresión isoentrópico y el trabajo de compresión real

$$\eta_{sic} = \frac{T_{(z+1)s} - T_1}{T_{(z+1)} - T_1} \quad (8)$$

*Eficiencia politrópica de compresión.*

Es la relación entre trabajo de flujo y el trabajo de compresión real

$$\eta_{pic} = \frac{w_f}{w_c} \quad (9)$$

Sustituyendo las ecuaciones (6) y (7) en (9) se tiene la eficiencia politrópica en función del exponente adiabático y el exponente politrópico

$$\eta_{pic} = \left(\frac{n}{n-1}\right) \left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right) \quad (10)$$

*Cambio de entropía en función de la eficiencia politrópica.*

El cambio de entropía de un sistema abierto se determina con la ecuación de Gibbs

$$Tds = dh - vdP \quad (11)$$

La forma diferencial de la eficiencia politrópica es

$$\eta_{pic} = \frac{vdP}{dh} \quad (12)$$

Despejando  $dh$  de la ecuación (12) y sustituyendo en (11) se tiene que

$$Tds = \frac{vdP}{\eta_{pic}} - vdP \quad (13)$$

Despejando  $vdP$ , la diferencial de entropía es

$$ds = \left(\frac{1-\eta_{pic}}{\eta_{pic}}\right) v \frac{dP}{T} \quad (14)$$

al considerar al aire como un gas ideal  $\frac{v}{T} = \frac{R}{P}$ , entonces

$$ds = \left( \frac{1-\eta_{pic}}{\eta_{pic}} \right) R \frac{dP}{P} \quad (15)$$

Con límites de integración de succión y descarga correspondientes; el cambio de entropía en función de la eficiencia politrópica para un proceso de compresión resulta

$$\Delta s = \left( \frac{1-\eta_{pic}}{\eta_{pic}} \right) R \ln \pi \quad (16)$$

#### *Exergía de compresión.*

El cambio de exergía en un proceso de compresión, es el trabajo mínimo reversible requerido en el proceso. Utilizando la ecuación (16) la exergía se determina mediante la siguiente expresión

$$\Delta \varepsilon = (h_{(z+1)} - h_1) - RT_0 \frac{(1-\eta_{pic})}{\eta_{pic}} \ln \pi \quad (17)$$

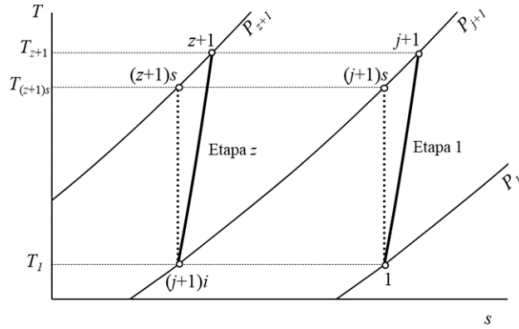
#### **Compresión con enfriamientos intermedios.**

El enfriamiento intermedio en un tren de compresión multietapa, permite disminuir la temperatura de descarga del gas hasta

la temperatura de succión. La **Figura 3** muestra el proceso de compresión multietapa con enfriamientos intermedios en un diagrama  $T$ - $s$ . En éste también se muestra el nombramiento de los estados y las propiedades termodinámicas en todo el proceso. Por ejemplo, para  $z = 4$  el estado termodinámico de descarga “Estado ( $z + 1$ )” es el Estado 5, en donde se tienen las propiedades  $P_5$  y  $T_5$ , el contador  $j$  toma valores de 1, 2 y 3, por lo tanto, los estados de descarga intermedios “Estado ( $j+1$ )”, son el Estado 2, el Estado 3 y el Estado 4, y los estados intermedios después del enfriamiento son el Estado  $2i$ , el Estado  $3i$  y el Estado  $4i$ ; las propiedades termodinámicas de cada estado termodinámico se nombran de acuerdo al nombre de su estado



correspondiente.



