



**TECNOLÓGICO DE ESTUDIOS  
SUPERIORES DE ECATEPEC**

---

**DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA  
MECATRÓNICA E INDUSTRIAL**

**“Análisis exergoeconómico de los  
sistemas de refrigeración por compresión  
de vapor con base a la Teoría del Costo  
Exergético”**

**TESIS**

Que para obtener el grado de:

**MAESTRO EN EFICIENCIA ENERGÉTICA  
Y ENERGÍAS RENOVABLES**

Presenta:

**ING. SUÁREZ AQUINO ROMÁN MARTÍN**

Director de tesis:

**DR. MARTÍN SALAZAR PEREYRA**

**DR. AGUSTÍN MORA ORTEGA**

Ecatepec de Morelos, Estado de México

Diciembre, 2020

**TECNOLÓGICO DE ESTUDIOS SUPERIORES DE ECATEPEC  
POSGRADO EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS RENOVABLES**

**CARTA DE CESIÓN DE DERECHOS**

En el Estado de México, el día 17 del mes de diciembre del año 2020, el (la) que suscribe Román Martín Suárez Aquino, alumno (a) del Programa de Maestría en Eficiencia Energética y Energías Renovables con número de matrícula 201822795 adscrito a la División de Ingeniería Mecatrónica e Industrial, manifiesta que es autor (a) intelectual del presente trabajo de tesis bajo la dirección del (la) Dr. Martín Salazar Pereyra y Dr. Agustín Mora Ortega y ceden los derechos del trabajo intitulado **“Análisis exergoeconómico de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor con Base a la Teoría del Costo Exergético”** al Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, graficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y del director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a la siguiente dirección: romanmartin1991@gmail.com. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.



---

**Román Martín Suárez Aquino**



GOBIERNO DEL  
ESTADO DE MÉXICO

DICTAMEN DE LIBERACIÓN DE PROYECTO  
DE TESIS

**FO-TESE-DA-90**

TIT05-ANEXO PM



DIRECCIÓN ACADÉMICA  
DIVISIÓN DE INGENIERÍA MECÁNICA, MECATRÓNICA E INDUSTRIAL  
MAESTRÍA EN EFICIENCIA ENERGÉTICA Y ENERGÍAS RENOVABLES

Fecha: 26 DE OCTUBRE DE 2020

**Datos generales**

Nombre del alumno:

**SUAREZ**

**AQUINO**

**ROMAN MARTÍN**

Apellido paterno

Apellido materno

Nombres (s)

Matrícula: 201822795

PROYECTO: ANÁLISIS EXERGOECONÓMICO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON BASE A LA TEORÍA DEL COSTO EXERGÉTICO.

DIRECTORES: DR. MARTÍN SALAZAR PEREYRA Y DR. AGUSTÍN MORA ORTEGA

**Dictamen:**

Con base en el registro No. POSG-MPEER/DIMMI/2020/02 correspondiente al periodo escolar 2020-2, asignado al proyecto de tesis ANÁLISIS EXERGOECONÓMICO DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON BASE A LA TEORÍA DEL COSTO EXERGÉTICO y presentado por el alumno referido; y después de haber sido desarrolladas las actividades requeridas, el Comité Tutorial, conformado por los integrantes que firman al calce, ha determinado que SI (X) NO ( ) han sido cubiertos en su totalidad los requisitos que permitan a esta División Académica liberar al alumno de los trámites académicos para tal efecto e iniciar el trámite de obtención de grado de maestría en la Unidad de Registro y Certificación de este Tecnológico de Estudios Superiores de Ecatepec.

**Observaciones:**

NINGUNA

**Comité tutorial**

DR. MARTÍN SALAZAR PEREYRA

DRA. ANGELICA E. BONILLA BLANCAS

DR. AGUSTÍN MORA ORTEGA

M. EN C. WENCESLAO CUAUHTÉMOC BONILLA BLANCAS

<p>Elaboró:</p>  <p>DR. AGUSTÍN MORA ORTEGA Coordinador de Posgrado</p>	<p>Revisó y Visto Bueno:</p>  <p>M. EN C. HÉCTOR RODRÍGUEZ CARMONA Jefe de División</p>	<p>Enterado:</p>  <p>M. EN C. ARMANDO ALCALDE MARTÍNEZ Director Académico</p>
--	--	--

## **Agradecimientos**

Agradezco al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por brindar el apoyo y patrocinio para realizar esta investigación de Tesis: “Análisis exergoeconómico de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor con base a la Teoría del Costo Exergético”

A mis padres por brindar su amor y apoyo incondicional durante mi vida y que gracias a su apoyo y confianza estoy cumpliendo este logro profesional.

A mis tutores, Dr. Martín Salazar Pereyra y Dr. Agustín Mora Ortega por ser excelentes guías en la realización de la Tesis, quienes me asesoraron y me aclararon mis dudas a lo largo de la investigación.

A mis amigos, por ser parte de esta gran experiencia, y por brindarme su amistad y apoyo durante este tiempo.



## Resumen

Se realiza un análisis energético y exergético en los ciclos de refrigeración por compresión de vapor simple utilizando como fluido de trabajo, el refrigerante HFC-134a con la finalidad de determinar el coeficiente de operación, la eficiencia exergética, las corrientes exergéticas e irreversibilidades que se generan en el sistema.

El análisis exergoeconómico se desarrolla con base a la Teoría del Costo Exergético y se aplica al ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor mecánico simple. Se plantean con base a la literatura científica tres estructuras productivas para determinar los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos, con el objetivo de establecer la estructura productiva que represente la física del sistema para después extrapolarla a los ciclos de refrigeración regenerativos, en cascada y con dobles cámaras de refrigeración.

Por último, se plantean y diseñan las estructuras productivas para los diferentes ciclos de refrigeración por compresión de vapor con base al análisis termoeconómico para determinar la redistribución de los costos de operación de exergéticos y exergoeconómicos.





## **Abstrac**

An energy and exergy analysis is carried out in the refrigeration cycles by simple vapor compression using the refrigerant HFC-134a as working fluid in order to determine the operating coefficient, the exergetic efficiency, the exergetic currents and irreversibilities that are generated in the system.

The exergoeconomic analysis is developed based on the Exergetic Cost Theory and is applied to the simple refrigeration cycle by simple mechanical vapor compression. Based on the scientific literature, three productive structures are proposed to determine the exergetic and exergoeconomic operating costs, with the aim of establishing the productive structure that represents the physics of the system and then extrapolates it to regenerative, cascade and double refrigeration cycles. refrigeration chambers.

Finally, the production structures for the different vapor compression refrigeration cycles are proposed and designed based on thermoeconomic analysis to determine the redistribution of exergy and exergoeconomic operating costs.





# Índice General

<b>Resumen .....</b>	<b>I</b>
<b>Abstrac.....</b>	<b>III</b>
<b>Introducción .....</b>	<b>VII</b>
Estructura del trabajo.....	VII
Esbozo histórico .....	IX
Problemática .....	XI
<b>Capítulo 1. Generalidades del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple. 1</b>	
1.1 Sistemas de refrigeración.....	1
1.2 Descripción termodinámica del sistema de refrigeración simple por compresión de vapor .....	2
1.3 Estados termodinámicos del ciclo de refrigeración por compresión simple .....	4
1.4 Balance de energía y de masa con base a la primera Ley de la Termodinamica.....	7
1.5 Resultados y análisis de paramétrico.....	10
<b>Capítulo 2. Análisis exergético del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple .....</b>	<b>15</b>
2.1 Inducción a la exergía.....	15
2.2 Corrientes exergéticas, irreversibilidades y eficiencia exergéticas del ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor.....	19
<b>Capítulo 3. Exergoeconomía de los Ciclo de refrigeración simple por compresión de vapor. ....</b>	<b>23</b>
3.1 Introducción a la Teoría del Costo exegetico .....	23
3.2 Exergoeconomía .....	31
3.3 Comparativo exergoeconómico de tres estructuras productivas de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple. ....	33
3.4 Estructura productiva ideal para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor .....	47
3.5 Propósitos, recursos y productos de la estructura productiva seleccionada. ....	47
3.6 Análisis paramétrico .....	49
<b>Capítulo 4. Análisis exergoeconómico de los múltiples ciclos de refrigeración por compresión de vapor. ....</b>	<b>55</b>
4.1 Configuraciones de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor.....	55
4.2 Resultados.....	97



4.3 Análisis de resultados .....	101
4.4 Análisis Paramétrico.....	104
<b>Conclusiones.....</b>	<b>107</b>
<b>Nomenclatura.....</b>	<b>109</b>
<b>Índice de Figuras .....</b>	<b>111</b>
<b>Índice de Tablas .....</b>	<b>115</b>
<b>Bibliografía.....</b>	<b>117</b>



## **Introducción**

### **Estructura del trabajo**

En este trabajo de tesis se presenta un comparativo exergoeconómico de tres estructuras productivas considerando al condensador como sistema productivo y disipativo, así como considerar la carga térmica de la cámara fría como recurso o parte del objetivo del sistema. Los resultados se analizan con base a la física del sistema, por consiguiente, la estructura productiva seleccionada es la que considera al condensador como sistema productivo y la carga térmica como recurso sin costo. Este criterio de asignación de costos se aplicará a las demás configuraciones de los ciclos por compresión de vapor mecánico: regenerativos, en cascada y con dobles cámaras de refrigeración

En el Capítulo 1 se realiza una clasificación de los diferentes tipos y aplicaciones de los sistemas de refrigeración. Conjuntamente, se efectúa una descripción termodinámica para elaborar un análisis paramétrico del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple en función de la temperatura ambiental y frigorífica.

En el Capítulo 2, se presentan los conceptos fundamentales del principio de la Segunda Ley de la Termodinámica y exergía. Asimismo, en este capítulo se plantea un análisis exergético para determinar las corrientes exergéticas, eficiencias exergéticas y las irreversibilidades de cada uno de los componentes y del sistema completo.

En el Capítulo 3, se hace una descripción de la Teoría de los Costos Exergético y se realiza un estudio exergoeconómico. Con base a la Teoría del Costo Exergético se determinan las preposiciones y propósitos del sistema y de cada uno de sus componentes para elaborar una estructura productiva. De igual forma, en este capítulo, se realiza un estudio exergoeconómico comparativo a tres estructuras productivas existentes para un sistema de refrigeración por compresión de vapor simple para conocer los costos de operación exergoeconómicos de cada estructura. Finalmente, se determina una estructura productiva general, la cual se le aplica un estudio paramétrico exergoeconómico para determinar los



costos de operación exergético y exergoeconómico en función de la temperatura frigorífica y ambiental.

En el Capítulo 4 se elaboran y describen las estructuras productivas de las configuraciones de los ciclos de refrigeración por compresión vapor donde se muestran cómo se asignan y distribuyen los costos de operación exergoeconómicos y establecer un comparativo de estos sistemas con respecto al ciclo simple.



## Esbozo histórico

Los principales campos de aplicación de estos desarrollos se encuentran principalmente en el área de las grandes centrales de cogeneración, ciclos combinados, generación de potencia, plantas químicas, etc., mientras que en el dominio de la refrigeración y aire acondicionado son limitados. Esto se debe a que los servicios públicos industriales probablemente se consideran con gran interés, ya que son los que tienen gran manejo de capital. Sin embargo, la refrigeración y el aire acondicionado tienen consumos de energía grandes y bajos coeficientes de operación. Por lo tanto, merecen una mayor atención tanto en la fase de diseño como en la operación diaria. [1]. Sin embargo, existen pocos trabajos en la literatura científica que aplica este análisis termoeconómico a estos sistemas.

El desarrollo de la termoeconomía ha tenido varias interpretaciones, por ejemplo, Tsatsaronis y sus colaboradores de trabajo [2], Valero y sus colaboradores [3], [4], Frangopoulos [5], Von Spakovsky [6] d' Accadia y de Rossi [7], Wall [8], etc. Representan adecuadamente las diferentes direcciones del desarrollo de la termoeconomía. Tsatsaronis y sus colegas utilizan una técnica iterativa de mejora del rendimiento termoeconómico donde un analizador puede participar en la toma de decisiones en el proceso de optimización.

Valero y colaboradores [9] utilizan el concepto de Teoría del Costo Exergético, el cual consiste asignar un costo a cada flujo de exergía y la mejora del rendimiento termoeconómico del sistema se realiza mediante la optimización local de los subsistemas. Frangopoulos y Von Spakovsky [6] han utilizado la descomposición funcional del sistema en la optimización termoeconómica de los sistemas.

R.D. Misra [1] aplicó un estudio termoeconómico a un sistema de refrigeración por absorción de vapor de agua y amoníaco, la metodología que utiliza, se basa en la minimización de costos, donde, se calculan los costos económicos de todos los flujos y productos internos del sistema mediante la formulación de balances de costos termoeconómicos. La optimización del sistema se lleva a cabo mediante un procedimiento iterativo.

d' Accadia [7], aplica la optimización económica de una planta de refrigeración convencional donde aplica la Teoría de los costos exergéticos [3] para evaluar los costos de los flujos y



productos internas del sistema, además se propone una estructura productiva, donde se muestra el recurso, producto o residuo de cada componente del sistema (flujos exergéticos) y el propósito principal del sistema. De igual modo se plantea el concepto de negentropía para la formulación del balance del balance de costos.

Piacentino y Talamo [10] publicaron un estudio cuyo objetivo era aplicar el enfoque termoeconómico de una manera convencional, basado en la división de la exergía física en sus componentes térmicos y mecánicos para diagnosticar un sistema simple de refrigeración por compresión de vapor.

Hernández I. E., Lugo Leyte, [11], plantean una estructura productiva para obtener un modelo matemático de los costos exergéticos y exergoeconómicos con y sin imputación del residuo a los equipos, en donde, los resultados presentan un aumento de 56.8 % de aumento cuando se le imputa el residuo.

Bonilla Blancas, Salazar Pereyra, [12], realizan un estudio termodinámico y exergoeconómico a un sistema de refrigeración por compresión de vapor utilizando CO<sub>2</sub> transcrito, en el cual establecen el comportamiento de la presión de descarga del compresor en función de la temperatura del enfriador de gas, cuando está funcionando en condiciones ambientales superiores a 20 °C. También se muestra el efecto de variar la temperatura de la cámara fría. En el análisis, se obtienen el coeficiente de operación (COP), la eficiencia exergética y los costos de operación exergoeconómicos para cada equipo.

Lugo Leyte, Salazar Pereyra [13], realizaron un análisis exergoeconómico, donde se generó una estructura productiva de los equipos del sistema, obteniendo los recursos, productos y las irreversibilidades de cada equipo, con base a estos se evaluaron los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos en función de la temperatura ambiental y temperatura frigorífica.



## Problemática

Los sistemas de refrigeración son los equipos que consumen más potencia eléctrica en el sector industrial, comercial y doméstico, por tal motivo, es de gran importancia el análisis de estos sistemas y de los componentes que lo conforman, con la finalidad de obtener coeficientes de operación más altos para reducir el consumo de energía eléctrica. Para establecer un análisis de este tipo de sistemas es importante entender la física del sistema para aplicar un estudio energético con base a la Primera Ley de la Termodinámica y así, obtener el coeficiente de operación y consumos de potencia, sin embargo, este tipo de análisis no permite establecer las irreversibilidades que ocurren en cada uno de los procesos, así como, las que se producen en cada uno de los equipos del sistema de refrigeración. Para cuantificar las irreversibilidades que existen en el sistema se utiliza la Segunda Ley de la Termodinámica, de igual manera, con este principio termodinámico se puede calcular el potencial útil, las corrientes exergéticas, así como las eficiencias exergéticas de cada componente y del ciclo completo.

Con el análisis exergético se puede aplicar una herramienta de mucha ayuda para la predicción, optimización, diseño y evaluación de los sistemas térmicos, que es la *Termoeconomía*. La termoeconomía puede considerarse una ciencia nueva que, al ser la sinergia de la termodinámica y la economía, proporciona herramientas para dar solución a problemas en sistemas térmicos complejos que son difícil de resolver utilizando técnicas convencionales de análisis de energía. *Existen en la literatura científica, trabajos de investigación que establecen un análisis termoeconómico de los sistemas de refrigeración, cada trabajo tiene un enfoque diferente y por consiguiente, muestran resultados diferentes, esto se debe a que este tipo de análisis (exergoeconómico) se emplean generalmente para sistemas de generación de potencia, lo cuales tienen estructuras rígidas, es decir, cada uno de sus componentes tienen un propósito bien definido, y sin en cambio, por lo general, este tipo de estudio no es aplicado a sistemas consumidores de potencia.* Por tal motivo, se comparan tres casos de estructuras productivas para determinar una estructura general que se pueda aplicar a los ciclos de refrigeración.



Con base a una estructura productiva general, se generan las estructuras productivas para desarrollar el análisis exergoeconómico a los diferentes arreglos de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor para asignar la distribución de los costos de operación debido a que estas configuraciones se le agregan más equipos y/o dispositivos en comparación al ciclo simple y de esta manera, seleccionar que configuración tienen menores costos de operación considerando requerimientos de refrigeración o congelación similares.



## Objetivos

### Objetivo general

- Aplicar un análisis exergoeconómico a diferentes arreglos de sistemas de refrigeración por compresión de vapor para obtener los costos de operación exergoeconómicos con base a la Teoría del Costo Exergético.

### Objetivos específicos

- Analizar el ciclo de refrigeración simple por compresión de vapor con base a la primera Ley y Segunda Ley de la Termodinámica.
- Establecer un comparativo exergoeconómico al ciclo de refrigeración simple para seleccionar una estructura productiva general para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor mediante las proposiciones y propósitos establecidos.
- Generar las estructuras productivas de las diferentes configuraciones de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor para obtener los costos de operación y realizar un comparativo exergoeconómico.



# Capítulo 1. Generalidades del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple.

## 1.1 Sistemas de refrigeración

La refrigeración se denomina a los requerimientos de refrigerar o congelar un producto. Generalmente, la producción del frío o remoción de calor de un espacio se realiza a temperaturas inferiores a la temperatura ambiente. Sin embargo, existen diferencias entre estos procesos y enfriar. Para enfriar un espacio o un flujo de alguna sustancia, generalmente se emplea agua líquida o aire, que son sustancias con una sola fase de agregación, y su intervalo de operación no es menor a los 0°C.

Existen diferentes ciclos para la producción del frío, sin embargo, el sistema de refrigeración por compresión de vapor mecánica es el más utilizado, el cual se describe más adelante.

Estos sistemas se pueden clasificar dependiendo su aplicación: refrigeración doméstica, comercial, industrial y aire acondicionado. La refrigeración doméstica se limita a refrigeradores domésticos y congeladores para la conservación de alimentos. La refrigeración comercial consiste en el diseño, instalación y mantenimiento en locales, almacenes, restaurantes e instituciones, son utilizados para la preparación y conservación de alimentos. La refrigeración industrial es utilizada en plantas de congelación de alimentos, almacenes, plantas industriales, pistas de hielo para patinar, plantas químicas, etc. La aplicación en el aire acondicionado se utiliza en edificios, hogares, vehículos para el confort humano. Otra aplicación que se debe considerar es la refrigeración aplicada al transporte para la conservación de productos perecederos.



## 1.2 Descripción termodinámica del sistema de refrigeración simple por compresión de vapor

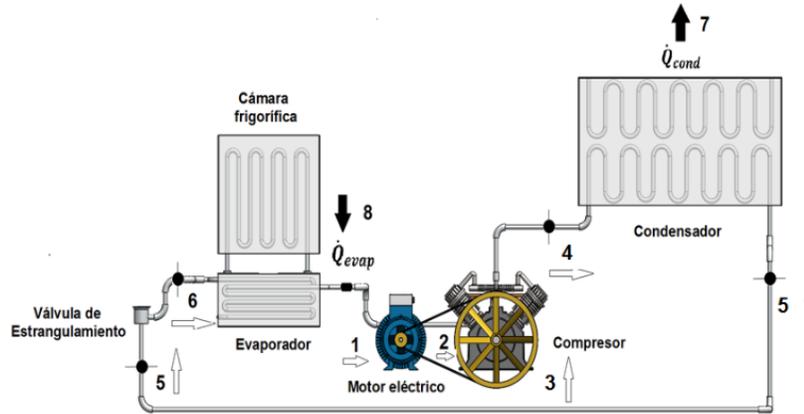


Figura 1 Diagrama esquemático de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple.