**Figura 3.** Compresión multietapa con enfriamiento intermedio

De esta manera, la temperatura de succión de cada etapa es igual a

$$T_{(j+1)i} = T_1 \quad (18)$$

*Presiones intermedias para obtener el trabajo mínimo.*

El trabajo de compresión mínimo en un compresor multietapa con enfriamiento intermedio, se obtiene cuando las relaciones de presiones de todas las etapas son iguales, es decir

$$\pi_j \Big|_{j=1}^{z-1} = \pi_z \quad (19)$$

Por lo tanto, la relación de presión intermedia óptima para obtener el trabajo

mínimo en un proceso de compresión con enfriamientos intermedios es igual a

$$\pi_j = \sqrt[z]{\pi} \quad (20)$$

La expresión (20) se obtienen derivando la ecuación de trabajo de compresión (6) con respecto a las presiones de descarga de cada etapa intermedia e igualando a cero y considerar la expresión (18) [7].

Por lo tanto, la relación de presiones general para obtener el trabajo mínimo es

$$\pi = \prod_{j=1}^z \pi_j \quad (21)$$

La temperatura de descarga de cada etapa intermedia es igual a la temperatura de descarga de la última etapa

$$T_{(j+1)} = T_1 \left( \pi^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right) = T_{(z+1)} \quad (22)$$

*Trabajo de flujo mínimo para un proceso de compresión multietapa con enfriamientos intermedios.*

Es la suma del trabajo de flujo de cada etapa de compresión empleando la relación de presiones óptima

$$w_{fM} = \frac{n}{n-1} zRT_1 \left( \pi^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right) \quad (23)$$

*Trabajo de compresión mínimo con enfriamiento intermedio.*

Es la suma del trabajo de compresión de cada una de las etapas, empleando la relación de presiones óptima

$$w_{cM} = zc_p T_1 \left( \pi^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right) \quad (24)$$

*Exergía de compresión multietapa con enfriamientos intermedios.*

La exergía total de compresión es la suma de la exergía de cada etapa de compresión

$$\Delta \varepsilon_M = z \left[ c_p T_1 \left( \pi^{\frac{n-1}{zn}} - 1 \right) - T_0 \frac{(1-\eta_{pic})}{\eta_{pic}} R \ln \pi^{\frac{1}{z}} \right] \quad (25)$$

*Eficiencia exergética.*

Es la relación entre la exergía de compresión y el trabajo de compresión real

$$\eta_{exM} = 1 - \left( \frac{T_0}{T_{(z+1)} - T_1} \right) \left( \frac{1-\eta_{pic}}{\eta_{pic}} \right) \left( \frac{\gamma-1}{\gamma} \right) \ln \pi \quad (26)$$

*Exponente politrópico*

El exponente politrópico de una compresión con enfriamientos intermedios se obtiene con la siguiente expresión

$$n = \frac{1}{\frac{\ln T^{(z+1)}/T_1}{1 - \frac{\ln P^{(z+1)}/P_1}{\ln T^{(z+1)}/T_1}}} \quad (27)$$

El trabajo de compresión isotérmico ( $n = 1$ ) se obtiene de

$$w_e = RT_1 \ln \pi \quad (28)$$

*Eficiencia isotérmica de compresión*

Es la relación entre el trabajo de compresión isotérmico y el trabajo de compresión real

$$\eta_{tic} = \frac{w_e}{w_c} \quad (29)$$

### Variación paramétrica

Se realiza una variación paramétrica del cambio de exergía de compresión en función de la relación de presiones totales, de la eficiencia politrópica y del número de etapas de compresión.

### Caso de estudio.

Para analizar y comparar la exergía en un proceso de compresión con y sin enfriamientos intermedios, se toman los datos mostrados en la **Tabla 1**. Las propiedades del estado muerto son,  $T_0 = 273.15$  K y  $P_0 = 1$  bar.

**Tabla 1.** Datos para el caso de estudio

<i>Propiedad</i>	
$T_1$ , K	298.15
$P_1$ , bar	1
$P_{z+1}$ , bar	15
$N$	1.5
$Z$	5

Utilizando la ecuación (20) se obtienen las presiones intermedias de la compresión multietapa. Las presiones obtenidas se muestran en la **Tabla 2**.