En la Figura 1 se muestra el diagrama esquemático del sistema de refrigeración por compresión de vapor simple. El ciclo está integrado por tres equipos: compresor, condensador, evaporador y un dispositivo, la válvula de estrangulamiento. En la Figura 1, de igual manera, se observa un motor eléctrico, pero por lo regular este equipo viene integrado al compresor, sin embargo, en la imagen se coloca por separado para su respectivo análisis. Del mismo modo, la cámara frigorífica es la representación del espacio que se tiene que refrigerar.

En la Figura 2 y 3 se describe el ciclo de refrigeración por compresión de vapor en diagramas T-s y P-h. A la entrada del compresor, Estado 3, el refrigerante se encuentra como vapor saturado seco o sobrecalentado; entra al compresor que realiza el proceso de compresión, donde la presión se incrementa hasta la presión del condensador, y de forma inherente el fluido se sobrecalienta, incrementado la temperatura en la descarga del compresor, en este estado el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado, Estado 4. El refrigerante entra al condensador donde rechaza el calor a presión constante y ocurre un cambio de fase, el fluido de trabajo sale del condensador como líquido saturado o líquido comprimido, Estado 5. Posteriormente, el refrigerante entra a la válvula de expansión o tubo capilar, que se encarga de estrangular el fluido para disminuir la presión hasta alcanzar la condición de operación del evaporador, este proceso se realiza a entalpía constante, Estado 6. En el Estado



6, el refrigerante se encuentra como como vapor húmedo y por consiguiente tiene una calidad de vapor. Al entrar al evaporador, el fluido de trabajo absorbe el calor de la cámara frigorífica a temperatura constante, la mezcla se evapora hasta que se transforma en vapor saturado seco o sobrecalentado, Estado 6, el refrigerante entra al compresor completando el ciclo.

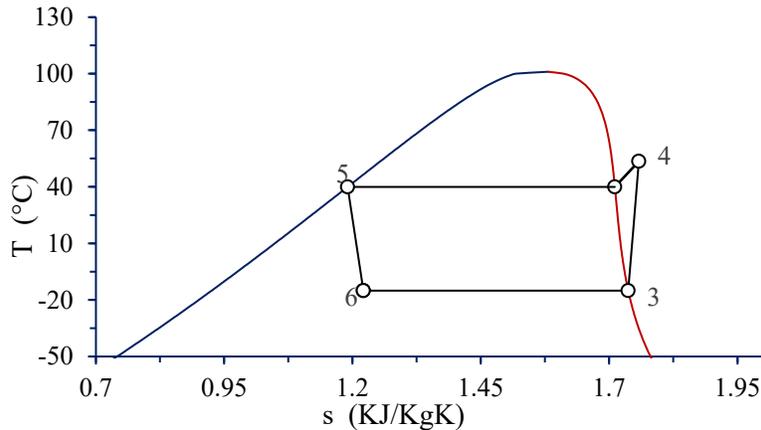


Figura 2 Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de refrigeración por compresión mecánica.

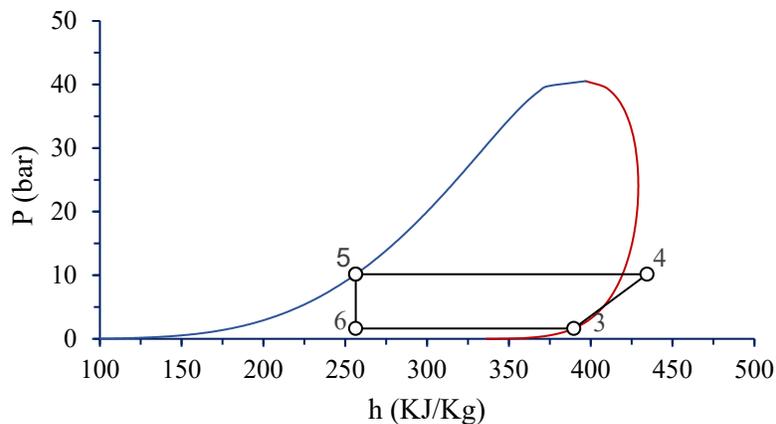


Figura 3 Diagrama Presión-entalpía del ciclo de refrigeración por compresión mecánica.

En resumen, los procesos termodinámicos que se presenta en el ciclo de refrigeración son los siguientes:

- 3-4 Compresión adiabática.
- 4-5 Rechazo de calor a presión constante.
- 5-6 Estrangulamiento a entalpía constante.



- 6-3 Absorción de calor a presión constante.

Este análisis se realizó con las siguientes consideraciones:

- No se consideran la caída de presión que ocurren a la salida del condensador (subenfriamiento).
- No se considera la caída de presión que existe a la salida del evaporador (laminación).
- Se desprecia la fricción que se genera en el sistema

### 1.3 Estados termodinámicos del ciclo de refrigeración por compresión simple

Para determinar los estados termodinámicos del ciclo de refrigeración se tiene los siguientes parámetros de operación.

La temperatura del condensador debe ser mayor que la temperatura del ambiente para que exista una diferencia de temperaturas y se produzca una transferencia de calor al exterior, de tal manera,

$$T_{cond} = T_{amb} + \Delta T_{cond} \quad (1)$$

Donde,

$$\Delta T_{cond} = 10...15^{\circ}C \quad (2)$$

Así mismo, para establecer la temperatura del evaporador se le resta un delta de temperaturas del evaporador a la temperatura de la cámara frigorífica (espacio a refrigerar) para realizar la transferencia de calor,

$$T_{evap} = T_{CF} - \Delta T_{evap} \quad (3)$$

Donde,

$$\Delta T_{evap} = 10...15^{\circ}C \quad (4)$$

La eficiencia isoentrópica del compresor se considera de un 88% y con una carga térmica del refrigerante de 5 TR.



### Estado 3

A la entrada del compresor, el fluido de trabajo se encuentra como vapor saturado seco o sobrecalentado, por lo tanto, la calidad de vapor es igual a 1,  $X_3 = 1$ . Además, se conoce la  $T_3 = T_{evap}$  o  $P_{evap} = P_{sat@T_3}$ , por lo tanto, en tablas de vapor saturado del refrigerante se buscan las siguientes propiedades:

$$h_3 = h_g @ T_3$$

$$s_3 = s_g @ T_3$$

$$v_3 = v_g @ T_3$$

### Estado 4s (ideal)

Se considera un proceso isentrópico de compresión  $s_{4s} = s_3$ . El proceso de compresión se realiza en la región de vapor sobrecalentado, hasta alcanzar la presión de operación del condensador,  $P_{4s} = P_{cond}$ , por consiguiente, en tablas de vapor sobrecalentado se localizan las siguientes propiedades:

$$T_{4s} = T @ P_{cond}, s_3$$

$$h_{4s} = h @ P_{cond}, s_3$$

$$v_{4s} = v @ P_{cond}, s_3$$

### Estado 4 (real)

A la salida del compresor, el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado. Para calcular la propiedad de entalpía se utiliza la definición de eficiencia isentrópica del compresor:

$$\eta_{sic} = \frac{w_{cs}}{w_c} = \frac{h_{4s} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (5)$$

De la ecuación (5) se despeja  $h_4$ , por lo tanto, se obtiene la siguiente expresión:

$$h_4 = h_3 + \frac{h_{4s} - h_3}{\eta_{sic}} \quad (6)$$



Conociendo la  $h_4$  y  $P_4 = P_{cond}$ , en tablas de vapor sobrecalentado se buscan las siguientes propiedades:

$$T_4 = T_{@P_{cond}, h_3}$$

$$s_4 = s_{@P_{cond}, h_3}$$

$$v_4 = v_{@P_{cond}, h_3}$$

### Estado 5

A la salida del condensador, el refrigerante se encuentra como líquido saturado, con calidad de vapor,  $X_5 = 0$ , también se tiene que  $T_5 = T_{cond}$  y  $P_{evap} = P_{sat@T_5}$ , por consiguiente, en tablas de vapor saturado del refrigerante se buscan las siguientes propiedades:

$$h_5 = h_f @ T_5$$

$$s_5 = s_f @ T_5$$

$$v_5 = v_f @ T_5$$

### Estado 6

El refrigerante se encuentra en la zona de mezcla, por lo tanto, tiene una calidad de vapor y el proceso de estrangulamiento se realiza a entalpía constante, es decir,  $h_6 = h_5$ . En este estado termodinámico, se conoce  $T_6 = T_{evap}$  y  $P_6 = P_{evap}$ , por consiguiente, en tablas de vapor saturado del refrigerante se buscan las propiedades de saturación del vapor y del líquido.

$$h_g @ T_6 \qquad h_f @ T_6$$

$$s_g @ T_6 \qquad s_f @ T_6$$

$$v_g @ T_6 \qquad v_f @ T_6$$

Se conoce  $h_6$ , por lo tanto, con las propiedades de saturación de la entalpía, se calcula la calidad del vapor utilizando la siguiente expresión:



$$x_6 = \frac{h_6 - h_f}{h_g - h_f} = \frac{s_6 - s_f}{s_g - s_f} = \frac{v_6 - v_f}{v_g - v_f} \quad (7)$$

De la ecuación (7), se despeja la propiedad termodinámica correspondiente.

$$s_6 = s_f + x_6(s_g - s_f) \quad (8)$$

$$v_6 = v_f + x_6(v_g - v_f) \quad (9)$$

## 1.4 Balance de energía y de masa con base a la primera Ley de la Termodinámica

La primera Ley de la Termodinámica hace relación a la conservación de la energía y se expresa de la siguiente manera:

$$\left[ \begin{array}{l} \text{Variación de la} \\ \text{cantidad de energía} \\ \text{contenida dentro del} \\ \text{sistema durante} \\ \text{un cierto intervalo} \\ \text{de tiempo} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Cantidad neta de} \\ \text{energía transferida al} \\ \text{sistema a través de su} \\ \text{frontera por transferencia} \\ \text{de calor durante dicho} \\ \text{intervalo de tiempo} \end{array} \right] = \left[ \begin{array}{l} \text{Cantidad de energía} \\ \text{transferida fuera del} \\ \text{sistema a través de su} \\ \text{frontera por trabajo} \\ \text{durante dicho} \\ \text{intervalo de tiempo} \end{array} \right]$$

Para un sistema abierto, la energía del sistema aumenta o disminuye en una cantidad igual a la transferencia neta de energía a través de su frontera.

El balance de energía se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \Delta E_c + \Delta E_p + \Delta H \quad (10)$$

Por unidad de masa, la ecuación (10) se expresa de la siguiente manera, considerando un sistema estacionario:

$$q - w = \Delta e_c + \Delta e_p + \Delta h \quad (11)$$

Si se considera un sistema estable:



$$\frac{dE}{dt} = 0 \quad (12)$$

De la ecuación 10, las variaciones de velocidad y de alturas son mínimas, por lo tanto, se desprecian, Igualmente se considera un estado estacionario  $dm / dt = 0$ , se expresa de la siguiente manera: .

$$q - w = \Delta h \quad (13)$$

Aplicando la primera Ley de la Termodinamica a los procesos del sistema de refrigeracion se obtienen los siguientes balances de energía:

### **Efecto refrigerante**

El efecto refrigerante, es el proceso en el cual el refrigerante absorbe calor en el evaporador proveniente de la cámara frigorífica, este proceso se realiza a presión y temperatura constante. En el evaporador no se realiza algún tipo de trabajo, por la tanto la ecuación. 13, con las entalpías correspondientes, se tiene:

$$q_{evap} = h_3 - h_6 \quad (14)$$

### **Potencia frigorifica**

Se define como el producto del flujo masico del refrigerante por la diferencia de entalpías al retirar calor y se expresa de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{CF} = \dot{m}_{ref}(h_3 - h_6) \quad (15)$$

### **Flujo del refrigerante**

Para una potencia frigorifica, el flujo del refrigerante se obtiene de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_{ganado} = \dot{Q}_{cede} \quad (16)$$

$$\dot{m}_{ref} q_{evap} = \dot{Q}_{CF} \quad (17)$$

De la Ec. 17, se despeja el flujo del refrigerante



$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{q_{evap}} \quad (18)$$

Con las entalpías correspondientes la ecuación 18, se reescribe así:

$$\dot{m}_{ref} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{h_3 - h_6} \quad (19)$$

### Trabajo de compresion

El trabajo requerido en la compresión se realiza de manera adiabática; de la Ec. (13) se obtiene  $w = \Delta h$ , con las entalpías de los estados termodinámicos correspondientes a la salida y entrada del compresor, el cálculo del trabajo de compresión se expresa:

$$w_c = h_4 - h_3 \quad (20)$$

La potencia requerida por el compresor es el producto del flujo másico del refrigerante y el trabajo de compresión y se expresa de la siguiente forma:

$$\dot{W}_c = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) \quad (21)$$

### Calor rechazado

En el condensador se realiza el proceso de rechazo el calor hacia al medio ambiente o algún tipo de sistema de enfriamiento adicional. En este equipo no se realiza alguna forma de trabajo, por lo tanto, la Ec. (13), se expresa:

$$q_{cond} = h_4 - h_5 \quad (22)$$

El flujo de calor rechazado es el producto del flujo másico del refrigerante y el calor rechazado:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_5) \quad (23)$$

### Coefficiente de operación



Es la cantidad de energía térmica que puede retirar al suministrar energía mecánica, generalmente  $\frac{kW_{Térmicos}}{kW_{Mecánicos}}$  y es la forma cómo se cuantifica la eficiencia del sistema:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_c} \quad (24)$$

### 1.5 Resultados y análisis de paramétrico

En la Tabla 1, se muestran los valores de los estados termodinámicos con las siguientes condiciones de operación,  $T_{amb} : 30^{\circ}C$  ,  $T_{CF} : -10^{\circ}C$  ,  $\eta_{SIC} : 88\%$  ,  $TR : 5$  ,  $\Delta T_{cond} : 10^{\circ}C$

Tabla 1 Estados termodinámicos del ciclo de refrigeración simple

Estados	P(bar)	T (°C)	h (KJ/Kg)	s (KJ/Kg)	v (m <sup>3</sup> /Kg)
0	1	20	420.314	1.887	0.234
3	1.639	-15	389.628	1.737	0.121
4	11.599	57.729	436.062	1.754	0.019
5	11.599	45	263.943	1.214	0.001
6	1.639	-15	263.943	1.25	0.049



### Análisis de los resultados

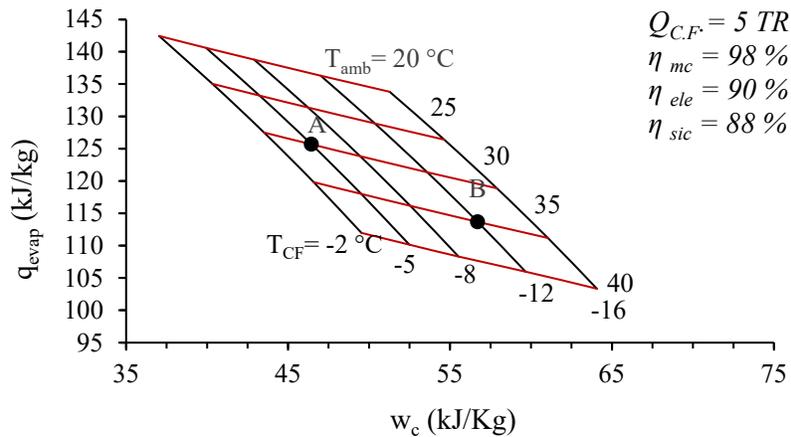


Figura 4 Diagrama paramétrico del retiro de calor de la cámara frigorífica en función al trabajo del compresor.

En la Figura 4, se muestra un análisis paramétrico del calor absorbido de la cámara frigorífica y el trabajo mecánico que realiza el compresor en función de la temperatura ambiental y frigorífica. Para una temperatura ambiental constante y al disminuir la temperatura frigorífica, el calor absorbido de la cámara frigorífica disminuye, por lo tanto, el trabajo del compresor aumenta, esto se debe a que se incrementa la relación de presiones del compresor, Figura 6. Por otra parte, si se mantiene constante la temperatura frigorífica y la temperatura ambiental aumenta, el trabajo del compresor aumenta y el efecto refrigerante disminuye. Por ejemplo, en el punto A, se tiene un mayor efecto refrigerante y menor trabajo del compresor con respecto al punto B, por lo tanto, el coeficiente de operación es mayor y se tiene un menor consumo de potencia en el sistema. En el punto B, se tiene un mayor trabajo en el compresor y la cantidad de energía retirada en la cámara frigorífica por cada kilogramo de masa es menor.

En la Figura 5, se muestra un análisis paramétrico con respecto al coeficiente de operación y el flujo del refrigerante, en función de la temperatura ambiental y la temperatura de la cámara frigorífica. Si se mantiene la temperatura frigorífica constante y varía la temperatura ambiental, el coeficiente de operación disminuye y el flujo del refrigerante aumenta, esto se debe que el proceso de estrangulación disminuye el efecto refrigerante y el compresor requiere mayor trabajo, esto se muestra en la Figura 5, al aumentar la temperatura ambiental el tirante térmico de la zona de compresión aumenta, y el efecto del refrigerante disminuye



y por consiguiente, el COP disminuye. Al dejar constante la temperatura ambiental constante y al disminuir la temperatura frigorífica, el flujo del refrigerante aumenta y el COP disminuye. Por ejemplo, en el punto A, se tiene un mayor coeficiente de operación con un menor flujo de refrigerante con respecto al punto B, en donde se tiene un menor coeficiente de operación y mayor flujo de refrigerante, esto se debe porque la temperatura ambiental aumenta y la temperatura frigorífica disminuye, por la tanto, tirante térmico de compresión aumenta al igual que el trabajo realizado por el compresor. Con base a la Figura 4 y 5 se puede obtener la potencia que requiere el compresor.

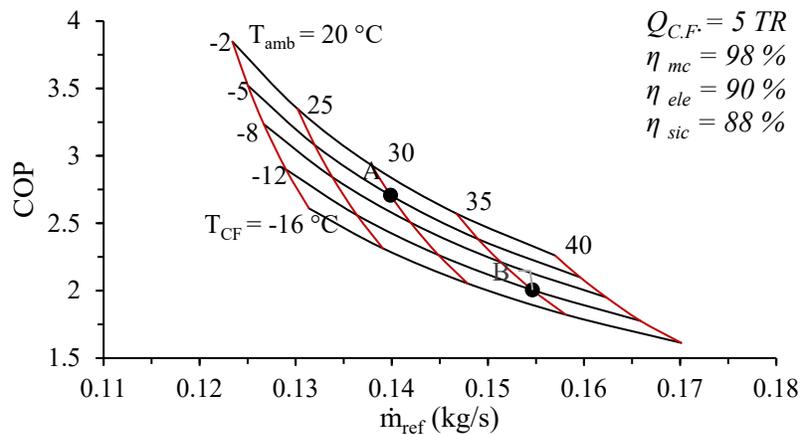


Figura 5 Diagrama paramétrico del coeficiente de operación en función al flujo del refrigerante

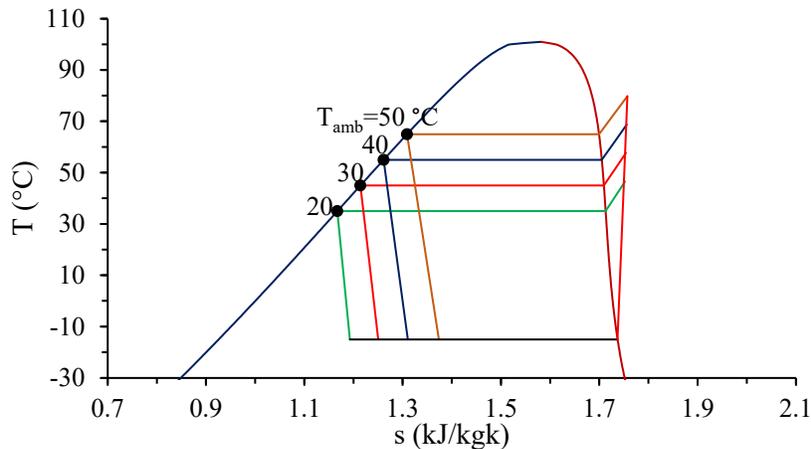
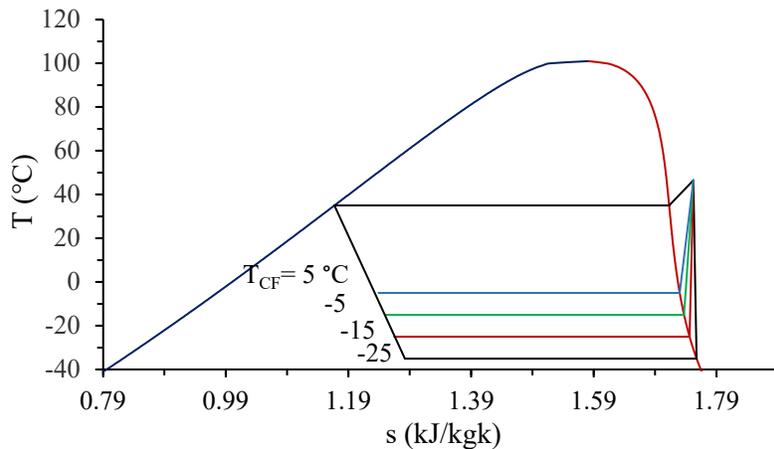


Figura 6 Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de refrigeración por compresión mecánica simple a diferentes temperaturas ambientales.

En la Figura 6 se muestra el diagrama Temperatura-entropía a diferentes temperaturas ambientales cuando la temperatura frigorífica se mantiene constante, en el grafico se observa



que, al aumentar la temperatura ambiental, la zona del calor absorbido y el calor rechazado se reduce. Por ejemplo, a una temperatura de 50°C, el cambio de fase para absorber y rechazar calor es menor que cuando se tiene una temperatura de 20° C. De igual manera se muestra que cuando se tiene una temperatura mayor en el condensador, se suministra mayor trabajo al compresor, por consiguiente, el coeficiente de operación disminuye. En la zona de expansión se observa un aumento en la generación de entropía al aumentar la temperatura ambiental.



*Figura 7 Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de refrigeración por compresión mecánica simple con diferentes temperaturas de la cámara frigorífica.*

En la Figura 7, se muestra el diagrama temperatura-entropía con diferentes temperaturas frigoríficas con la temperatura ambiental constante.

Se observa que, si se mantiene la temperatura ambiental constante y la temperatura frigorífica disminuye, la relación de presiones del compresor se incrementa. En la zona de estrangulamiento se muestra un incremento de entropía y el efecto refrigerante disminuye, por lo tanto, el rechazo de calor disminuye, por consiguiente, el coeficiente de operación.





## Capítulo 2. Análisis exergético del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple

### 2.1 Inducción a la exergía

Con la termodinámica se busca establecer los criterios generales para el diseño o funcionamiento de los sistemas industriales en donde la energía tiene un papel importante. Por tanto, al analizar un proceso como la síntesis de un producto químico, la producción de electricidad o la refrigeración, entre otros, se debe plantear en primer lugar el interrogante de cómo disentar su eficiencia. Esto nos lleva a comparar el producto obtenido con el consumo o costo que conlleva obtenerlo.

Ahora bien, el Segundo Principio impone ciertas limitaciones a los procesos de transformación energética, lo que indica que las diversas formas de la energía tienen calidades diferentes.

Un objetivo del análisis exergético es localizar e identificar las causas de la destrucción de la exergía y/o pérdida de exergía, así como cuantificar su magnitud. Esto nos permitirá centrar la atención en aquellos aspectos de la operación del sistema analizado que ofrecen oportunidades de mejora.

El concepto de exergía definitivamente libremente como una medida universal del potencial de trabajo o la calidad de diferentes formas de energía en la relación con un entorno dado.

Un equilibrio de exergía aplicado a un proceso o una planta completa nos dice cuanto potencial de trabajo utilizable o exergía, suministrado como la entrada al sistema en consideración ha sido consumida (irremediablemente perdida) por el proceso.

La pérdida de exergía o irreversibilidad, proporciona una medida cuantitativa generalmente aplicable de la ineficiencia del proceso. El análisis de una planta multicomponente indica la distribución total de la irreversibilidad de la planta entre los componentes de la planta, señalando aquellos que más contribuyen a la ineficiencia general de la planta. A diferencia de los criterios tradicionales de rendimiento el concepto de irreversibilidad se basa firmemente en la primera y segunda ley de la termodinámica.



Para un análisis exergetico en una región de control, se deben considerar tres tipos de transferencia de energía a través de la superficie de control:

1. Transferencia de trabajo.
2. Transferencia de calor.
3. Transferencia de energía asociado con la transferencia de masa.

Antes de considerar la forma de exergía de estos términos, se deben definir dos conceptos básicos utilizados para definir los términos de exergía.

### **Ambiente**

El medio ambiente es un concepto peculiar para el método exergetico, es un cuerpo o medio muy grande en el estado de equilibrio termodinámico perfecto. En ese entorno no existen gradientes o diferencias que impliquen presión, temperatura, potencial químico, energía cinética o potencial y, por tanto, no existe la posibilidad de producir trabajo a partir de cualquier forma de interacción entre partes del entorno. El entorno, por lo tanto, es un medio de referencia natural para evaluar el potencial de trabajo de diferentes tipos de sistemas. El entorno puede interactuar con los sistemas de tres maneras diferentes:

1. Interacción térmica como un depósito de energía térmica a la  $T_0$ .
2. Interacción mecánica como un depósito de trabajo.
3. Interacción química como un depósito de una sustancia de bajo potencial químico en equilibrio estable.

### **Estado ambiental**

El equilibrio restringido, donde se satisfacen las condiciones de equilibrio mecánico y térmico entre el sistema y el entorno, requiere que la presión y la temperatura del sistema y el entorno sean iguales. El adjetivo restringido indica que, en estas condiciones, las sustancias del sistema están restringidas por una barrera física que impide el intercambio de materia entre el sistema y el entorno. Por lo tanto, en condiciones de equilibrio restringido, en general, no hay equilibrio químico entre el sistema y el entorno. El estado de equilibrio restringido con el medio ambiente se denominará estado ambiental.

### **Estado muerto**



En un equilibrio irrestricto, se satisfacen las condiciones de equilibrio mecánico, térmico y químico entre el sistema y el medio ambiente. Por lo tanto, además de las presiones y temperaturas, los potenciales químicos de las sustancias del sistema y el medio ambiente deben ser iguales. En estas condiciones de equilibrio termodinámico completo entre el sistema y el entorno, el sistema no puede sufrir ningún cambio de estado a través de ninguna forma de interacción con el entorno.

### **Exergía asociada con la transferencia de trabajo**

Es el equivalente de trabajo de una forma de energía dada como una medida de su exergía, claramente el trabajo es equivalente a la exergía en todos los aspectos, debido al ordenamiento de la energía, por lo tanto, se expresa de la siguiente manera:

$$\mathcal{E}_w = w \quad (25)$$

Del mismo modo, se utilizará tanto para la tasa de transferencia de trabajo, o potencia, como para la tasa de transferencia de exergía asociada.

$$\dot{\mathcal{E}}_w = \dot{W} \quad (26)$$

### **Exergía asociada con la transferencia de calor.**

El calor es una forma de energía desorganizada y solo una porción de él puede convertirse en trabajo. Siempre es posible producir trabajo a partir del calor a una temperatura superior a la temperatura ambiente, transfiriéndolo a una maquina térmica que rechaza hacia el ambiente el calor de desperdicio

La exergía de una transferencia de calor en la superficie de control se determina del trabajo máximo que se puede obtener utilizando el medio ambiente como depósito de energía térmica y está dado por la siguiente expresión:

$$\dot{\mathcal{E}}_{(Q)} = \dot{Q}_i \left( 1 - \frac{T_0}{T_i} \right) \quad (27)$$

Donde la expresión  $1 - T_0/T_i$  es el factor de Carnot representa la fracción de energía de una fuente térmica a temperatura T que pueda ser convertida en trabajo. Cuando  $T < T_0$ , la exergía



y la transferencia de calor están en direcciones opuestas, Es decir, la energía del medio frío aumenta como resultado de la transferencia de calor, pero la exergía disminuye.

### **Exergía asociada con el flujo constante de masa**

La exergía de un flujo constante de materia es igual a la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener cuando el flujo se lleva de su estado inicial al estado muerto mediante procesos durante los cuales el flujo puede interactuar solo con el medio ambiente. Así, la exergía de una corriente de materia es una propiedad de dos estados, el estado de la corriente y el estado del medio ambiente.

### **Exergía Física**

La exergía física es igual a la cantidad máxima de trabajo que se puede obtener cuando la corriente de sustancia se lleva de su estado inicial al estado ambiental definido por  $P_0$  y  $T_0$ , mediante procesos físicos que involucran solo la interacción térmica con el medio ambiente y está determinada por la siguiente expresión:

$$\mathcal{E}_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad (28)$$

El flujo exergía de cada uno de los estados termodinámicos se expresa:

$$\dot{\mathcal{E}}_i = \dot{m}[(h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)] \quad (29)$$

### **Eficiencia exergética**

Una definición formal de eficiencia de los procesos productivos debe comparar el costo que ha sido necesario para obtener el producto con el costo mínimo, expresados ambos en unidades equivalentes. De acuerdo con los Principios de la Termodinámica, el costo mínimo equivale a la exergía del producto. En este caso tanto las pérdidas de exergía como la destrucción de exergía son nulas, y entonces la eficiencia termodinámica es máxima o igual a la unidad. De otra manera se puede decir que, la eficiencia de un proceso se establece por el cociente entre la producción total (Producto) y el consumo realizado (Recurso).

$$\eta_{exe} = \frac{\text{Producto}}{\text{Recurso}} = 1 - \frac{\text{Perdidas+Destrucción}}{\text{Recurso}} \quad (30)$$



## 2.2 Corrientes exergéticas, irreversibilidades y eficiencia exergéticas del ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor

Con base al diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple (Figura 1), se establece el balance para obtener los flujos exergéticos, irreversibilidad y eficiencia exergética de cada equipo del sistema.

### Motor eléctrico (ME)

El flujo de exergía de la corriente que entra al motor eléctrico (corriente 1), es la relación entre la potencia eléctrica suministrada al sistema y el producto de las eficiencias mecánica y eléctrica.

$$\dot{\mathcal{E}}_1 = \dot{P}_{ele} = \frac{\dot{m}_{ref}(h_4 - h_3)}{\eta_{mec}\eta_{ele}} \quad (31)$$

El flujo de irreversibilidad del motor eléctrico es la diferencia entre la corriente eléctrica suministrada al motor eléctrico y la corriente que suministra al compresor.

$$\dot{I}_{ME} = \dot{\mathcal{E}}_2 - \dot{\mathcal{E}}_1 \quad (32)$$

La eficiencia exergética del motor eléctrica es la relación que existe entre el flujo de exergía a la entrada del motor y la corriente de exergía que entra al compresor.

$$\eta_{exeME} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_1}{\dot{\mathcal{E}}_2} \quad (33)$$

### Compresor (C)

Flujo de exergía de la corriente 2, alimenta el compresor del sistema de refrigeración y es igual a la potencia mecánica suministrada al compresor, y se escribe de la siguiente manera:

$$\dot{\mathcal{E}}_2 = \frac{\dot{m}_{ref}(h_4 - h_3)}{\eta_{mec}} \quad (34)$$



El flujo de irreversibilidad del compresor es la diferencia entre la potencia suministrada al compresor y el incremento del flujo de exergía del refrigerante en el compresor.

$$\dot{I}_C = \dot{W}_C - (\dot{\mathcal{E}}_4 - \dot{\mathcal{E}}_3) \quad (35)$$

La eficiencia exergética del compresor es la relación entre el incremento de flujo de exergía y la potencia suministrada al compresor.

$$\eta_{exeC} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_4 - \dot{\mathcal{E}}_3}{\dot{W}_C} \quad (36)$$

### Condensador (Cond)

El flujo de exergía de la corriente retirada en el condensador, corriente 7, es el residuo desechado a los alrededores. El flujo de exergía se calcula como el producto del flujo de calor desechado y el factor de Carnot.

$$\dot{\mathcal{E}}_7 = \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_4} \right) \quad (37)$$

El flujo irreversibilidad del condensador es la diferencia que existe entre la corriente 4 y la corriente 5, más la suma de la corriente 7, que se considera el residuo del sistema de refrigeración.

$$\dot{I}_{cond} = (\dot{\mathcal{E}}_4 - \dot{\mathcal{E}}_5) + \dot{\mathcal{E}}_7 \quad (38)$$

Por otra parte, la eficiencia exergética del condensador es la relación que existe entre la corriente 5 y 4.

$$\eta_{execond} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_5}{\dot{\mathcal{E}}_4} \quad (39)$$

La corriente exergética 7 se considera como un residuo y el costo se le carga al sistema que lo genera.



### Válvula de expansión (VE)

El flujo de irreversibilidad en la válvula de expansión está definido por la diferencia que existe entre la corriente 5 y 6 y está expresado de la siguiente manera:

$$\dot{I}_{VE} = T_0 (S_6 - S_5) \quad (40)$$

La eficiencia exergética de la válvula es la relación que existe entre el flujo de exergía a la entrada de la válvula y la corriente de exergía de salida de dicho equipo.

$$\eta_{EXEVE} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_6}{\dot{\mathcal{E}}_5} \quad (41)$$

### Evaporador (EV)

El flujo de exergía de la corriente que entra en el evaporador, corriente 8, se define como el producto del flujo de calor suministrado al evaporador y el factor de Carnot:

$$\dot{\mathcal{E}}_8 = -\dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_4} \right) \quad (42)$$

El flujo de irreversibilidad en el evaporador se determina con la diferencia que existe entre la corriente 8 y el cambio de flujo de exergía en dicho equipo. Este flujo de exergía se escribe de la siguiente manera:

$$\dot{I}_{EV} = \dot{\mathcal{E}}_8 - (\dot{\mathcal{E}}_6 - \dot{\mathcal{E}}_3) \quad (43)$$

Po consiguiente, la eficiencia exergética del evaporador es la relación que existe entre el cambio de flujo de exergía de la corriente 6 y 3 y la corriente exergética de 8.

$$\eta_{EXE_{evap}} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_6 - \dot{\mathcal{E}}_3}{\dot{\mathcal{E}}_8} \quad (44)$$

### Eficiencia exergética del ciclo de refrigeración

La eficiencia exergética del ciclo de refrigeración es la relación entre el flujo de exergía debido al flujo de calor absorbido por el evaporador (efecto deseado) y la potencia eléctrica suministrada al motor eléctrico del sistema de refrigeración:



$$\eta_{EXE_{CR}} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_8}{\dot{\mathcal{E}}_1} \quad (45)$$

En la Figura 8 se muestra que el estado de mayor contenido energético y exergético, Estado 4, a la salida del compresor, debido al incremento de temperatura y presión. El proceso de estrangulamiento 5-6, se realiza de manera isoentálpica, es decir, tienen el mismo contenido energético, no obstante, la calidad de la exergía de un estado a otro disminuye, debido a la irreversibilidad que se genera por la disminución de temperatura y presión. Los estados 3 y 6 tienen la misma temperatura, pero diferente energía y exergía, esto se debe al proceso de evaporización, cuando el fluido se evapora a bajas temperaturas, la energía y la irreversibilidad aumenta, esto provoca la calidad de la energía disminuya.

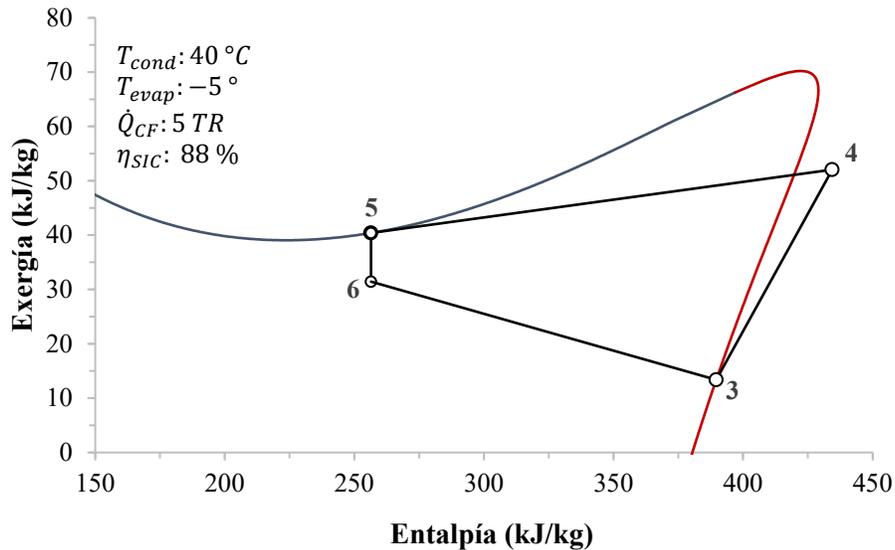


Figura 8 Diagrama exergía-entalpía del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple.



## **Capítulo 3. Exergoeconomía de los Ciclo de refrigeración simple por compresión de vapor.**

### **3.1 Introducción a la Teoría del Costo exegético**

#### **El proceso de formación de los costes**

La termodinámica es la ciencia que estudia la transformación de la energía, sin embargo, con ayuda del segundo principio se puede cuantificar la cantidad de recursos consumidos en un proceso determinado.

La termoeconomía nace como una nueva disciplina propuesta por Evans y Tribus en 1962, tiene como objetivo estudiar la conexión que existe entre la termodinámica y la economía para sentar las bases teóricas de una ciencia del ahorro de energía.

#### **El segundo principio de la termodinámica**

A la utilidad termodinámica, se nombrará energía disponible o exergía. Obviamente la exergía, es mayor cuando más alejado del entorno estén los potenciales intensivos del sistema (presión, temperatura, potencial químico...).

En primer lugar, la utilidad tiene un punto de referencia. La utilidad será mayor cuanto esté más alejada de esta referencia. La magnitud con la que se contabiliza la capacidad de hacer algo en física, es la energía.

#### **Propósito y eficiencia**

La diferencia entre el poder de la naturaleza y el del hombre está en el propósito. La naturaleza no es propositiva, tiende a anular diferenciales de potenciales donde existen. Sin embargo, el hombre aprovecha esas fuerzas de la naturaleza para conseguir aquello que desea.

El segundo principio nos dice que la exergía entrante en un sistema que realiza un proceso será menor que la resultante



$$(\text{Exergía entrante}) = (\text{Exergía saliente}) + (\text{Irreversibilidad} > 0) \quad (46)$$

Al someter una exergía a un proceso, es para aumentar el potencial útil, Exergía.

No existe una máquina perfecta, y el concepto de eficiencia, es el que mide su grado de perfección

$$\eta = \frac{\text{Unidades de productos obtenidos (P)}}{\text{Recursos utilizados para obtenerlo (F)}} \quad (47)$$

Existen procesos en los que no se pierde cantidad de energía, pero tenemos la certeza que siempre se pierda calidad y se puede expresar del siguiente modo:

$$\text{Recursos (F)} - \text{Producto (P)} = \text{Irreversibilidad (I)} > 0 \quad (48)$$

La irreversibilidad generada por el proceso está relacionada con el concepto de entropía generada, definida por la ley de Gouy-Stadola:

$$I = T_0 S_0 \quad (49)$$

Donde  $T_0$  es la temperatura del ambiente de referencia

La ecuación (48) rige para todos los procesos diseñados por el hombre, mientras que la ecuación (46) rige para todos los procesos, sean naturales o artificiales.

La diferencia entre ambas ecuaciones radica en el que el hombre define con P (producto) todo aquello que quiere producir. El propósito está contenido en la ecuación (48) pero no en la ecuación (46) la cual es una diferencia fundamental.

La eficiencia solo puede definirse es sistemas propositivos, la ecuación (46), incluye información que no tiene que ver con el segundo principio de la termodinámica y esa información responde a quien es el producto; por diferencia también responde a cuáles son los recursos. Y con ambos, se puede definir la eficiencia, cuyo valor estará definida entre cero y uno para los sistemas productivos.

### **El proceso de formación de los costos**



Los productos funcionales son las materias primas (combustibles, lubricantes, energía eléctrica) de las cuales se obtiene otros productos manufacturados y así sucesivamente. Los productos manufacturados permiten la obtención de otros productos funcionales, los cuales llamamos equipos o componentes y el procedimiento para fabricar un producto funcional, a partir de un conjunto de equipos y otros productos funcionales se conoce como proceso industrial o proceso productivo. En la mayoría de los procesos, no solo se obtienen productos funcionales sino también productos no deseados, residuos.

Para descubrir las pérdidas de calidad de energía es necesario utilizar el segundo principio de la termodinámica y la combinación de ambos permitirá cuantificar y localizar las pérdidas de un proceso.

El costo de producción no tiene por qué formarse allí donde aparecen las irreversibilidades. Por ese motivo, es necesario estudiar donde aparecen todas y cada una de las irreversibilidades y relacionarlas con el efecto que tienen en el consumo de recursos.