**Tabla 2.** Presiones intermedias

Presión (bar)	Valor
$P_2$	1.718
$P_3$	2.954
$P_4$	5.077
$P_5$	8.727

Posteriormente se realiza una variación paramétrica del cambio de exergía en el proceso de compresión a distintas eficiencias politrópicas y a diferente número de etapas de compresión.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

### Variación paramétrica del cambio de exergía en función de la eficiencia politrópica

La **Figura 4** muestra que a medida que se incrementa la eficiencia de compresión politrópica, la exergía disminuye hasta alcanzar un valor mínimo. Este valor mínimo corresponde al cambio de exergía en el proceso de compresión isoentrópico, es decir, cuando la eficiencia isoentrópica

y la eficiencia politrópica tienen valor de uno. Para una eficiencia de compresión politrópica constante, se tienen mayores valores de exergía a medida que la relación de presiones es mayor; lo que significa que se requiere de un mayor trabajo para alcanzar esas relaciones de presiones. También se muestra que el cambio de exergía de compresión tiene variaciones insignificantes al aumentar la eficiencia politrópica a relaciones de presiones bajas.

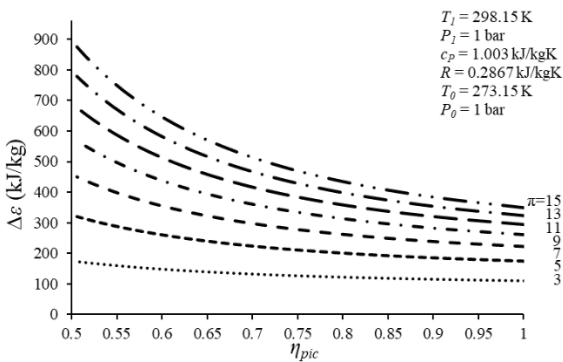
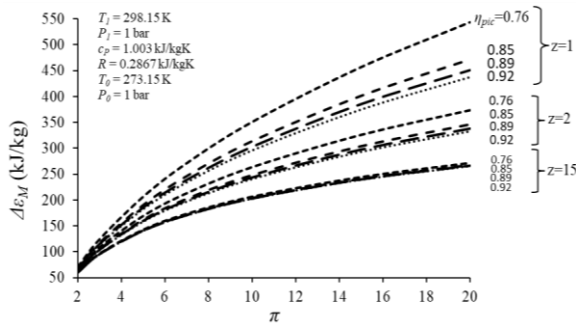


Figura 4. Exergía en función de la eficiencia politrópica

### Variación de la eficiencia politrópica, de la relación de presiones y el número de etapas de compresión

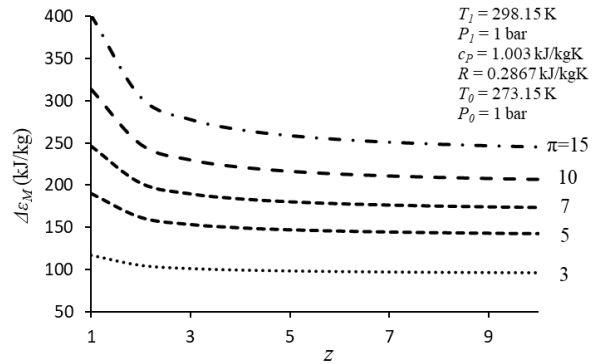
La Figura 5 muestra la relación que tiene la exergía de un proceso de compresión

con la relación de presiones, con la eficiencia politrópica y el número de etapas en un proceso de compresión multietapa con enfriamientos intermedios. Se muestra que a mayor eficiencia politrópica del proceso, menor es el cambio de exergía de compresión, aproximándose más al proceso isoentrópico. Por otro lado, el número de etapas también es un parámetro determinante en la cantidad de exergía en un proceso de compresión multietapa con enfriamientos intermedios; mostrando que, a mayor número de etapas de compresión, menor es la exergía requerida en el proceso. El cambio de exergía del proceso de compresión es mayor cuando la relación de presiones es mayor. Tanto en la Figura 5 y la Figura 6, la compresión multietapa sin enfriamientos intermedios, se representa en el gráfico cuando  $z = 1$ .



**Figura 5.** Dependencia con la eficiencia politrópica y el número de etapas de compresión

La **Figura 6** muestra que, al aumentar el número de etapas al proceso de compresión, el cambio de exergía se hace insignificante. Por ejemplo, para una relación de presiones de 15, el cambio de exergía al aumentar de tres a cinco etapas representa un cambio de menos 6.8 %. Los cambios más representativos encuentran en las tres primeras etapas, con cambios hasta del 40 %. También se muestra que los cambios del cambio de exergía de compresión se hacen menos significativos al aumentar el número etapas de compresión, cuando se tienen bajas relaciones de presiones.



**Figura 6.** Exergía de compresión en función del número de etapas

### Caso de estudio

#### Proceso de compresión multietapa sin enfriamientos intermedios

Tomando los datos de la Tabla 1, se obtiene una compresión politrópica con una relación de presiones total de 15, el proceso de compresión sin considerar enfriamientos intermedios en un diagrama *T-s* se muestra en la **Figura 7**. En este caso, el número de etapas de compresión no tienen efecto alguno en el trabajo total de compresión, debido a que el cambio total de entalpía del proceso depende de la relación de presiones total y del exponente politrópico. Se muestra que al pasar el gas por cada etapa de compresión, el cambio de entropía del

proceso aumenta, de tal modo que a mayor presión y mayor temperatura alcance el proceso, mayor será el incremento de entropía. El cambio de entropía por etapa tiene un valor constante de 0.258 kJ/kgK; sin embargo, el cambio de temperatura de cada etapa si aumenta, con incrementos por etapa de 58.99, 70.66, 84.65, 101.39 y 121.46 K. La diferencia de temperaturas entre el proceso de compresión real y el isoentrópico ( $T_6 - T_{6s}$ ) es de 89 K.

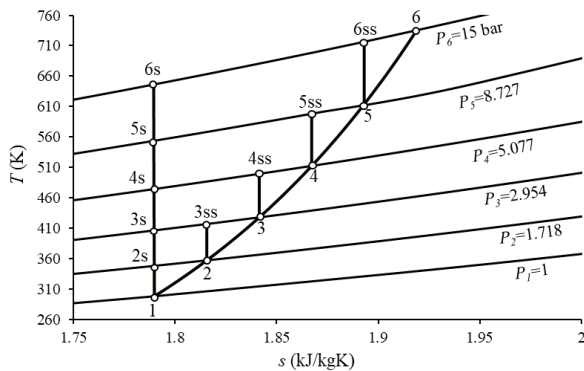


Figura 7. Diagrama temperatura-entropía

La Figura 8 muestra el diagrama exergía-entropía del proceso de compresión del ejemplo. En éste se muestra que el incremento de entropía de cada etapade

compresión, está acompañado por un aumento de exergía del proceso de compresión. La diferencia de exergía entre el proceso politrópico y el proceso isoentrópico ( $\epsilon_6 - \epsilon_{6s}$ ) es de 53.9 kJ/kg, es decir, el 13.3 % menor al proceso politropico, lo que es igual al trabajo reversible extra que se debe suministrar al equipo por el incremento de entropía del proceso.