Lo importante no es la exergía,  $E$ , que pueda tener un producto funcional, si no su costo, que se denota  $E^*$ , y que es igual a su exergía más las irreversibilidades acumuladas a lo largo del proceso para obtener el producto.

$$E^* = E + \sum I_{\text{proceso}} \quad (50)$$

Donde  $E^*$  es una magnitud expresada en términos de exergía. Se nombra costo exergético de un producto funcional, y que equivale a la cantidad de exergía necesaria para obtenerla.

### **Eficiencia, costos y Termoeconomía**

Los costos tienden a expresarse a unidades monetarias. Si se analiza en un proceso simple y se miden los recursos y productos en términos de exergía, la eficiencia exergética,  $\eta$  es la inversa del consumo exergético de recursos,  $K$ , y esto es justamente su costo exergético que se denota  $K^*$ .

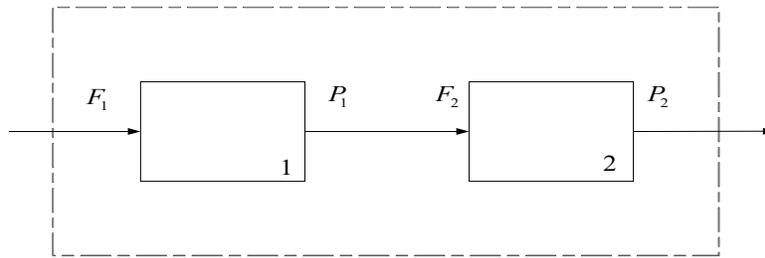
$$\frac{1}{\eta} = K = \frac{F \text{ (unidades de exergía)}}{P \text{ (Unidades de exergía)}} = K^* \quad (51)$$



Todos los procesos están encadenados, el recurso que se utiliza en un proceso ha sido producto de algún otro proceso que a su vez ha consumido recursos que son productos de productos anteriores.

Una vez definidos los límites de un proceso y sus componentes y cada uno de estos con una función predefinida que define su objetivo de producción, los recurso empleados y por tanto su eficiencia, es posible definir el costo exergético de un flujo en el proceso como la cantidad de recursos exergéticos necesarios que entran al sistema para producir algo.

Por ejemplo, se supone un sistema formado por dos componentes 1 y 2, con eficiencias definidas y unidas de forma secuencial, como se muestra en la figura siguiente:



Para producir  $P_2$ , el producto del sistema, es necesario consumir  $F_2$ , por lo tanto, el consumo exergético unitario del componente 2 es  $K_2 = F_2 / P_2$ , pero  $F_2$  es producto del componente 1,  $F_2 = P_1$  y para producir  $P_1$  se utiliza  $F_1$ , que son los recursos totales que llegan al sistema. Por lo tanto, el costo exergético unitario es  $F_1 / P_2$ , estas relaciones pueden expresarse en términos de costos exergéticos unitarios:

$$K_{F,1}^* = 1 \qquad K_{P,1}^* = K_1$$

$$K_{F,2}^* = K_1 \qquad K_{P,2}^* = K_1 K_2$$

Siempre el costo unitario es mayor que la unidad, y este va creciendo conforme la estructura de producción de cierto flujo es más compleja. En términos de costos exergéticos se tiene:

$$F_1^* = F_1 \qquad P_1^* = F_1 = P_1 + I_1$$

$$F_2^* = P_1 = F_2 + I_1 \qquad P_2^* = F_2^* = P_2 + I_1 + I_2$$



Se puede observar que el costo exergético de un producto es igual a la exergía más la suma de las irreversibilidades.

### **Teoría del costo exergético**

Se debe proporcionar un método racional para la asignación de costos de los productos en términos de recursos naturales y el impacto al medio ambiente.

El problema fundamental de la asignación del costo energético/exergético puede ser formulado de la siguiente manera: Dado un sistema para el que ha definido sus límites y su nivel de agregación donde se indica los equipos que lo componen.

Para construir una teoría de costos es necesario definir tres condiciones básicas:

1. La definición de los límites del sistema y de los recursos de entrada al sistema.
2. El nivel de agregación proporciona un desglose de la irreversibilidad total de un proceso entre sus componentes.
3. La eficiencia es el indicador de la calidad de los componentes del sistema, donde se localizan las irreversibilidades. Eficiencia e irreversibilidades deben estar relacionadas entre sí.

### **Representación matemática de un sistema térmico**

Un sistema puede considerarse como una entidad compleja formada por un conjunto de elementos. Que son componentes básicos del sistema y por las relaciones existentes entre ellos y su entorno. El termino elemento alude a los componentes básicos. La relación constituye la estructura que establece las ecuaciones que gobiernan las interacciones entre los elementos.

### **Estructura productiva**

En general, todo sistema térmico tiene un propósito definido: obtener una serie de productos para lo cual se debe de consumir un cierto número de recursos. Por ejemplo, para un sistema de refrigeración por compresión de vapor, el objetivo es retirar calor de un recinto frigorífico (obtener o mantener a una temperatura más baja que las del entorno) y para ello es necesario



utilizar como recurso energía eléctrica para accionar el compresor además de la carga térmica que entrega el fluido de trabajo.

Un sistema térmico es algo más que un conjunto de equipos y flujos interrelacionados a partir de una estructura física. Cada componente tiene un propósito final de producción del sistema. Para definir este propósito, debemos indicar que flujo y combinación de flujos constituye el producto de cada componente (P), cuáles son los recursos consumidos (F), finalmente los flujos de pérdidas (L), que son los flujos que abandonan el sistema sin ser utilizados.

Para obtener la definición Recurso-Producto, es necesario examinar simultáneamente las transformaciones de energía que tienen lugar entre ellos. La definición F-P, para cada componente del sistema debe cumplir ciertas condiciones que se pueden resumir en:

- Todos los flujos que entran o salen de un elemento deben estar presentes una y solo una vez como recurso, producto o pérdida.
- Cada flujo o combinación de flujos que integran el recurso, producto o pérdida de cada componente, deben tener un valor de su función de exergía mayor o igual cero.
- El balance de exergía de cada componente debe poderse escribir de la siguiente manera:  $I = F - P - L > 0$

### Reglas de asignación de los costos exergéticos

Dado un sistema cuyos límites, nivel de agregación y propósitos se han definido, se llamará costo exergético de un flujo  $E^*$ , recurso  $F^*$  o producto  $P^*$  a una magnitud de medida en términos de exergía, que cumple con tres proposiciones. Se nombrará costo exergético unitario por unidad de exergía requerida, es decir:

$$E^* = K^* \dot{\varepsilon} \quad (52)$$

Proposiciones:

1. El costo exergético de los flujos depende de los costos de los recursos de entrada al sistema. En ausencia de asignaciones externas, el costo de los flujos de entrada al sistema es igual a su exergía, es decir, su costo exergético unitario es uno.



2. El costo del producto de cada componente del sistema es igual a la suma del costo exergético de los flujos que constituyen el recurso de dicho componente

$$F^* = P^*$$

3. Si el componente tiene varios flujos (productos) por la misma calidad termodinámica, todos ellos tienen el mismo costo exergético unitario. Esta proposición se basa en el hecho, de que, si un equipo se identifican varios productos, se supone que su proceso de formación ha sido el mismo, tienen el mismo costo exergético unitario y por lo tanto asignamos su costo exergético proporcional a la exergía que contienen.

### **El proceso de formación de los residuos.**

Es posible que el proceso de producción se obtengan flujos que no habían contemplados, este tipo de flujos reciben el nombre de residuos o subproductos.

A la vez que obtenemos productos funcionales, producimos residuos, es algo inevitable en todo proceso productivo. Estos residuos vuelven al entorno aun activos, generando más entropía, y además si se quieren eliminar, se tiene que consumir más recursos para disminuir su potencial intensivo, enfriándolos, expandiéndolos, dispersándolos, etc.

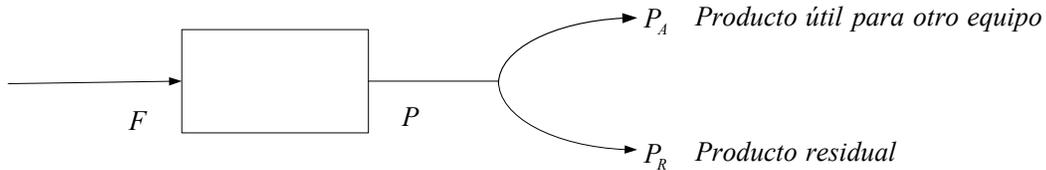
La asignación de costos de estos flujos es bastante compleja y dependen de su naturaleza y se pueden clasificar de la siguiente manera:

- Perdidas (L). flujos que no tienen ninguna utilidad y son eliminados sin producir perjuicios o necesitar más recursos externos, incluyendo inversiones en equipamiento.
- Residuos (R). Flujos que no tienen ninguna utilidad, pero que su existencia produciría perjuicios en la instalación o en el entorno, y, por lo tanto, es necesario un consumo adicional de recursos energéticos y económicos, para que dichos flujos sean eliminados y/o convertidos en flujos de pérdidas y su costo se denotara con  $R^*$ .
- Subproductos. Flujos adicionales obtenidos que en ocasiones pueden ser reutilizados produciendo beneficios, que repercuten en el costo del producto final. Por ejemplo, el calor disipado en el condensador de un ciclo de vapor que puede ser utilizado para la calefacción, o las cenizas de la combustión para la fabricación de cemento. En tal



caso se genera un costo de residuo  $R^* < 0$ , equivalente o la cantidad de combustible ahorrado.

### El costo de los residuos



Se considera el esquema productivo cuyo producto tiene dos destinos, una parte como recurso para otro componente y otra parte que no es utilizada por ningún otro dispositivo, ni es parte del producto final, por lo que se convierte en residuo.

El balance de costos de este componente, de acuerdo con el producto útil será:

$$F^* = P_A^* \quad (53)$$

Por otra parte, el costo del producto del equipo se puede expresar:

$$K_P^* P = K_P^* P_A + K_P^* P_R \quad (54)$$

Si denotamos por  $R^*$ , el costo de los recursos que se han utilizado para generar el flujo de residuo  $P_R$  la ecuación se escribe como:

$$P^* = P_A^* + R^* \quad (55)$$

Y el balance de costos total del componente genérico se puede expresar como:

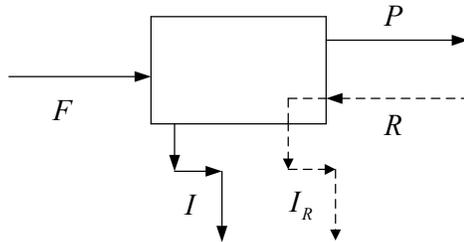
$$F^* + R^* = P^* \quad (56)$$

Esta ecuación se puede interpretar como que el costo del producto de un componente es el costo de los recursos utilizados para producirlo más el costo de los residuos que ha generado.

De acuerdo con esta idea, existen dos procesos en el sistema: de un lado del proceso de formación del producto útil, y por otro lado el proceso de formación del residuo, cuyo mecanismo de asignación de costos lleva el sentido contrario al de su formación. El costo de



un residuo, y de todos los costos adicionales para eliminarlo, este costo se le imputa al equipo que lo genera.



$$\begin{aligned}
 F - P &= I \\
 R &= I_R \\
 \hline
 F + R - P &= I + I_R \\
 F^* + R^* &= P^*
 \end{aligned}$$

Por una parte, existe una cadena de formación del producto, y por otro lado la cadena de formación/imputación de residuos, en la integración de ambos procesos, los residuos se convierten en irreversibilidades externas del componente. De acuerdo con este esquema en el balance de costos, el costo del producto incluye tanto el costo de las irreversibilidades internas, como externas o residuos.

### Componentes disipativos

Los sistemas pueden contener unidades que se caracterizan por la ausencia de un producto definido que puede ser medido en términos de exergía. La utilidad de dichos componentes se basa en la interacción con otros componentes del sistema para obtener productos comunes. La presencia de este tipo de componentes hace necesario ampliar las reglas de asignación de costos. No existen reglas para el tratamiento de los componentes disipativos, aunque en general deber ser tratados como residuos y el costo de las irreversibilidades asociadas con su operación debe ser imputada como recurso de los componentes de la planta que entran en su proceso de formación.

### 3.2 Exergoeconomía

La exergoeconomía es una rama de la ingeniería que combina adecuadamente a nivel de componentes del sistema, evaluaciones termodinámicas basadas en un análisis de exergía con principios económicos, con el fin de proporcionar información útil para en diseño y operación de un sistema, pero que no se puede obtenerse mediante un análisis energético, exergético o económico. La exergoeconomía se basa en la noción de le que la exergía es la



única base racional para asignar costos monetarios a las interacciones que un sistema experimenta con su entorno y a las fuentes de ineficiencias termodinámicas dentro de él.

Las siguientes definiciones están relacionadas con la exergoeconomía:

El costo exergoeconómico unitario se define por la relación que existe entre el costo exergoeconómico y el flujo de exergía y se denota de la siguiente manera:

$$c_f = \frac{\Pi}{\dot{\mathcal{E}}} \quad (57)$$

El costo exergoeconómico es el producto del costo exergoeconómico unitario y el flujo de exergía y se expresa del siguiente modo:

$$\Pi = c_f \dot{\mathcal{E}} \quad (58)$$

El costo de operación exergético de cada componente es el producto del costo unitario exergético del recurso y flujo de las irreversibilidades y se expresa de la siguiente manera:

$$COE = K_F I \quad (59)$$

Los costos de operación exergoeconómicos de cada componente del sistema es el producto del costo unitario exergoeconómico del recurso y del flujo de las irreversibilidades y se expresa de la siguiente manera:

$$COEE = c_F I \quad (60)$$

En donde el costo exergoeconómico unitario es la relación que existe con el costo exergoeconómico y el flujo de exergía, el cual se expresada de la siguiente manera:

$$c = \frac{\Pi}{\dot{\mathcal{E}}} \quad (61)$$

En la Ec. 2 se sustituye el costo exergoeconómico unitario, Ec. 3, por consiguiente, los COEE se puede expresar igualmente de la siguiente manera:

$$COEE = \frac{\Pi}{\dot{\mathcal{E}}} (\dot{F} - \dot{P}) \quad (62)$$



Aplicando algebra en la ecuación 4, los COEE queda expresado de la siguiente manera:

$$COEE = \Pi \left( 1 - \frac{\dot{P}}{\dot{\epsilon}} \right) \quad (63)$$

Se sabe que la relación que existe entre el flujo del producto y el flujo del recurso representa la eficiencia exergética, por lo tanto, la Ec. 5, queda expresado de la siguiente manera:

$$COEE = \Pi \left( 1 - \eta_{EXE} \right) \quad (64)$$

### **3.3 Comparativo exergoeconómico de tres estructuras productivas de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple.**

Para este tipo de análisis exergoeconómicos aplicado a sistemas térmicos que generan electricidad como es el caso del ciclo de vapor, gas o combinado (gas-vapor) se tiene un recurso principal único que es el gas natural y, por lo tanto, se establece una estructura productiva única y/o rígida, es decir, tanto sus componentes, recursos y productos tienen bien definidos sus recursos y productos y/o residuos. *Sin embargo, para los ciclos térmicos que son consumidores de potencia eléctrica, como es el caso de los sistemas de refrigeración (por compresión de vapor simple, caso de análisis) pueden tener diferentes interpretaciones por la interacción que existen en las corrientes exergéticas, recurso y productos y/o residuos de cada componente.*

De acuerdo con el planteamiento de la estructura productiva se realiza un balance exergético y exergoeconómicos a los equipos y corrientes del ciclo y se establecen proposiciones definir los costos exergéticos y exergoeconómicos.

Cada sistema térmico tiene un propósito bien definido, para este caso, de un sistema de refrigeración por compresión de vapor simple como se muestra en la Figura 9, es la remoción de calor de un espacio frigorífico. Su recurso principal es la potencia eléctrica que utiliza el motor eléctrico.

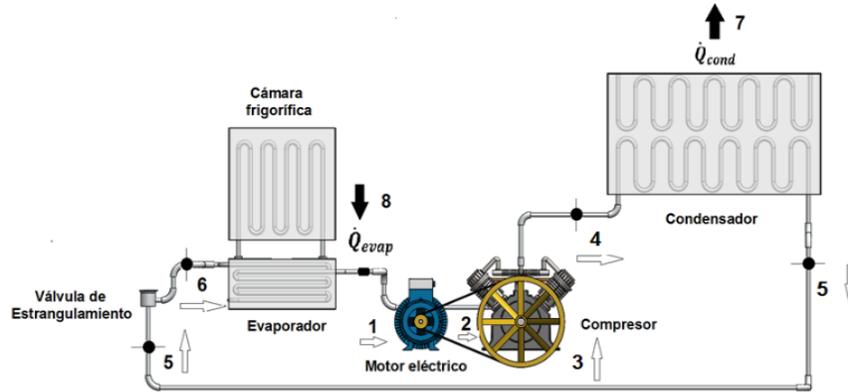


Figura 9 Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple.

### Descripción de las estructuras productivas

En este comparativo, se presentan tres casos de estructuras productivas del ciclo de refrigeración simple. Para los tres casos, el motor eléctrico y el compresor tienen el mismo recurso y producto. Para el motor eléctrico, el recurso es el flujo de exergía 1, el cual proviene de la energía eléctrica, recurso principal del sistema y el producto es flujo de exergía 2, el cual es el recurso del compresor, mientras que el producto de este componente es el aumento del flujo exergético por la diferencia de 3 a 4 que sucede en el proceso de compresión.

En la Figura 10, se muestra la estructura productiva del caso 1. Para el condensador, el recurso es la diferencia entre las corrientes 4 y 5 y su producto es el flujo de exergía 7, este flujo representa el residuo total del sistema, debido al calor desechado en el condensador, de igual manera, la corriente exergética 5 es producto del condensador igualmente es recurso de la válvula de expansión, el producto de este componente es el flujo de exergía 6, para el evaporador el recurso es la diferencia de exergía que ocurre en el proceso de evaporación, mientras que su producto es el flujo de exergía 7, este flujo de exergía es el objetivo productivo del sistema. Para este sistema el condensador se consideró como un equipo disipativo, porque la función del condensador es disipar el calor absorbido en la cámara frigorífica, sin embargo, debe existir otro sistema para reducir la generación de entropía generado en el sistema de refrigeración, mientras tanto, los costos de operación exergoeconómico lo asume el sistema secundario. De igual manera, se puede interpretar la estructura de este caso que se tienen dos productos, la creación de frío y el calor desechado.

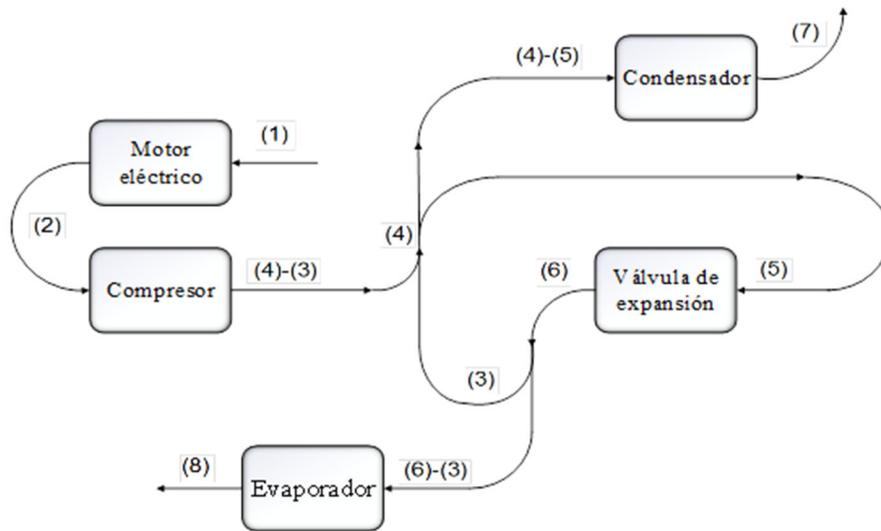


Figura 10 Estructura productiva caso 1.

En la Figura. 11, se muestra la estructura productiva propuesta para el Caso 2. En el condensador, su recurso es el flujo de exergía 4 y se tiene dos productos, el primero es el flujo que continua en el sistema y sirve como recurso para la válvula de estrangulamiento, corriente 5, el segundo es el flujo de corriente 7 que se considera el residuo que genera todo el sistema que, es el calor desechado por el condensador hacia el ambiente y ya que no contribuye nada a la producción de frío, este se considera una irreversibilidad del componente. Para el componente del evaporador, su recurso es el flujo 8, que es el calor retirado de la cámara frigorífica, también se considera como un recurso para todo el sistema y este no tiene ningún costo ya que es parte de la carga térmica. Por otra parte, el producto del evaporador es la diferencia de corrientes de 6 y 3 que se origina por el proceso de cambio de fase a temperatura constante. Para esta configuración de la estructura productiva, el condensador se considera como un componente productivo, ya que tiene un propósito definido, retirar el calor hacia el medio ambiente que se absorbe en la cámara frigorífica y el flujo de exergía 7 se considera como una irreversibilidad y el costo de operación generado por la irreversibilidad del condensador se le atribuye a este mismo equipo.