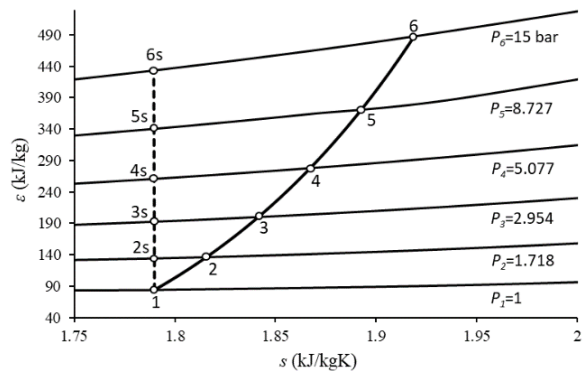
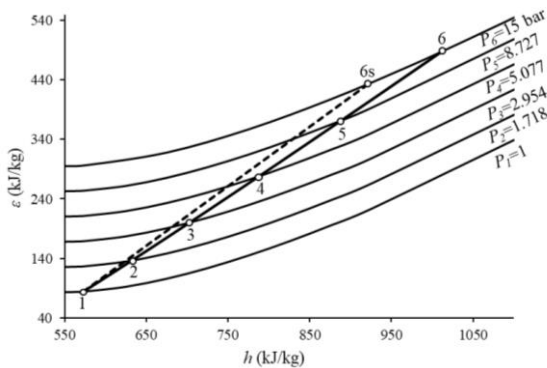


Figura 8. Diagrama exergía-entropía

La Figura 9 muestra que la exergía tiene una relación casi lineal con la entalpía, lo que diferencia estas dos propiedades es la irreversibilidad del proceso, que es consecuencia del incremento de entropía en la compresión adiabática. También se

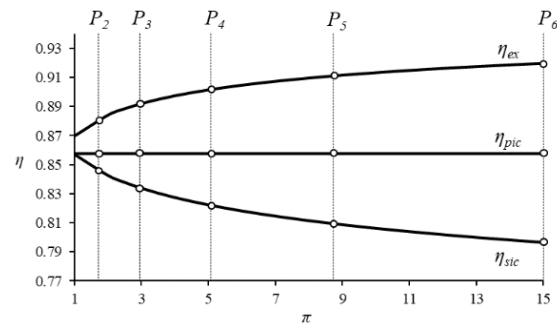
muestra el proceso de compresión isoentrópico; la diferencia de entalpía entre el estado 6 y el estado 6s representa el recalentamiento por fricción  $r$  con un valor de 89.2 kJ/kg, que equivale al trabajo de compresión extra que se debe suministrar al equipo por el incremento de entropía.



**Figura 9.** Diagrama exergía-entalpía

En la **Figura 10** se muestra la comparación entre la eficiencia isoentrópica, la eficiencia politrópica y la eficiencia exergética para un proceso de compresión multietapa sin enfriamientos intermedios en función de la relación de presiones. En éste se muestra que la eficiencia politrópica se mantiene constante debido a que el exponente

politrópico del proceso es constante, sin embargo, la eficiencia exergética aumenta al incrementarse la relación de presiones; entre mayor es la relación de presiones, mayor es la exergía del proceso, esto significa que el crecimiento entrópico de la compresión aumenta en menor proporción al incrementarse la relación de presiones. Por otro lado, la eficiencia isoentrópica disminuye a medida que la relación de presiones se incrementa, esto se debe a que el proceso se aleja cada vez más del proceso de compresión isoentrópico.