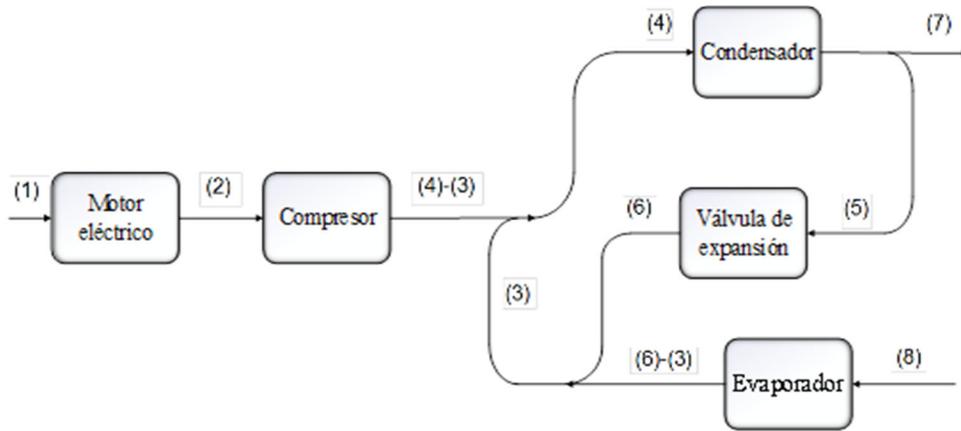


Figura 11 Estructura productiva caso 2.

En la Figura 12, se muestra la estructura productiva del caso 3. Para el condensador, el recurso es el flujo de exergía 4, los productos son el flujo de corriente 5 que actúa como el recurso de la válvula, la corriente exergética 7, es flujo de calor que se desecha al ambiente, este flujo se considera como el residuo del sistema. El producto de la válvula es el flujo exergético 6, el cual también es el recurso del evaporador. Mientras tanto el producto de este equipo es el flujo 3, dicha corriente interactúa con la corriente que sale del compresor. Esta estructura productiva fue propuesta para un ciclo de refrigeración por compresión de vapor que utiliza CO<sub>2</sub> [12]. Como se observa, en este caso, el flujo de corriente 8 no se considera, por esta razón, esta estructura no puede aplicarse al resto de las configuraciones debido a que el propósito principal del sistema de refrigeración el flujo de corriente 8, la cual es, es la corriente que proviene de la remoción de calor del recinto frigorífico.

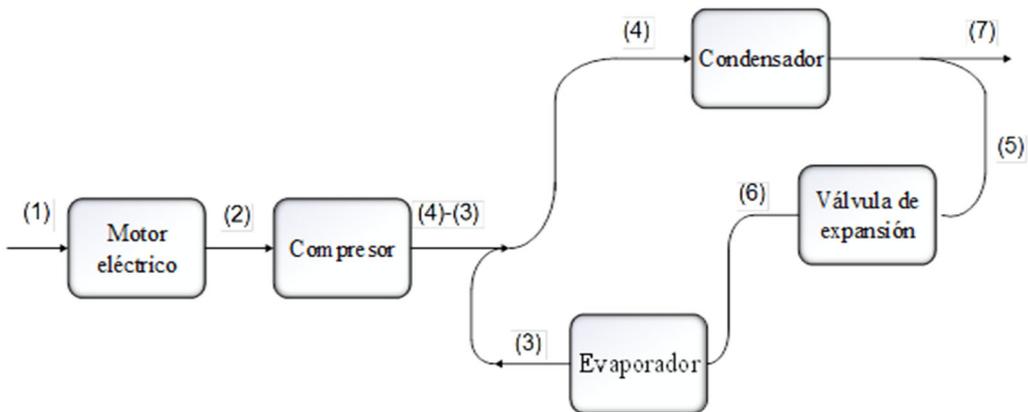


Figura 12 Estructura productiva caso 3.



Para este análisis se asume que el costo de la energía eléctrica por cada  $kW-h$  es de  $\$0.793$  ( $0.0002203 \text{ \$/kJ}$ ) [14]. El valor del costo unitario exergoeconómico del flujo de calor que se retira del recinto frigorífico es igual a cero, debido a que es el calor que se retira no tiene costo puesto que es el calor que tiene el recinto. Además, el estudio se realizó con base a los siguientes parámetros:  $T_{amb} : 30^{\circ}C$ ,  $T_{CF} : -10^{\circ}C$ ,  $\eta_{SIC} : 88\%$ ,  $\eta_{mec} : 98\%$ ,  $\eta_{ele} : 90\%$ ,  $TR : 5$ .

De acuerdo con la Teoría del Costo Exergético, se define el propósito, recurso, productos, residuos y/o pérdidas de cada componente del sistema en análisis para elaborar una estructura productiva (caso 1, caso 2 y caso 3) de la cual se obtiene un balance de costos exergéticos y exergoeconómicos, en donde, se plantea un sistema de ecuaciones en el que se resuelve con matriz característica, donde  $\vec{E}^*$  es el vector de los costos exergéticos y  $\vec{b}_1$  es el resultado del vector de los flujos exergía,  $\vec{\Pi}$  es el vector de los costos exergoeconómicos y  $\vec{b}_2$  es el vector del resultante que contiene el precio del recurso primario.

A continuación, se muestra la matriz característica y los vectores para determinar los costos exergéticos y exergoeconómicos.



Para el caso 1, se tiene un sistema de ecuaciones de 8 x 8.

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & \dot{\varepsilon}_6 & 0 & 0 & -\dot{\varepsilon}_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dot{\varepsilon}_5 & -\dot{\varepsilon}_4 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \vec{E}^* = \begin{pmatrix} E_1^* \\ E_2^* \\ E_3^* \\ E_4^* \\ E_5^* \\ E_6^* \\ E_7^* \\ E_8^* \end{pmatrix}, \vec{b}_1 = \begin{pmatrix} \dot{\varepsilon}_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dot{\varepsilon}_8 \end{pmatrix}, \vec{\Pi} = \begin{pmatrix} \Pi_1 \\ \Pi_2 \\ \Pi_3 \\ \Pi_4 \\ \Pi_5 \\ \Pi_6 \\ \Pi_7 \\ \Pi_8 \end{pmatrix}, \vec{b}_2 = \begin{pmatrix} c_f \dot{\varepsilon}_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Para el caso 2, de la misma manera que el caso 1, se tiene un sistema de ecuaciones de 8 x 8.

$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{\varepsilon}_7 & 0 & -\dot{\varepsilon}_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \vec{E}^* = \begin{pmatrix} E_1^* \\ E_2^* \\ E_3^* \\ E_4^* \\ E_5^* \\ E_6^* \\ E_7^* \\ E_8^* \end{pmatrix}, \vec{b}_1 = \begin{pmatrix} \dot{\varepsilon}_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \dot{\varepsilon}_8 \end{pmatrix}, \vec{\Pi} = \begin{pmatrix} \Pi_1 \\ \Pi_2 \\ \Pi_3 \\ \Pi_4 \\ \Pi_5 \\ \Pi_6 \\ \Pi_7 \\ \Pi_8 \end{pmatrix}, \vec{b}_2 = \begin{pmatrix} c_f \dot{\varepsilon}_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Para el caso 2, de la misma manera que el caso 1, se tiene un sistema de ecuaciones de 7 x 7, dado que, en este sistema la corriente exergética que proviene del calor que se extrae del recinto frigorífico no se considera.



$$A = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dot{\mathcal{E}}_7 & 0 & -\dot{\mathcal{E}}_5 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \vec{E}^* = \begin{pmatrix} E_1^* \\ E_2^* \\ E_3^* \\ E_4^* \\ E_5^* \\ E_6^* \\ E_7^* \end{pmatrix}, \vec{b}_1 = \begin{pmatrix} \dot{\mathcal{E}}_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \vec{\Pi} = \begin{pmatrix} \Pi_1 \\ \Pi_2 \\ \Pi_3 \\ \Pi_4 \\ \Pi_5 \\ \Pi_6 \\ \Pi_7 \end{pmatrix}, \vec{b}_2 = \begin{pmatrix} c_f \dot{\mathcal{E}}_1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

En las tablas 2, 6, y 10 se muestran los balances de costos exergéticos y exergoeconómicos de los tres casos.

**Para la estructura productiva del caso 1. Se considera al condensador como sistema disipativo y a la producción del frío como producto no recurso.**

Tabla 2 Balance de costos exergéticos y exergoeconómicos para el Caso 1.

Equipo	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = c_f \dot{\mathcal{E}}_1$
Motor eléctrico	$E_1^* = E_2^*$	$\Pi_1 = \Pi_2$
Compresor	$E_2^* = E_4^* - E_3^*$	$\Pi_2 = \Pi_4 - \Pi_3$
Condensador	$E_4^* - E_5^* = E_7^*$	$\Pi_4 - \Pi_5 = \Pi_7$
Válvula de expansión	$E_5^* = E_6^*$	$\Pi_5 = \Pi_6$
Evaporador	$E_6^* - E_3^* = E_8^*$	$\Pi_6 - \Pi_3 = \Pi_8$
Nodos	$E_3^* \dot{\mathcal{E}}_6 = E_6^* \dot{\mathcal{E}}_3$ $E_4^* \dot{\mathcal{E}}_5 = E_5^* \dot{\mathcal{E}}_4$	$\Pi_4 \dot{\mathcal{E}}_5 = \Pi_5 \dot{\mathcal{E}}_4$ $\Pi_6 \dot{\mathcal{E}}_3 = \Pi_3 \dot{\mathcal{E}}_6$

Tabla 3 Costos exergéticos exergoeconómicos de las corrientes Caso 1.

Corriente	$\dot{\mathcal{E}}$ (KW)	$k^*$ (-)	$E^*$ (KW)	$c$ (\$/KJ) x10 <sup>4</sup>	$\Pi$ (\$/h)
1	7.3933	1	7.3933	2.2028	5.8629
2	6.6539	1.1111	7.3933	2.4475	5.8629
3	1.2245	1.8777	2.2993	4.1363	1.8233
4	7.0383	1.3771	9.6925	3.0335	7.6862
5	5.4573	1.3771	7.5153	3.0335	5.9596
6	4.0023	1.8777	7.5153	4.1363	5.9596



7	1.5810	1.3771	2.1773	3.0335	1.7266
8	2.7778	1.8777	5.2160	4.1363	4.1363

Tabla 4 Recursos, productos, residuos, irreversibilidades, eficiencia exergética, costo exergético y exergoeconómico unitario del recurso, COE y COEE de los componentes del sistema, Caso 1.

Equipos	$\dot{F}$ (KW)	$\dot{P}$ (KW)	$\dot{R}$ (KW)	$\dot{I}$ (KW)	$\eta_{EXER}$ %	$k^*_F$ (-)	CO (KW)	$\Pi_F$ (\$/h)	$c_F \times 10^4$ (\$/KJ)	COEE (\$/h)
ME	7.393	6.654	0	0.739	90	1	0.739	5.863	2.203	0.586
C	6.654	5.814	0	0.840	87.4	1.111	0.933	5.863	2.448	0.740
Cond	1.581	1.581	0	0	100	0	0	1.727	0	0
VE	5.457	4.002	0	1.455	73.3	1.377	2.004	5.960	3.033	1.589
EV	2.778	2.778	0	0.0	100	0	0	4.136	0	0

Tabla 5 COP, eficiencia exergética, COE y COEE del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple, Caso 1.

COP	$\eta_{EXE CR}$	COE (KW)	COEE (\$/h)
2.696	0.376	3.676	2.915

En la estructura productiva del caso 2, se considera al condensador como sistema productivo y a la producción del frío como recurso sin costo.

Tabla 6 Balance de costos exergéticos y exergoeconómicos para el Caso 2.

Equipo	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = c_f \dot{\mathcal{E}}_1$
Motor eléctrico	$E_1^* = E_2^*$	$\Pi_1 = \Pi_2$
Compresor	$E_2^* = E_4^* - E_3^*$	$\Pi_2 = \Pi_4 - \Pi_3$
Condensador	$E_4^* = E_5^* + E_7^*$ $E_5^* \dot{\mathcal{E}}_7 = E_7^* \dot{\mathcal{E}}_5$	$\Pi_7 = \Pi_4 - \Pi_5$ $\Pi_5 \dot{\mathcal{E}}_7 = \Pi_7 \dot{\mathcal{E}}_5$
Válvula de expansión	$E_5^* = E_6^*$	$\Pi_5 = \Pi_6$
Evaporador	$E_8^* = E_6^* - E_3^*$	$\Pi_8 = \Pi_6 - \Pi_3$
Entrada al evaporador	$E_8^* = \dot{\mathcal{E}}_8$	$\Pi_8 = 0$



Tabla 7 Costos exergéticos exergoeconómicos de las corrientes Caso 2.

Corriente	$\dot{E}$ (KW)	$k^*$ (-)	$E^*$ (KW)	$c$ (\$/KJ) $\times 10^4$	$\Pi$ (\$/h)
1	7.393	1	7.393	2.203	5.863
2	6.654	1.111	7.393	2.448	5.863
3	1.224	10.742	13.154	45.908	20.237
4	7.038	2.919	20.547	10.301	26.100
5	5.457	2.919	15.931	10.301	20.237
6	4.002	3.981	15.931	14.045	20.237
7	2.504	1.844	4.615	6.505	5.863
8	2.778	1	2.778	0	0

Tabla 8 Recursos, productos, residuos, irreversibilidades, eficiencia exergética, costo exergético y exergoeconómico unitario del recurso, COE y COEE de los componentes del sistema, Caso 2.

Equipos	$\dot{F}$ (KW)	$\dot{P}$ (KW)	$\dot{R}$ (KW)	$\dot{i}$ (KW)	$\eta_{EXER}$ %	$k^*_F$ (-)	COE (KW)	$\Pi_F$ (\$/h)	$c_F \times 10^4$ (\$/KJ)	COEE (\$/h)
ME	7.393	6.654	0	0.739	90.0	1	0.739	5.863	2.203	0.586
C	6.654	5.814	0	0.840	87.4	1.111	0.933	5.863	2.448	0.740
Cond	7.038	5.457	2.504	4.085	77.5	2.919	11.924	26.100	10.301	15.147
VE	5.457	4.002	0	1.455	73.3	2.919	4.248	20.237	6.505	5.395
EV	2.778	2.778	0	0	100	1	0	0	0	0

Tabla 9 COP, eficiencia exergética, COE y COEE del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple, Caso 2.

COP	$\eta_{EXE CR}$	COE (KW)	COEE (\$/h)
2.696	37.572	17.844	21.869

En la estructura productiva del caso 3, se considera al condensador como sistema productivo y a la producción del frío no se considera, solo es el objetivo del sistema.

Tabla 10 Balance de costos exergéticos y exergoeconómicos para el Caso 3.

Equipo	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al Motor eléctrico	$E_1^* = \dot{E}_1$	$\Pi_1 = c_f \dot{E}_1$
Motor eléctrico	$E_1^* = E_2^*$	$\Pi_1 = \Pi_2$
Compresor	$E_2^* = E_4^* - E_3^*$	$\Pi_2 = \Pi_4 - \Pi_3$
Condensador	$E_4^* = E_5^* + E_7^*$ $E_5^* \dot{E}_7 = E_7^* \dot{E}_5$	$\Pi_4 = \Pi_5 + \Pi_7$ $\Pi_5 \dot{E}_7 = \Pi_7 \dot{E}_5$



Válvula de expansión	$E_5^* = E_6^*$	$\Pi_5 = \Pi_6$
Evaporador	$E_6^* = E_3^*$	$\Pi_6 = \Pi_3$

Tabla 11 Costos exergéticos exergoeconómicos de las corrientes Caso 3.

Corriente	$\dot{E}$ (KW)	$k^*$ (-)	$E^*$ (KW)	$c$ (\$/KJ) $\times 10^4$	$\Pi$ (\$/h)
1	7.3933	1.0000	7.3933	2.2028	5.8629
2	6.6539	1.1111	7.3933	2.4475	5.8629
3	1.2245	13.1613	16.1159	28.9914	12.7799
4	7.0383	3.3402	23.5091	7.3577	18.6427
5	5.4573	2.9531	16.1159	6.5050	12.7799
6	4.0023	4.0267	16.1159	8.8698	12.7799
7	2.5036	2.9531	7.3933	6.5050	5.8629

Tabla 12 Recursos, productos, residuos, irreversibilidades, eficiencia exergética, costo exergético y exergoeconómico unitario del recurso, COE y COEE de los componentes del sistema, Caso 3.

Equipos	$\dot{F}$ (KW)	$\dot{P}$ (KW)	$\dot{R}$ (KW)	$\dot{I}$ (KW)	$\eta_{EXER}$ %	$k^*_F$ (-)	COE (KW)	$\Pi_F$ (\$/h)	$c_F \times 10^4$ (\$/KJ)	COEE (\$/h)
ME	7.393	6.654	0	0.739	90.0	1	0.739	5.863	2.203	0.586
C	6.654	5.814	0	0.840	87.4	1.111	0.933	5.863	2.448	0.740
Cond	7.038	5.457	2.504	4.085	77.5	3.340	13.643	18.643	7.358	10.819
VE	5.457	4.002	0	1.455	73.3	2.953	4.297	12.780	6.505	3.407
EV	4.002	1.224	0	2.778	30.6	4.027	11.185	12.780	8.870	8.870

Tabla 13 COP, eficiencia exergética, COE y COEE del ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple, Caso 3.

COP	$\eta_{EXE CR}$	COE (KW)	COEE (\$/h)
2.696	0.376	30.798	24.423

El modelo matemático para obtener los balances de los costos exergéticos y exergoeconómicos a partir de las proposiciones Recurso-producto, que se realizan a la estructura productiva de los tres casos, se muestran en las Tablas 2, 6 y 10

En las Tablas 3, 7 y 11 se muestran los costos exergéticos y exergoeconómicos al sustituir los valores correspondientes en las expresiones de las Tablas 2, 6 y 10. El costo exergético



unitario del recurso  $k_F^*$ , es el costo unitario del recurso de cada equipo, para el motor eléctrico  $k_F^* = k_1^*$ , para el compresor  $k_F^* = k_2^*$ ; estos recursos unitarios aplican en los tres casos. En el Caso 1 con y sin imputación de residuo, para el condensador  $k_F^* = k_5^* - k_4^*$  con respecto al Caso 2 y 3 el recurso del condensador exergético unitario  $k_F^* = k_4^*$ . Para la válvula de estrangulamiento en los tres casos es  $k_F^* = k_5^*$  y para el evaporador, en el Caso 1 con y sin imputación de residuo es  $k_F^* = k_3^* - k_6^*$ , en el caso 2,  $k_F^* = k_8^*$  y el caso 3,  $k_F^* = k_6^*$ , asimismo, se obtiene el costo exergoeconómico unitario del recurso.

En las Tablas 4, 8 y 12 se expresan los resultados obtenidos con base a las estructuras productivas analizadas, de los recursos, productos, residuos, irreversibilidades, eficiencias exergéticas, costos de operación exergéticos y exergoeconómicos de cada componente del sistema de refrigeración.

El costo de operación exergético indica el costo de las irreversibilidades que genera cada componente del sistema de manera exergética en unidades de potencia eléctrica. Mientras, los costos de operación exergoeconómicos traduce el costo exergético, en unidades monetarias.

En la Figura 13, se muestran los costos exergéticos de cada uno de los componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor de los tres casos de estudio. Para los tres casos, en el motor eléctrico se genera el mismo costo con 0.586 \$/h, de igual manera, sucede lo mismo con el compresor, en donde se genera un costo de 0.740 \$/h, esto se debe a que estos dispositivos tienen un propósito bien definido, además, el tipo de corriente exergética que ingresan como recurso es energía eléctrica y mecánica, una forma de energía más ordenada.

En el condensador en el caso 1, no genera algún costo de operación, debido a la interpretación del componente, en este caso se tomó como un componente disipativo, esto quiere decir, que existe otro sistema que se puede acoplar para disminuir la entropía generada en el sistema y este costo generado se le atribuye al componente adicional, el cual puede ser un sistema de enfriamiento adicional. Para el caso 2 y 3, genera un costo de 15.147 y 10.819 \$/h respectivamente, para estos dos casos, el condensador se toma como un equipo productivo,



es decir, el propósito que le asignan es disipar el calor, por lo tanto, el producto de este componente, corriente 7 se considera una irreversibilidad del sistema, y el costo que genera se le atribuye a este componente.