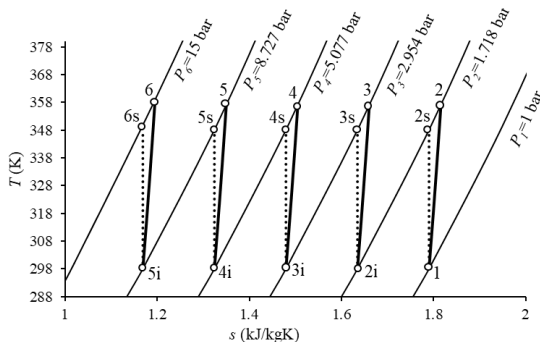


**Figura 10.** Eficiencias en función de la relación de presiones

### Proceso de compresión multietapa con enfriamientos intermedios

Al considerar enfriamientos intermedios entre cada etapa de compresión, la

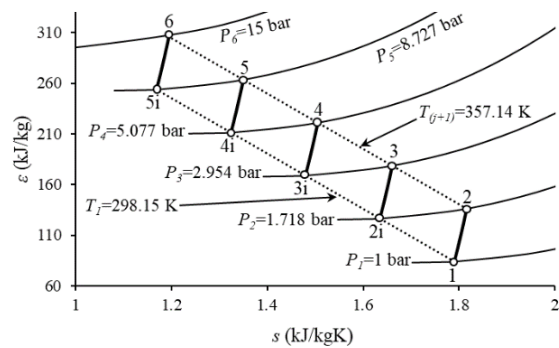
temperatura de descarga de cada etapa alcanza la temperatura de succión al pasar el aire por un proceso de enfriamiento. La **Figura 11** muestra los procesos de compresión en un diagrama  $T$ - $s$ . En este caso, el trabajo de compresión total es igual a la suma del trabajo de compresión de cada una de las etapas. Cada etapa de compresión implica un incremento propio de entropía; sin embargo por efecto de los enfriamientos la entropía del proceso disminuye.



**Figura 11.** Diagrama temperatura–entropía con enfriamiento intermedio

La **Figura 12** muestra que la exergía total del proceso aumenta debido al cambio de presión de cada etapa de compresión, sin embargo, cada enfriamiento intermedio

provoca disminuciones de entropía por etapa de menos del 5 %. Las líneas punteadas muestran que el cambio diferencial de exergía,  $d\varepsilon$ , y el cambio diferencial de entropía,  $ds$ , se relacionan por una constante, que es igual a la temperatura,  $T$ ; es decir,  $(d\varepsilon / ds) = T$ .

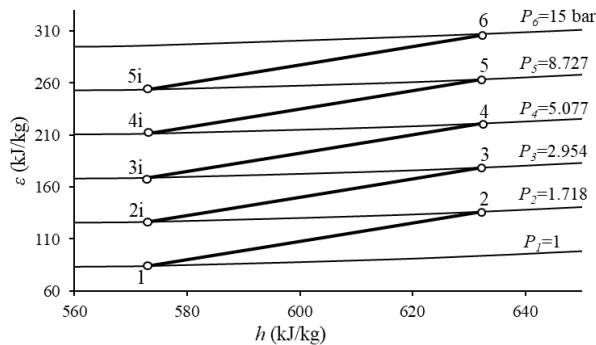


**Figura 12.** Diagrama exergía-entropía. Enfriamiento intermedio

La **Figura 13** muestra la relación entre el cambio de exergía y el cambio de entalpía de cada etapa de compresión. El cambio de entalpía es el mismo para cada etapa de compresión con un valor de 59.16 kJ/kg, siendo el trabajo de compresión total de 295.84 kJ/kg. Del mismo modo, la exergía total es la suma del cambio de

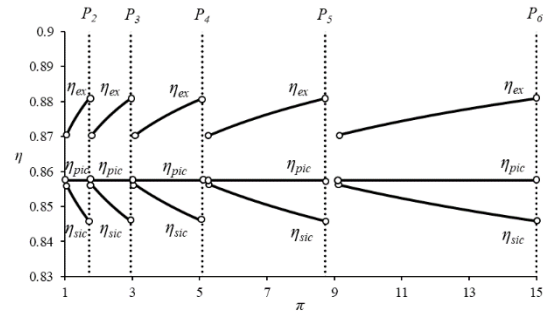


exergía de cada etapa de compresión con un valor total de 260.61 kJ/kg.



**Figura 13.** Diagrama exergía-entalpía. Enfriamiento intermedio

La **Figura 14** muestra a la eficiencia politrópica, la eficiencia isoentrópica y la eficiencia exergética del proceso de compresión en función de la relación de presiones. En ésta se muestra que la eficiencia politrópica para cada etapa de compresión se mantiene constante, debido a que el exponente politrópico para cada etapa de compresión es constante. Sin embargo, la eficiencia isoentrópica y la eficiencia politrópica se mantiene en rangos de 0.845 a 0.856 y 0.870 a 0.880, respectivamente, en cada una de las etapas de compresión.