Para la válvula de expansión el costo de operación exergoeconómico que genera para cada caso es de 1.589, 5.395 y 3.407 \$/h respectivamente. El evaporador para el caso 1, la producción de frío, corriente 8, no genera costo, porque de acuerdo a la interpretación de la estructura productiva 1, Figura 10, es el propósito del sistema. Sin embargo, para el caso 2, la corriente exérgica 8, cual es la transferencia de calor que existe entre el recinto frigorífico y el evaporador sirve como recurso principal para el sistema, de igual manera, es el objetivo principal del sistema, retirar esa carga térmica del espacio refrigerado, no tiene algún costo. Para el caso 3, el evaporado produce un costo de 8.807 \$/h, debido que el flujo de exérgia 8, no es considerada en esta interpretación.

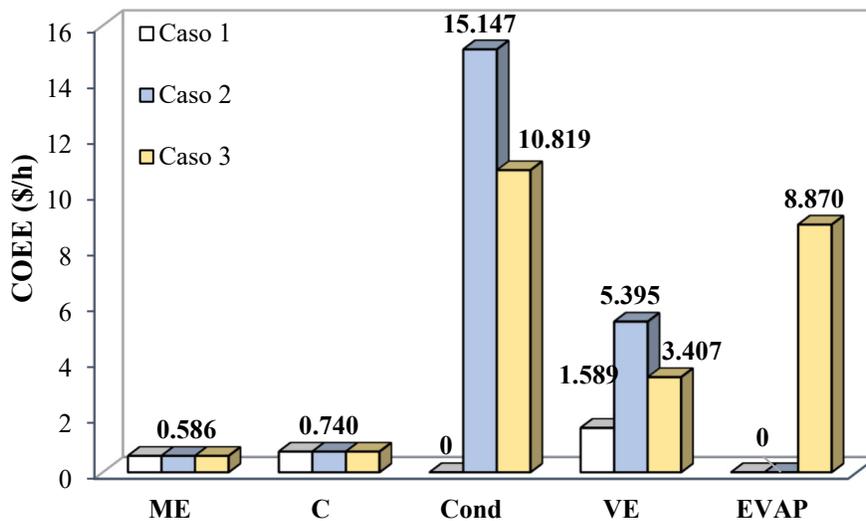


Figura 13 Costos de operación exergoeconómicos de cada componente del sistema de refrigeración.

Los COE y COEE del ciclo completo para cada uno de los casos se muestran en las Figuras 14 y 15. El caso 1 produce costos exérgicos y exergoeconómicos de 3.676 kW y 2.915 \$/h respectivamente. El caso 2 tiene 17.844 kW y 21.869 \$/h de costos exérgicos y exergoeconómicos. Por último, el caso 3, tiene una generación de costos 30.798 kW y 24.423 \$/h. La diferencia en cuanto a los costos que existe entre los tres casos se debe a la



interpretación que se les dio a los propósitos, de cada uno de los componentes del ciclo de refrigeración. El caso 1, el condensador se consideró como un componente disipativo, por esta razón, este equipo no generó algún costo y esto se vio reflejado en la disminución de los costos, sin embargo, conforme a la física del sistema, esta estructura productiva, Figura 10, no es adecuada para este tipo de sistemas.

Para el caso 2, el condensador se evalúa como un componente productivo, por consiguiente, la irreversibilidad se interpreta como un residuo y el costo lo adquiere dicho equipo, y esto aumenta los costos de operación para el ciclo. La interpretación de esta estructura productiva Figura 11 es la adecuada para este tipo de sistemas de refrigeración, con base a la física del sistema. La corriente de exergía 7 es un residuo y afecta al dispositivo que lo genera, en este caso el condensador, la corriente exergética 8, el cual es la transferencia de calor que existe entre el medio frigorífico y el evaporador debe ser un recurso asignado para el evaporador para que realice su función correspondiente.

La diferencia que tiene el caso 3 con respecto al caso es el evaporador, con respecto a la Figura 11 no se toma en cuenta el flujo exergético 8, para este caso no posible considerar esta estructura para los sistemas de refrigeración, debido a que esta corriente exergética el objetivo principal del sistema.

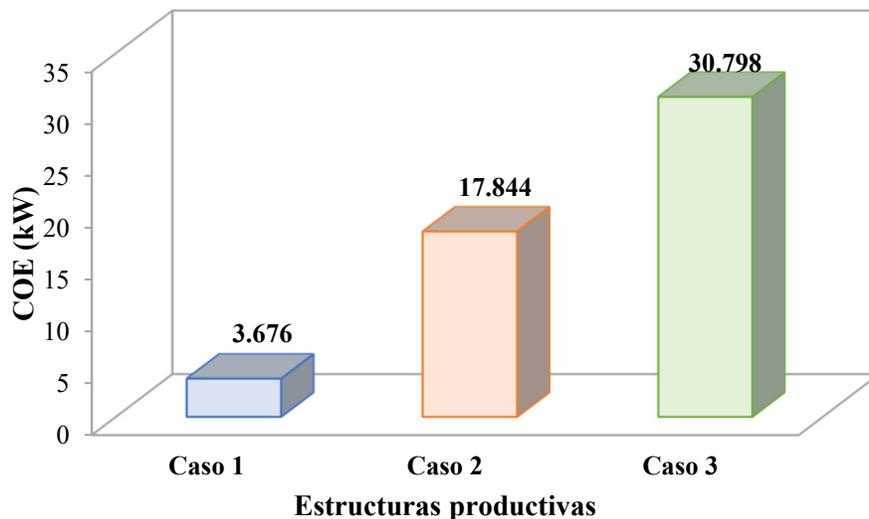


Figura 14. Costos de operación exergético de los tres casos propuestos.

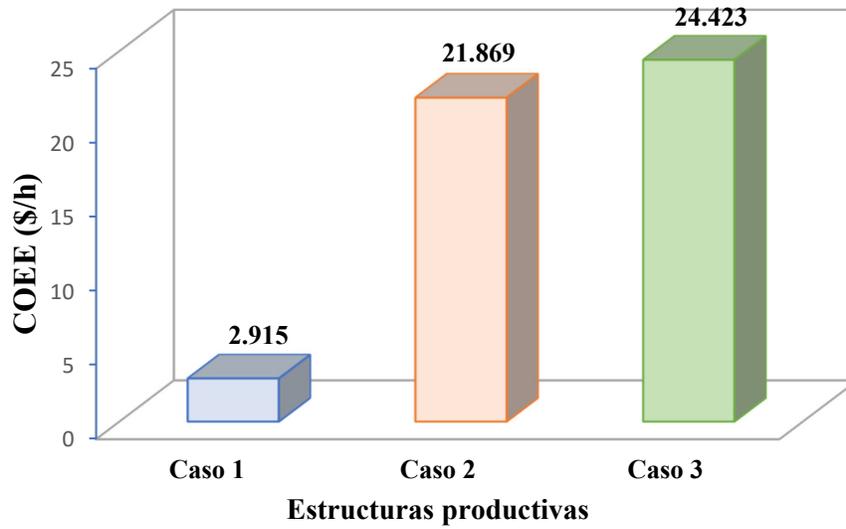


Figura 15. Costos de operación exergoeconómicos de los tres casos propuestos.



### 3.4 Estructura productiva ideal para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor

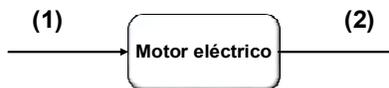
Con base a los resultados y de la descripción de las estructuras productivas, Figura 3, 4 y 5, se demuestra que la estructura productiva del Caso 2, Figura 4, es la ideal para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, por los siguientes criterios:

1. *La estructura va de acuerdo con la física del sistema.*
2. *El condensador debe tomarse un componente productivo, debido que ahí se generan las mayores irreversibilidades del sistema, y por consiguiente debe generar costos tanto exergéticos como exergoeconómicos.*
3. *La corriente exergética 8, la cual es la transferencia de calor que existe entre la cámara fría y el evaporador debe considerarse como un recurso y no como un producto, debido a que sin esta corriente el evaporador no tiene un objetivo bien definido.*

### 3.5 Propósitos, recursos y productos de la estructura productiva seleccionada.

Cada componente del sistema de refrigeración por compresión de vapor simple tiene un propósito, recurso y producto, que se describen a continuación.

#### Motor eléctrico



**Propósito.** Transformar la energía eléctrica en energía mecánica para accionar el compresor.

**Recurso.** Flujo de exergía que proviene de la corriente eléctrica.

**Producto.** Flujo de exergía en forma de trabajo mecánico para accionar el compresor.

#### Compresor



**Propósito.** Aumentar la presión del fluido de trabajo, aumentando su exergía.

**Recurso.** El flujo de exergía que proviene del trabajo mecánico que produce el motor eléctrico.

**Producto.** Aumento de exergía por la diferencia de exergía que se produce en la compresión.

### Condensador



**Propósito.** Termodinámicamente, recuperar la entropía del sistema. Físicamente, disipar el calor absorbido por el fluido de trabajo.

**Recurso.** Parte de la corriente exergética que proviene del proceso de compresión.

**Producto.** El flujo de exergía que sale en forma de calor que se rechaza al ambiente, este se considera como una irreversibilidad del sistema, así como el flujo de exergía que actúa como recurso de la válvula de expansión que es parte del flujo del sistema.

### Válvula de expansión.

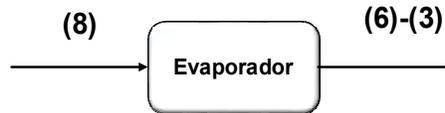


**Propósito.** Regular el flujo del refrigerante líquido que alimenta al evaporador donde se crea una caída de presión desde el lado de alta al lado de baja presión.

**Recurso.** Parte del flujo de exergía que proviene del condensador que es inherente del sistema.

**Producto.** El flujo de exergía que interactúa con los flujos de exergía del producto del evaporador para completar el ciclo.

### Evaporador.



**Propósito.** Absorber calor desde el medio que se desea enfriar.

**Recurso.** El flujo de exergía del calor retirado del medio a enfriar, ya que sin esta carga térmica el evaporador no tendría ningún propósito.

**Producto.** La diferencia de exergía que ocurre en el proceso de evaporización entre las corrientes exergéticas que se encuentran a la entrada y salida del evaporador.

### 3.6 Análisis paramétrico

El análisis paramétrico se establece para la estructura productiva, Fig. 4, los balances de costos exergéticos y exergoeconómicos, Tabla 12, la matriz característica y los vectores para determinar costos, Fig. 12 y 13.

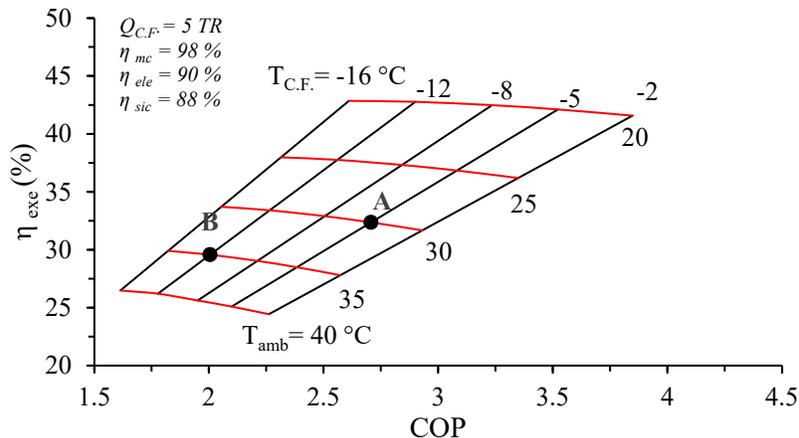


Figura 16 Comportamiento energético y exergético del ciclo de refrigeración.

En la Figura 16, se observa el comportamiento de la eficiencia exergética en función del COP, donde se modifica tanto, la temperatura ambiental y de la cámara frigorífica. Si se mantiene constante la temperatura frigorífica y la temperatura ambiental aumenta, el COP y la eficiencia exergética disminuye. Sin embargo, si la temperatura ambiental se mantiene constante y la temperatura frigorífica disminuye, la eficiencia exergética aumenta y el COP



disminuye. Por ejemplo, en el Punto A, se tiene un COP de 2.76 con una eficiencia exergética de 32.36 % y en el Punto B tiene un COP de 2 con 29.57 % de eficiencia exergética. Esto quiere decir, si hay un aumento de 5° C, en la temperatura ambiente y se disminuye la temperatura 7 ° C en la cámara frigorífica, la eficiencia disminuye 2.79 % y 0.76 en el coeficiente de desempeño. Esto se debe a que la relación de presiones de compresión se incrementa, desde el evaporador hasta el compresor, de esta manera, el trabajo de compresión aumenta y el efecto refrigerante disminuye.

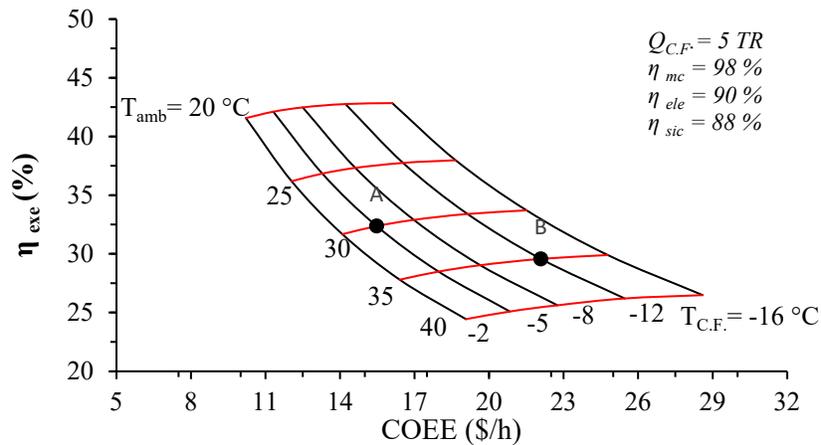


Figura 17 Comportamiento exergético y exergoeconómico del ciclo de refrigeración.

En la Figura 17, se muestra el comportamiento exergético y costos exergoeconómicos en función de la temperatura ambiental y frigorífica. Si la temperatura de la cámara frigorífica se mantiene constante y la temperatura ambiente aumenta, la eficiencia exergética disminuye y los costos de operación aumentan, por el contrario, si se disminuye la temperatura frigorífica y la temperatura ambiental permanece constante, la eficiencia exergética aumenta, pero de igual manera, los costos de operación exergoeconómicos aumentan. Por ejemplo, al comparar el punto A y B, donde se tienen diferentes temperaturas de operación, los COEE y la eficiencia exergética aumentan y disminuyen un 142.169 % y 2.79 respectivamente.

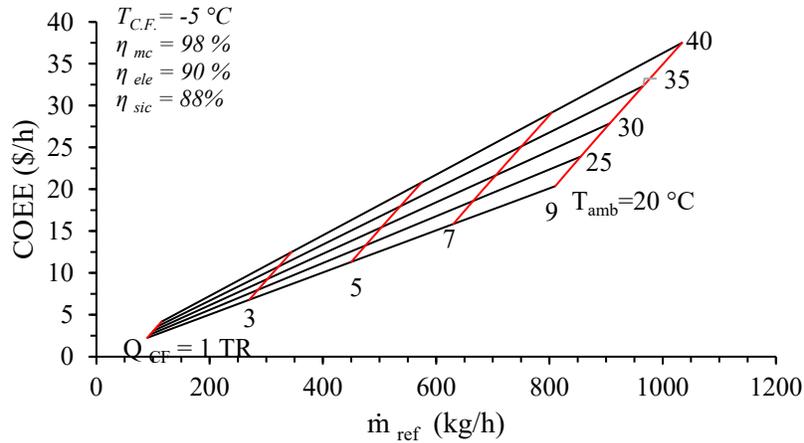


Figura 18 Costo de operación exergoeconómico y flujo de refrigerante en función de la potencia frigorífica y de la temperatura ambiente.

En la Figura 18, se muestran los costos de operación exergoeconómico y el flujo del refrigerante en función de la potencia frigorífica y la temperatura ambiente. Si se deja constante la carga térmica y la temperatura ambiente aumenta, el flujo del refrigerante y los costos de operación aumentan, no obstante, cuando se mantiene constante la temperatura del ambiente y la potencia frigorífica aumenta, el flujo de refrigerante y los costos de operación exergoeconómicos aumentan.

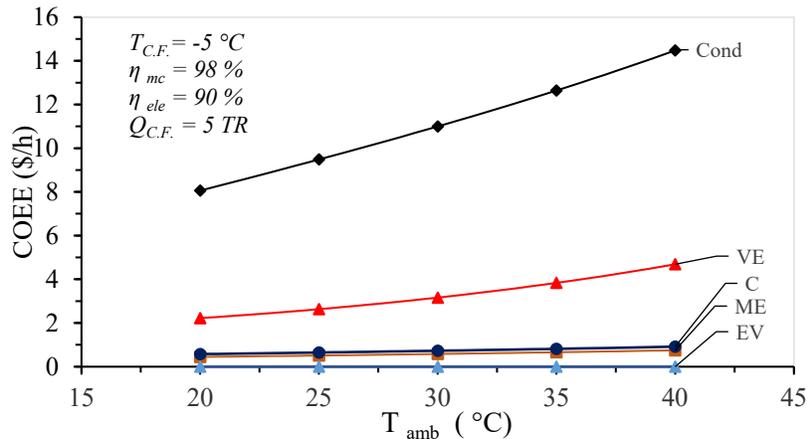


Figura 19 Costos de operación exergoeconómicos en función de la temperatura ambiente.

En la Figura 19, se muestran los costos de operación exergéticos de cada uno de los equipos del ciclo, en función de la temperatura del ambiente. Cuando la temperatura aumenta los costos de operación se incrementan. El condensador es el equipo que tiene mayor costo; Por ejemplo, si el condensador opera a una temperatura ambiente de 20 °C, tiene un costo



exergoeconómico de 8.06 \$/h, sin embargo, si el condensador opera a una temperatura de hasta 40 °C, su costo exergoeconómico de operación es 14.47 \$/h, el costo de operación exergoeconómico del condensador aumenta un 179.52 %. En el evaporador no se generan costos de operación, ya que el flujo exergético que proviene del calor que absorbe de la cámara se considera como un recurso que no tiene costo, además, este equipo opera a bajas temperaturas y al operar a estas temperaturas existen menores irreversibilidades.

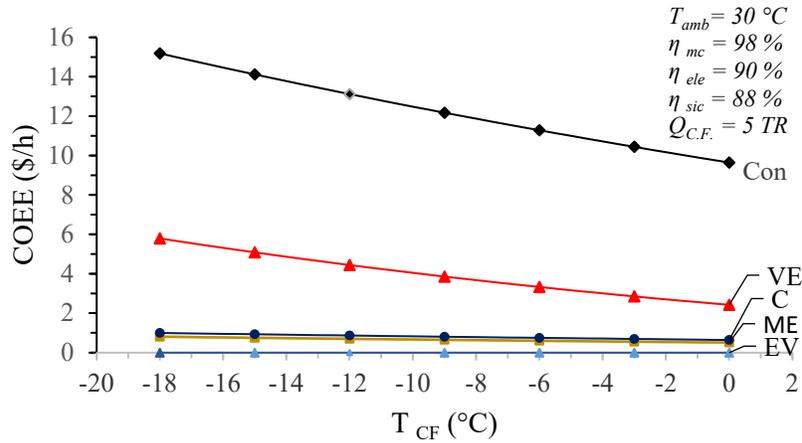


Figura 20 Costos de operación exergoeconómicos en función de la temperatura frigorífica.

En la Figura 20, se observa el comportamiento de los costos de operación exergoeconómicos en función de la temperatura frigorífica. Indica que el equipo con mayor costo de operación es el condensador. El siguiente equipo que presenta mayores costos de operación exergoeconómicos es la válvula de presión, esto se debe a que en este equipo ocurre una de las mayores irreversibilidades del sistema, por la caída de presión y fricción que genera el proceso de expansión del fluido.