**Figura 14.** Eficiencias en función de la relación de presiones. Compresión con enfriamientos intermedios

La compresión multietapa con y sin enfriamientos intermedios se puede comparar con parámetros como el trabajo de flujo, el trabajo de compresión, el incremento de entropía, la exergía específica y las eficiencias de compresión. Este comparativo de ambos procesos se muestra en la **Tabla 3**, en la cual, la compresión multietapa con enfriamiento intermedio presenta las siguientes ventajas con respecto al proceso sin enfriamientos intermedios: el trabajo de flujo y el trabajo de compresión disminuyen 32.5 % mientras que la exergía es menor en un 35.3 %. Por otro lado, en la **Tabla 4** presentan las eficiencias compresión del proceso

multietapa sin enfriamientos intermedios y las eficiencias de compresión de cada una de las etapas de compresión del proceso con enfriamientos intermedios. Se encuentra que la eficiencia isoentrópica y exergética de las etapas de compresión con enfriamientos intermedios son 6.2 % mayor y 4.3 % menor al proceso sin enfriamientos respectivamente. Por otro lado, el desempeño energético del proceso de compresión multietapas con enfriamientos intermedios se puede evaluar mediante la eficiencia isotérmica, que se define como la relación entre el trabajo de compresión del proceso isotérmico y el trabajo de compresión del proceso con enfriamiento; para este caso el trabajo de compresión del proceso isotérmico es de 231.48 kJ/kg, por lo tanto la eficiencia de compresión isotérmica es del 78 %.

**Tabla 3.** Comparación de procesos de compresión multietapa.

Parámetro	Enfriamientos intermedios	
	Sin	Con
$\tau_f$ , kJ/kg	375.99	253.69
$\tau_c$ , kJ/kg	438.46	295.84
$\Delta\varepsilon$ , kJ/kg	403.22	260.61

**Tabla 4.** Comparación de eficiencias de compresión.

Parámetro	Sin enfriamiento (Proceso completo)	Con enfriamiento intermedio (Por etapa)
	$\eta_{sic}$	0.7964
$\eta_{pic}$	0.8575	0.8575
$\eta_{ex}$	0.9196	0.8809

## CONCLUSIONES

En un proceso de compresión multietapa sin enfriamientos intermedios, a mayor eficiencia politrópica, menor es la exergía requerida en el proceso, es decir, que el trabajo de compresión reversible requerido es menor. Otro aspecto importante en la compresión, es la relación de presiones del proceso, de manera que, si se requiere una mayor

diferencia de presión entre la succión y descarga, la exergía requerida en el proceso también aumenta.

Por otro lado, en un proceso de compresión con enfriamientos intermedios, se tiene que la exergía requerida en el proceso disminuye al aumentar el número de etapas, en el caso de estudio mostrado, a partir de dos etapas de compresión, la disminución de la exergía del proceso decrece con menor significancia, al aumentar una etapa más de compresión. Con respecto a las relaciones de presiones, también se muestra que, a bajas relaciones de presiones, el cambio de exergía es insignificante independientemente del número de etapas de compresión.

En el caso comparativo de compresión multietapa con y sin enfriamientos intermedios, en la compresión multietapa con enfriamientos intermedios, se requiere de un menor trabajo de compresión para

alcanzar la presión de descarga deseada.

En cada etapa de compresión, la eficiencia isoentrópica y la eficiencia politrópica, son mayores que en la compresión total sin enfriamientos, con excepción de la eficiencia exergética, ésta suele ser menor en cada etapa, debido a que el cambio de exergía es en proporción menor que el cambio de entalpía a bajas relaciones de presiones y a bajas temperaturas.

## **AGRADECIMIENTOS**

Este trabajo no podría haber sido elaborado sin el esfuerzo en conjunto que día a día desempeña el grupo de trabajo conformado por el laboratorio de procesos termodinámicos (T-041) y la planta piloto dos (PP2) del departamento de Ingeniería de Procesos e Hidráulica de la Universidad Autónoma Metropolitana Iztapalapa.