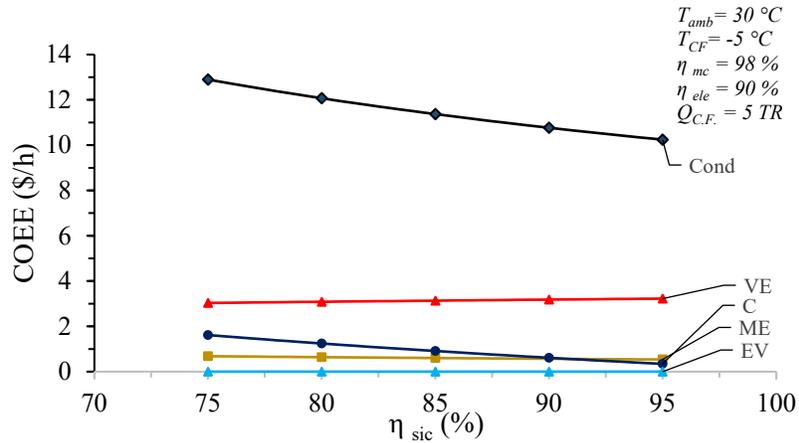


Figura 21 Costos de operación exergoeconómicos en función de la eficiencia isoentrópica del compresor.

En la Figura 21, se muestra el compartimiento de los costos de operación exergoeconómicos en función de la eficiencia isoentrópica del compresor. Al disminuir la eficiencia isoentrópica del compresor, no solo aumenta los costos de operación exergoeconómico del compresor, sino además aumenta los costos de operación del condensador, debido a que la temperatura del refrigerante en la descarga del compresor incrementa. Por ejemplo, por lo general la máxima eficiencia isoentrópica en el que opera el compresor es de 88 %, y su costo de operación correspondiente es 0.729 \$/h, sin embargo, la eficiencia disminuye hasta un 75 %, los costos de operación exergoeconómicos aumentan hasta un 220.85 %. Además, la eficiencia del compresor se ve afectada por su constante de operación.





## **Capítulo 4. Análisis exergoeconómico de los múltiples ciclos de refrigeración por compresión de vapor.**

### **4.1 Configuraciones de los ciclos de refrigeración por compresión de vapor**

El sistema de refrigeración por compresión de vapor simple es utilizado en el área doméstica, comercial e industrial. Para el uso doméstico no se requiere retirar grandes cargas térmicas y no requieren operar a temperaturas de congelación, y son empleados para conservar alimentos; por lo general, estos sistemas son refrigeradores o congeladores domésticos. La refrigeración comercial sirve para el mantenimiento de productos que se encuentran en los establecimientos para la fabricación, almacenamiento, y exhibición de productos perecederos en los comercios para su venta al público, donde el producto se expone hasta -18 a -20 °C.

La refrigeración industrial tiene grandes usos como en el sector alimenticio, farmacéutico, fabricación de hielo entre otros, este tipo de aplicación industrial, dependiendo de su uso, requiere de temperaturas más bajas en comparación al área comercial, en ciertos usos se utilizan temperaturas de congelación.

Por ese motivo se han desarrollado mejoras de ingeniería al ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple, como adicionar más componentes o dispositivos y de esta manera obtener múltiples sistemas de refrigeración. De este modo se puede retirar una mayor carga térmica, aumentar los coeficientes de operación con el fin de obtener menores consumos de potencia. A continuación, se mostrará un análisis exergoeconómico a diferentes configuraciones del ciclo de refrigeración por compresión de vapor, en la que se estableció una estructura productiva a cada arreglo de este sistema.



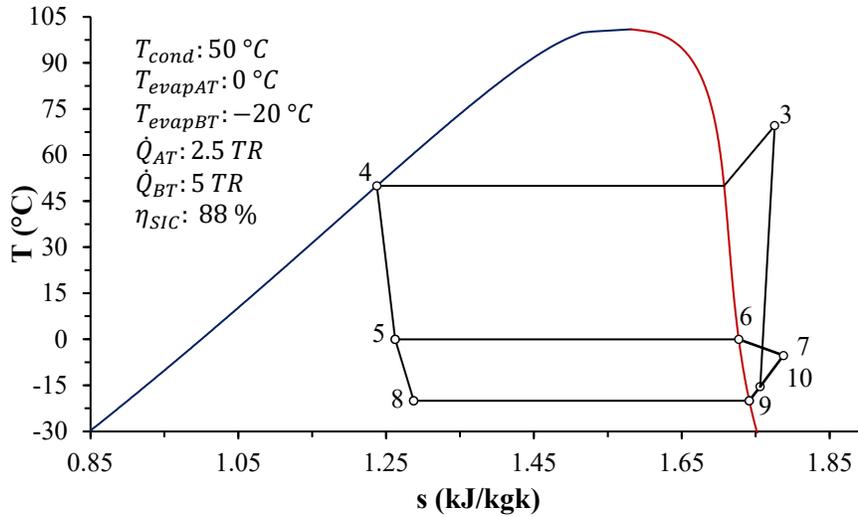


Figura 23 Diagrama Temperatura-entropía del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías.

Con base a la primera Ley de la Termodinámica se obtiene el balance de energético y másico del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías, las expresiones se muestran en la Tabla 14.

Tabla 14 Balance de energía y masa del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías

<b>Trabajo mecánico</b>
$w_c = h_3 - h_{10}$
<b>Potencia suministrada al compresor</b>
$P_{ELE} = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{10})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$
<b>Efecto frigorífico de alta temperatura</b>
$q_{evapAT} = m_{evapAT}(h_6 - h_5)$
<b>Efecto frigorífico de baja temperatura</b>
$q_{evapBT} = (1 - m_{evapAT})(h_9 - h_8)$
<b>Coefficiente de desempeño</b>
$COP = \frac{(1 - m_{evapAT})(h_9 - h_8) + m_{evapAT}(h_6 - h_5)}{(h_3 - h_{10})}$
<b>Flujo másico del evaporador de alta temperatura</b>
$\dot{m}_{evapAT} = \frac{\dot{Q}_{CFAT}}{m_{evapAT}(h_6 - h_5)}$
<b>Flujo másico del evaporador de baja temperatura</b>
$\dot{m}_{evapAT} = \frac{\dot{Q}_{CFBT}}{(1 - m_{evapAT})(h_9 - h_8)}$



Con base al segundo principio de la termodinámica se obtienen las expresiones para determinar las corrientes exergéticas, irreversibilidades de cada componente y la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías, Tabla 15 y 16.

Tabla 15 Expresiones para determinar las corrientes exergéticas del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías.

Corrientes	Expresiones
1	$\dot{\mathcal{E}}_1 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{10})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
2	$\dot{\mathcal{E}}_2 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{10})}{\eta_{mec}}$
3	$\dot{\mathcal{E}}_3 = \dot{m}_{TOT} [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)]$
4	$\dot{\mathcal{E}}_4 = \dot{m}_{TOT} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$
4a	$\dot{\mathcal{E}}_{4a} = \dot{m}_{evapAT} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$
4b	$\dot{\mathcal{E}}_{4b} = \dot{m}_{evapBT} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$
5	$\dot{\mathcal{E}}_5 = \dot{m}_{evapAT} [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)]$
6	$\dot{\mathcal{E}}_6 = \dot{m}_{evapAT} [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)]$
7	$\dot{\mathcal{E}}_7 = \dot{m}_{evapAT} [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)]$
8	$\dot{\mathcal{E}}_8 = \dot{m}_{evapBT} [(h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0)]$
9	$\dot{\mathcal{E}}_9 = \dot{m}_{evapBT} [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
10	$\dot{\mathcal{E}}_{10} = \dot{m}_{TOT} [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)]$
11	$\dot{\mathcal{E}}_{11} = \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_3} \right)$
12	$\dot{\mathcal{E}}_{12} = -\dot{Q}_{evapBT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evpaBT}} \right)$
13	$\dot{\mathcal{E}}_{13} = -\dot{Q}_{evapAT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapBT}} \right)$

Tabla 16 Irreversibilidad de cada componente y eficiencia exergética del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías

Irreversibilidad en el compresor
$\dot{I}_C = \dot{m}_{TOT} \left\{ \left( \frac{h_3 - h_{10}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_3 - h_{10}) - T_0 (s_3 - s_{10})] \right\}$





productiva general del ciclo simple, Figura (Estructura general), se determina la estructura para esta configuración. La diferencia que existe al agregar un evaporador, dos válvulas de expansión y una cámara de mezclado, son en las interacciones que existe en las corrientes exergéticas. Uno de los productos del condensador, tiene una bifurcación, una que es el recurso de la válvula de expansión 3, corriente 4a, de igual manera, la otra corriente (4b), es el recurso de la válvula de expansión 1; esto se debe al que flujo del refrigerante se fracciona en el sistema, una parte del flujo se dirige al evaporador de alta temperatura y el restante se va hacia el evaporador de baja temperatura. En la cámara de mezclado, sus recursos son la corriente exergética 8 que proviene de la interacción de los productos del evaporador de baja temperatura, y de la válvula de expansión 3; el otro recurso de la cámara es el producto de la válvula 2, mientras que, el producto es el flujo exergético 10, el cual interactúa con el producto del compresor. Con base a la regla de asignación de costos, proposiciones y la estructura productiva, se establece el balance de los costos exergéticos y exergoeconómicos, mostrados en la Tabla 17.

Tabla 17 Balances de costos exergéticos y exergoeconómicos.

Corriente	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = \dot{\mathcal{E}}_1 c_f$
Motor eléctrico	$E_1^* - E_2^* = 0$	$\Pi_1 - \Pi_2 = 0$
Compresor	$E_2^* - E_3^* + E_{10}^* = 0$	$\Pi_2 - \Pi_3 + \Pi_{10} = 0$
Condensador	$E_3^* - E_4^* - E_{11}^* = 0$	$\Pi_3 - \Pi_4 - \Pi_{11} = 0$
Nodo del condensador	$E_4^* \dot{\mathcal{E}}_{11} - E_{11}^* \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$	$\Pi_4 \dot{\mathcal{E}}_{11} - \Pi_{11} \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$
Válvula de expansión 1	$E_{4a}^* - E_5^* = 0$	$\Pi_{4a} - \Pi_5 = 0$
Entrada al evaporador AT	$E_{13}^* = \dot{\mathcal{E}}_{13}$	$\Pi_1 = \dot{\mathcal{E}}_1 c_{CT}$
Evaporador de AT	$E_{13}^* - E_5^* + E_6^* = 0$	$\Pi_{13} - \Pi_5 + \Pi_6 = 0$
Válvula de expansión 2	$E_6^* - E_7^* = 0$	$\Pi_6 - \Pi_7 = 0$
Válvula de expansión 3	$E_{4b}^* - E_8^* = 0$	$\Pi_{4b} - \Pi_8 = 0$
Nodo	$E_{4a}^* \dot{\mathcal{E}}_{4b} - E_{4b}^* \dot{\mathcal{E}}_{4a} = 0$	$\Pi_{4a} \dot{\mathcal{E}}_{4b} - \Pi_{4b} \dot{\mathcal{E}}_{4a} = 0$
Nodo	$E_4^* \dot{\mathcal{E}}_{4a} - E_{4a}^* \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$	$\Pi_4 \dot{\mathcal{E}}_{4a} - \Pi_{4a} \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$
Entrada del evaporador de BT	$E_{12}^* = \dot{\mathcal{E}}_{12}$	$\Pi_{12} = \dot{\mathcal{E}}_{12} c_{CT}$
Evaporador de BT	$E_{12}^* - E_9^* + E_8^* = 0$	$\Pi_{12} - \Pi_9 + \Pi_8 = 0$



Cámara de mezclado	$E_9^* - E_7^* - E_{10}^* = 0$	$\Pi_9 - \Pi_7 - \Pi_{10} = 0$
--------------------	--------------------------------	--------------------------------



## Ciclo de refrigeración por compresión de vapor con dos etapas de compresión.

El sistema de refrigeración por compresión de vapor con dos etapas de compresión se muestra en la Figura 25, está constituido por dos compresores, uno de alta presión y el otro de baja presión, cada compresor con su respectivo motor eléctrico; también cuenta con una cámara separadora (cámara de vaporización instantánea), un condensador y un evaporador.

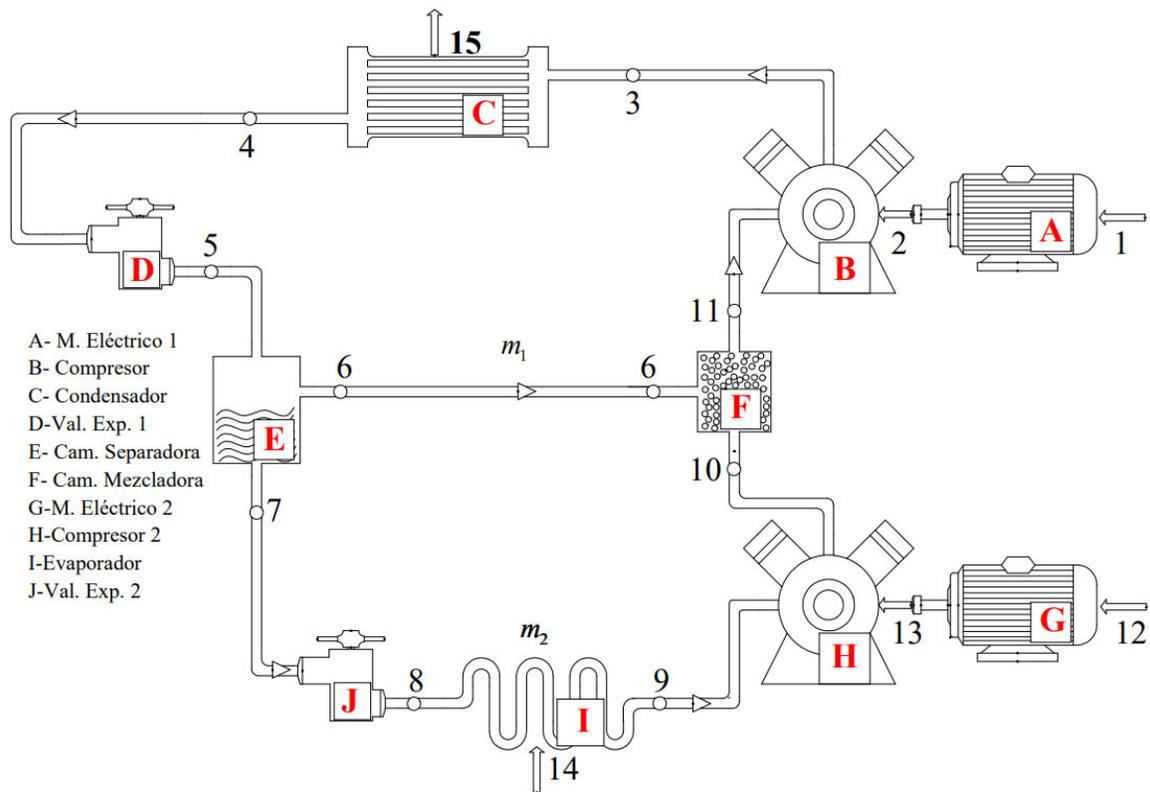


Figura 25 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor regenerativo con dos etapas de compresión.

En el diagrama temperatura-entropía, Figura 26, se observan los procesos del ciclo de refrigeración. En el estado 3, a la salida del compresor, el refrigerante se encuentra como vapor sobrecalentado y entra al condensador, en donde se rechaza el calor al ambiente a presión constante, el refrigerante sale del condensador como líquido saturado, estado 4. El fluido de trabajo ingresa a la primera válvula de expansión y se expande hasta la presión regenerativa, Estado 5. En este punto, el refrigerante entra a la cámara separadora, una



fracción del fluido se evapora hasta vapor saturado seco, Estado 6, el resto del fluido lo lleva a zona de saturación del líquido, Estado 7. El líquido saturado (estado 7) se expande a través de la segunda válvula de expansión hacia el evaporador, donde recoge calor del espacio refrigerado. El vapor saturado seco (estado 5) se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión, Estado 11, y entra al compresor de alta temperatura, Estado 10, esto en esencia, es un proceso de regeneración.

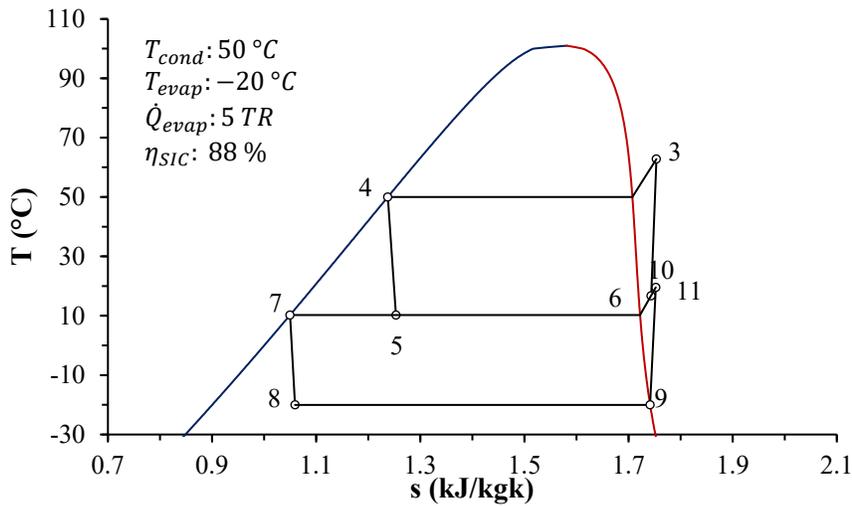


Figura 26 Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión.

Con base a la Primera Ley de la Termodinámica se determina las expresiones para obtener los balances de energía y masa, Tabla 18.

Tabla 18 Balance de energía y masa del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión.

<b>Trabajo mecánico</b>
$w_{CAP} = h_3 - h_{11}$
$w_{CBP} = (1 - m_1)(h_{10} - h_9)$
<b>Potencia suministrada</b>
$\dot{W}_{CAP} = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{11})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$



$\dot{W}_{C_{BP}} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{10} - h_9)}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$
<b>Efecto frigorífico</b>
$q_{evap} = (1 - m_1)(h_9 - h_8)$
<b>Presión regenerativa</b>
$P_{reg} = \sqrt{P_{evap}P_{cond}}$
<b>Coefficiente de desempeño</b>
$COP = \frac{(1 - m_1)(h_9 - h_8)}{(h_3 - h_{11}) + (1 - m_1)(h_{10} - h_9)}$
<b>Flujo másico del evaporador</b>
$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{(1 - m_1)(h_6 - h_5)}$

Con base al segundo principio de la termodinámica se obtienen las expresiones para determinar las corrientes exergéticas, irreversibilidades de cada componente y la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración, Tabla 19 y 20.

Tabla 19 Expresiones para determinar las corrientes exergéticas del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión.

Corrientes	Expresiones
1	$\dot{\mathcal{E}}_1 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{11})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
2	$\dot{\mathcal{E}}_2 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{11})}{\eta_{mec}}$
3	$\dot{\mathcal{E}}_3 = \dot{m}_{TOT} [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)]$
4	$\dot{\mathcal{E}}_4 = \dot{m}_{TOT} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$
5	$\dot{\mathcal{E}}_5 = \dot{m}_{refAT} [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)]$
6	$\dot{\mathcal{E}}_6 = \dot{m}_1 [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)]$
7	$\dot{\mathcal{E}}_7 = \dot{m}_{evap} [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)]$
8	$\dot{\mathcal{E}}_8 = \dot{m}_{evap} [(h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0)]$



9	$\dot{\mathcal{E}}_9 = \dot{m}_{evap} [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
10	$\dot{\mathcal{E}}_{10} = \dot{m}_{evap} [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)]$
11	$\dot{\mathcal{E}}_{11} = \dot{m}_{TOT} [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)]$
12	$\dot{\mathcal{E}}_{12} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{10} - h_9)}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
13	$\dot{\mathcal{E}}_{13} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{10} - h_9)}{\eta_{mec}}$
14	$\dot{\mathcal{E}}_{14} = -\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right)$
15	$\dot{\mathcal{E}}_{15} = \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right)$

Tabla 20 Irreversibilidad de cada componente y eficiencia exergética del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión.