## NOMENCLATURA

$c$ ,	Capacidad calorífica;	$\text{kJ/kgK}$
$h$ ,	Entalpía específica;	$\text{kJ/kg}$
$n$ ,	Exponente politrópico	
$P$ ,	Presión;	Bar
$R$ ,	Constante del aire;	$\text{kJ/kgK}$
$s$ ,	Entropía específica;	$\text{kJ/kgK}$
$T$ ,	Temperatura;	K
$v$ ,	Volumen específico;	$\text{m}^3/\text{kg}$
$w$ ,	Trabajo específico;	$\text{kJ/kg}$
$z$ ,	Número de etapas	

### Letras griegas

$\gamma$ ,	Índice adiabático	
$\varepsilon$ ,	Exergía;	$\text{kJ/kgK}$
$\eta$ ,	Eficiencia	
$\pi$ ,	Relación de presiones	
$\Delta$ ,	Cambio o diferencia	

### Sub-indices

$0$	Estado muerto
$1$	Succión de la compression
$Ex$	Exergética
$I$	Enfriamiento intermedio
$J$	Contador de 1 a $z-1$
$M$	Multietapa
$P$	Presión
$Pic$	Politrópica de compression
$Sic$	Isoentrópica de compression
$Tic$	Isotérmica de compression
$Z$	Número de etapas

## REFERENCIAS

- [1] Hepbasli A. (2008). A key review on exergetic analysis and assessment of renewable energy resources for a sustainable future. *Renew Sustain Energy Rev* 2008.12 593-661.
- [2] Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. (1996). *Thermal design and optimization*. Wiley. USA.
- [3] Encinas M. P. (1984). *Turbomaquinas de fluido compresible*. Editorial limusa, México.
- [4] Montanez-Morantes M., Jobson M., y Zhang N. (2016). Operational optimization of centrifugal compressors in multilevel refrigeration cycles. *Computers & Chemical Engineering*. 85 188-201.
- [5] Casey M. V., y Fesich T. M. (2010). The efficiency of turbocharger compressors with diabatic flows. *Journal of engineering for gas turbines and power*. 132 785-797.
- [6] Kotas, T.J. (1995). *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Reprint Edition, Krieger Publishing Company, Malabar.
- [7] Leyte R. L., y Velázquez M. T. (2004). *Termodinámica de las turbinas de gas*. Alfaomega, México.
- [8] Turan O. (2012). Exergetic effects of some design parameters on the small turbojet engine for

- unmanned air vehicle applications. Energy. 46(1) 51-61.
- [9] Datta A., Ganguly R., y Sarkar L. (2010). Energy and exergy analyses of an externally fired gas turbine (EFGT) cycle integrated with biomass gasifier for distributed power generation. Energy. 35(1) 341-350.
- [10] Kostowski W. J., Kalina J., Bargiel P., y Szufleński P. (2015). Energy and exergy recovery in a natural gas compressor station—A technical and economic analysis. Energy Conversion and Management. 104 17-31.
- [11] Pu J., Liu G., y Feng X. (2010). Application of the cumulative exergy approach to different air conditioning systems. Energy and buildings. 42(11) 1999-2004.
- [12] Remelje C. W., y Hoadley A. F. A. (2006). An exergy analysis of small-scale liquefied natural gas (LNG) liquefaction processes. Energy. 31(12) 2005-2019.
- [13] Schiffmann J., y Favrat D. (2010). Design, experimental investigation and multi-objective optimization of a small-scale radial compressor for heat pump applications. Energy. 35(1) 436-450.
- [14] Turan Ö., y Aydın H. (2016). Numerical calculation of energy and exergy flows of a turboshaft engine for power generation and helicopter applications. Energy. 115 914-923.
- [15] Atlas Copco. (2015). How Energy Recovery turns compression heat into a useful commodity.  
<https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/compressor-technique/compressor-technique-service/documents/2935%200138%2020%20Energy%20Recovery%20Leaflet%20en%20150ppi%20SCREEN.pdf>