<b>Irreversibilidad en el compresor</b>
$\dot{I}_{CAP} = \dot{m}_{TOT} \left\{ \left( \frac{h_3 - h_{11}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_3 - h_{11}) - T_0 (s_3 - s_{11})] \right\}$ $\dot{I}_{CBP} = \dot{m}_{evap} \left\{ \left( \frac{h_{10} - h_9}{\eta_{mec}} \right) - [(h_{10} - h_9) - T_0 (s_{10} - s_9)] \right\}$
<b>Irreversibilidad en el condensador</b>
$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_{TOT} [(h_3 - h_4) - T_0 (s_3 - s_4)] + \dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_3}\right)$
<b>Irreversibilidad en las válvulas de expansión</b>
$\dot{I}_{VE1} = \dot{m}_{TOT} T_0 (s_5 - s_4)$ $\dot{I}_{VE2} = (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1) T_0 (s_8 - s_7)$
<b>Irreversibilidad en el evaporador</b>
$\dot{I}_{evap} = -\dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_0}{T_{evap}}\right) - \dot{m}_{evap} [(h_8 - h_9) - T_0 (s_8 - s_9)]$
<b>Irreversibilidad en la cámara de mezclado</b>
$\dot{I}_{CM} = (\dot{\mathcal{E}}_{10} + \dot{\mathcal{E}}_6) - \dot{\mathcal{E}}_{11}$
<b>Irreversibilidad en la cámara separadora</b>
$\dot{I}_{CS} = \dot{\mathcal{E}}_5 - (\dot{\mathcal{E}}_6 + \dot{\mathcal{E}}_7)$
<b>Eficiencia exergética del ciclo</b>
$\eta_{EXCR} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_{14}}{\dot{\mathcal{E}}_1 + \dot{\mathcal{E}}_{12}}$

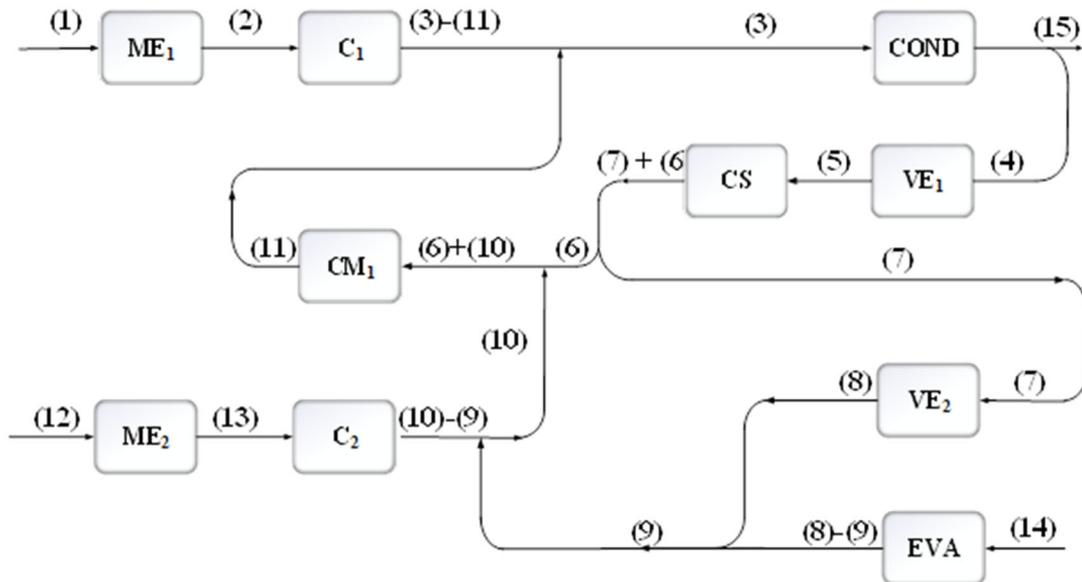


Figura 27 Estructura productiva del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión.

En la Figura 27, se muestra los recursos, productos de cada subsistema del ciclo de refrigeración por compresión de vapor regenerativo con dos etapas de compresión. A comparación con el ciclo simple, se tiene un motor eléctrico, un compresor, una válvula de expansión, una cámara separadora y de mezclado adicional. El recurso de la cámara separadora es el producto de la válvula de expansión 1, mientras tanto, la cámara tiene dos productos, parte del producto actúa como recurso de la válvula de expansión 2, corriente 7 y la otra corriente 6, interactúa con el flujo de corriente que proviene del producto del compresor 2. En la cámara de mezclado, el recurso de este dispositivo es la suma de las corrientes 6 y 10, mientras que, su producto es la corriente 11, la cual interactúa con el producto del compresor 1, esta interacción da entrada al recurso del condensador, corriente 3. El condensador tiene dos productos, uno, en donde, se considera como irreversibilidad del sistema, corriente 15, y el otro sirve como recurso de la válvula de expansión 1. Los recursos principales del sistema son las corrientes que provienen de la corriente eléctrica, corriente 1 y 12, de igual manera, la corriente 14, que es el calor absorbido del espacio refrigerado es el propósito final del sistema.



Con base a las reglas de asignación de costos, proposiciones ya la estructura productiva, se establece el balance de costos de exergéticos y exergoeconómicos, que se muestran en la Tabla 21.

Tabla 21 Balance de costos exergéticos y exergoeconómicos.

Corriente	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico 1	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = \dot{\mathcal{E}}_1 c_f$
Motor eléctrico 1	$E_1^* - E_2^* = 0$	$\Pi_1 - \Pi_2 = 0$
Compresor 1	$E_2^* - E_3^* + E_{11}^* = 0$	$\Pi_2 - \Pi_3 + \Pi_{11} = 0$
Condensador	$E_3^* - E_4^* - E_{15}^* = 0$	$\Pi_3 - \Pi_4 - \Pi_{15} = 0$
Nodo del condensador	$E_4^* \dot{\mathcal{E}}_{15} - E_{15}^* \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$	$\Pi_4 \dot{\mathcal{E}}_{15} - \Pi_{15} \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$
Válvula de expansión 1	$E_4^* - E_5^* = 0$	$\Pi_4 - \Pi_5 = 0$
Cámara separadora	$E_5^* - E_6^* - E_7^* = 0$	$\Pi_5 - \Pi_6 - \Pi_7 = 0$
Nodo cámara separadora	$E_6^* \dot{\mathcal{E}}_7 - E_7^* \dot{\mathcal{E}}_6 = 0$	$\Pi_6 \dot{\mathcal{E}}_7 - \Pi_7 \dot{\mathcal{E}}_6 = 0$
Válvula de expansión 2	$E_7^* - E_8^* = 0$	$\Pi_7 - \Pi_8 = 0$
Entrada del evaporador	$E_{14}^* = \dot{\mathcal{E}}_{14}$	$\Pi_{14} = \dot{\mathcal{E}}_{14} c_{CT}$
Evaporador	$E_{14}^* - E_8^* + E_9^* = 0$	$\Pi_{14} - \Pi_8 + \Pi_9 = 0$
Cámara de mezclado	$E_6^* + E_{10}^* - E_{11}^* = 0$	$\Pi_6 + \Pi_{10} - \Pi_{11} = 0$
Entrada al motor eléctrico 2	$E_{12}^* = \dot{\mathcal{E}}_{12}$	$\Pi_{12} = \dot{\mathcal{E}}_{12} c_f$
Motor eléctrico 2	$E_{12}^* - E_{13}^* = 0$	$\Pi_{12} - \Pi_{13} = 0$
Compresor 2	$E_{13}^* - E_{10}^* + E_9^* = 0$	$\Pi_{13} - \Pi_{10} + \Pi_9 = 0$



## Ciclo de refrigeración por compresión de vapor regenerativo con tres etapas de compresión

En la Figura 28 se muestra el ciclo de refrigeración por compresión de vapor con tres etapas de compresión. Está constituido con tres compresores cada uno con su respectivo motor eléctrico, el condensador, el evaporador, tres válvulas de expansión, dos cámaras separadoras (evaporización instantánea) y dos cámaras de mezclado.

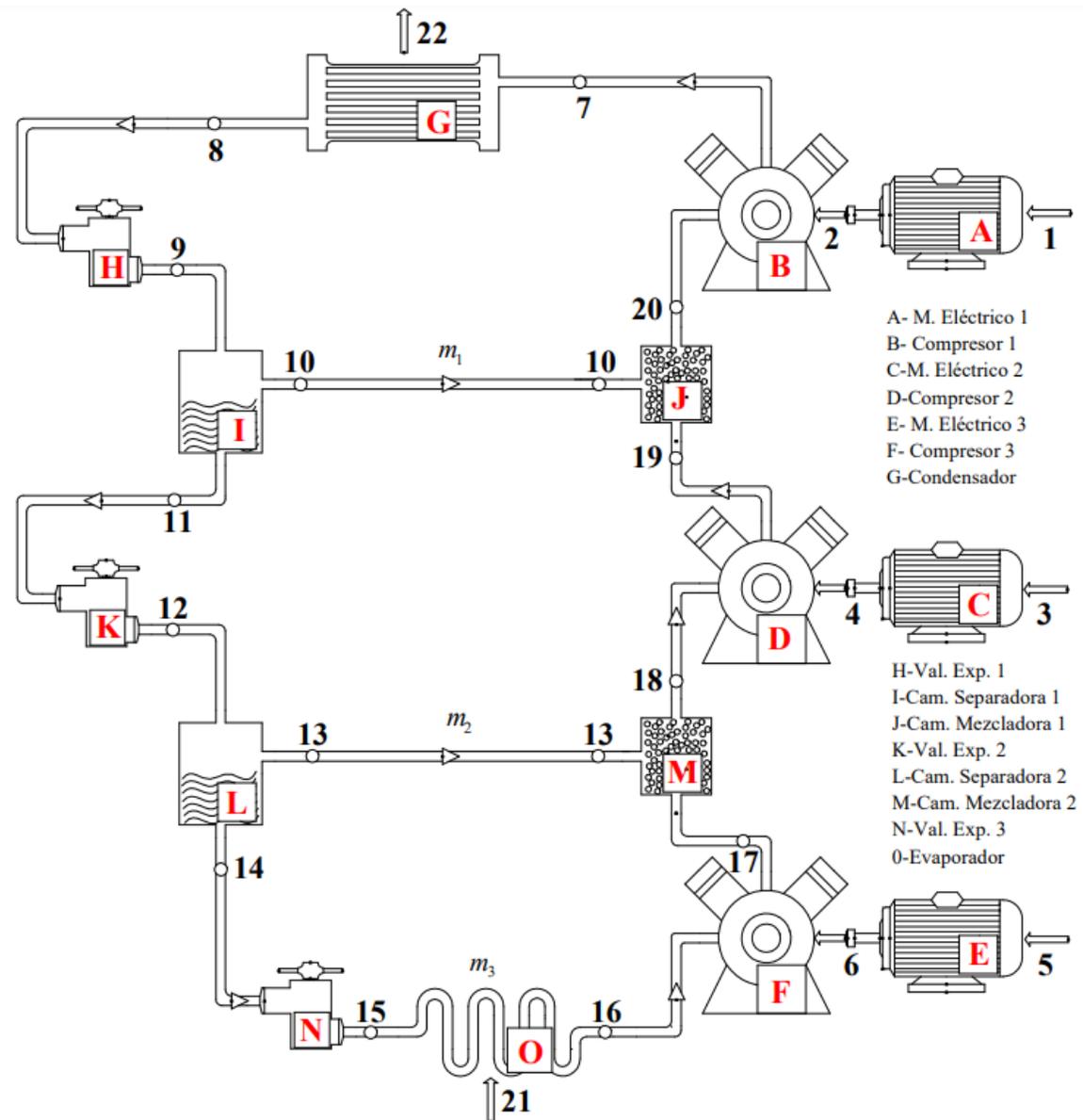


Figura 28 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor regenerativo con tres etapas de compresión.



En la Figura 29 se observa los estados y procesos termodinámicos del ciclo de refrigeración con tres etapas de compresión. El refrigerante entra como líquido saturado a la primera válvula de expansión, estado 8, en donde, se expande a la presión regenerativa 1, aquí, el fluido de trabajo ingresa a la primera cámara separadora. Una fracción del refrigerante se evapora en vapor saturado seco, estado 10, y la otra parte se transforma en líquido saturado, Estado 11. El vapor saturado seco, estado 11 se mezcla con el vapor sobrecalentado del compresor de media presión, estado 19, dando a lugar, a uno de los dos procesos de regulación que existe en el sistema. El fluido saturado, ingresa a la segunda válvula de expansión para después, expandirse hasta la presión regenerativa de baja presión, estado 12, el refrigerante ingresa a la segunda cámara separadora, de igual manera que en la cámara uno, una fracción del refrigerante se evapora a vapor saturado estado 13 y la otra parte a liquido saturado, estado 14. El vapor saturado del estado 13 se ingresa a la cámara de mezclado dos y se mezclas con el vapor sobrecalentado del compresor de baja presión, estado 17. El líquido saturado (estado 14) se expande a través de la tercera válvula de expansión hacia el evaporador, donde retira calor del recinto frigorífico.

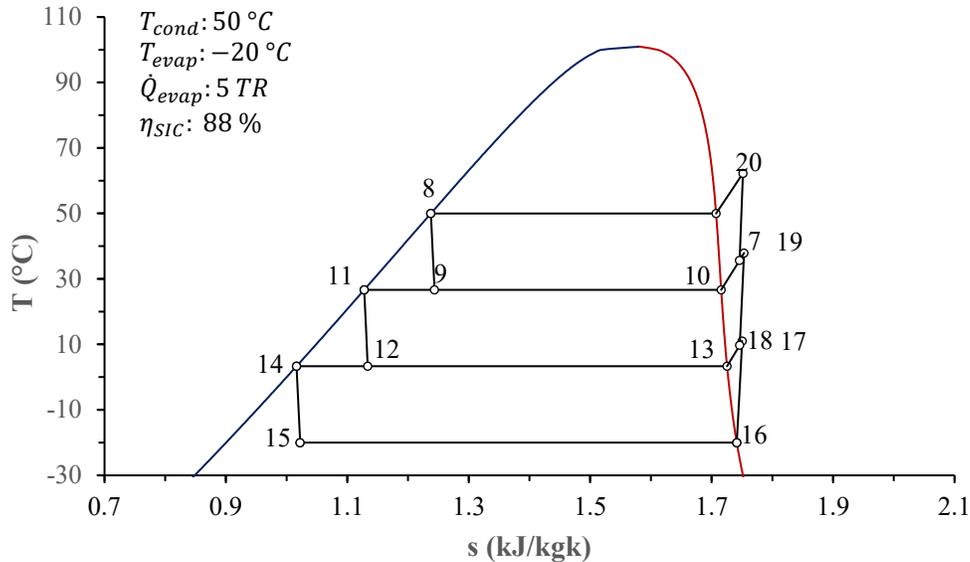


Figura 29 Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración regenerativo con tres etapas de compresión.

Con base a la primera Ley de la Termodinámica se establece el balance de masa y energía del ciclo de refrigeración con tres etapas de compresión y se muestran en la Tabla 22.



Tabla 22 Balance de energía y masa del ciclo de refrigeración regenerativo con tres etapas de compresión.

<b>Trabajo mecánico</b>	
$w_{CAP} = h_7 - h_{20}$	
$w_{CMP} = (1 - m_1)(h_{19} - h_{18})$	
$w_{CBP} = (1 - m_1 - m_2)(h_{17} - h_{16})$	
<b>Potencia suministrada</b>	
$\dot{W}_{CAP} = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_7 - h_{20})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$	
$\dot{W}_{CMP} = \frac{(\dot{m}_{evap} + \dot{m}_2)(h_{19} - h_{18})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$	
$\dot{W}_{CBP} = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{17} - h_{16})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$	
<b>Efecto frigorífico</b>	
$q_{evap} = (1 - m_1 - m_2)(h_{16} - h_{15})$	
<b>Coefficiente de desempeño</b>	
$COP = \frac{(1 - m_1 - m_2)(h_{16} - h_{15})}{(h_7 - h_{20}) + (1 - m_1)(h_{19} - h_{18}) + (1 - m_1 - m_2)(h_{17} - h_{16})}$	
<b>Flujo másico del evaporador</b>	
$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{(1 - m_1 - m_2)(h_{16} - h_{15})}$	

Con base a la segunda Ley de la Termodinámica se establecen las expresiones para determinar las corrientes exergéticas e irreversibilidades de cada componente, así como, la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración, Tabla 23 y 24.

Tabla 23 Expresiones para determinar las corrientes exergéticas del sistema de refrigeración regenerativo con tres etapas de compresión.

Corrientes	Expresiones
1	$\dot{\mathcal{E}}_1 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{11})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
2	$\dot{\mathcal{E}}_2 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{11})}{\eta_{mec}}$



3	$\dot{\mathcal{E}}_3 = \frac{(\dot{m}_2 + \dot{m}_{evap})(h_{19} - h_{18})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
4	$\dot{\mathcal{E}}_4 = \frac{(\dot{m}_2 + \dot{m}_{evap})(h_{19} - h_{18})}{\eta_{mec}}$
5	$\dot{\mathcal{E}}_5 = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{17} - h_{16})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
6	$\dot{\mathcal{E}}_6 = \frac{\dot{m}_{evap}(h_{17} - h_{16})}{\eta_{mec}}$
7	$\dot{\mathcal{E}}_7 = \dot{m}_{TOT} [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)]$
8	$\dot{\mathcal{E}}_8 = \dot{m}_{TOT} [(h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0)]$
9	$\dot{\mathcal{E}}_9 = \dot{m}_{TOT} [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
10	$\dot{\mathcal{E}}_{10} = \dot{m}_1 [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)]$
11	$\dot{\mathcal{E}}_{11} = (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1) [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)]$
12	$\dot{\mathcal{E}}_{12} = (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1) [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)]$
13	$\dot{\mathcal{E}}_{13} = \dot{m}_2 [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)]$
14	$\dot{\mathcal{E}}_{14} = \dot{m}_{evap} [(h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)]$
15	$\dot{\mathcal{E}}_{15} = \dot{m}_{evap} [(h_{15} - h_0) - T_0 (s_{15} - s_0)]$
16	$\dot{\mathcal{E}}_{16} = \dot{m}_{evap} [(h_{16} - h_0) - T_0 (s_{16} - s_0)]$
17	$\dot{\mathcal{E}}_{17} = \dot{m}_{evap} [(h_{17} - h_0) - T_0 (s_{17} - s_0)]$
18	$\dot{\mathcal{E}}_{18} = \dot{m}_{evap} [(h_{18} - h_0) - T_0 (s_{18} - s_0)]$
19	$\dot{\mathcal{E}}_{19} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{evap}) [(h_{19} - h_0) - T_0 (s_{19} - s_0)]$
20	$\dot{\mathcal{E}}_{20} = \dot{m}_{TOT} [(h_{20} - h_0) - T_0 (s_{20} - s_0)]$
21	$\dot{\mathcal{E}}_{21} = -\dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evap}} \right)$
22	$\dot{\mathcal{E}}_{22} = \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_7} \right)$

Tabla 24 Irreversibilidad de cada componente y eficiencia exergética del ciclo de refrigeración regenerativo con tres etapas de compresión.

<b>Irreversibilidad en el compresor</b>
$\dot{I}_{CAP} = \dot{m}_{TOT} \left\{ \left( \frac{h_7 - h_{20}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_7 - h_{20}) - T_0 (s_7 - s_{20})] \right\}$



$\dot{I}_{CMP} = \dot{m}_{evap} \left\{ \left( \frac{h_{19} - h_{18}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_{19} - h_{18}) - T_0(s_{19} - s_{18})] \right\}$ $\dot{I}_{CBP} = \dot{m}_{evap} \left\{ \left( \frac{h_{17} - h_{16}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_{17} - h_{16}) - T_0(s_{17} - s_{16})] \right\}$
<b>Irreversibilidad en el condensador</b>
$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_{TOT} [(h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8)] + \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_7} \right)$
<b>Irreversibilidad en las válvulas de expansión</b>
$\dot{I}_{VE1} = \dot{m}_{TOT} T_0 (s_9 - s_8)$ $\dot{I}_{VE2} = (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1) T_0 (s_{12} - s_{11})$ $\dot{I}_{VE3} = (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1 - \dot{m}_2) T_0 (s_{15} - s_{14})$
<b>Irreversibilidad en el evaporador</b>
$\dot{I}_{evap} = -\dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evap}} \right) - \dot{m}_{evap} [(h_{15} - h_{16}) - T_0(s_{15} - s_{16})]$
<b>Irreversibilidad en las cámaras de mezclado</b>
$\dot{I}_{CM1} = (\dot{\mathcal{E}}_{13} + \dot{\mathcal{E}}_{17}) - \dot{\mathcal{E}}_{18}$ $\dot{I}_{CM2} = (\dot{\mathcal{E}}_{10} + \dot{\mathcal{E}}_{19}) - \dot{\mathcal{E}}_{20}$
<b>Irreversibilidad en las cámaras separadoras</b>
$\dot{I}_{CS1} = \dot{\mathcal{E}}_9 - (\dot{\mathcal{E}}_{10} + \dot{\mathcal{E}}_{11})$ $\dot{I}_{CS2} = \dot{\mathcal{E}}_{12} - (\dot{\mathcal{E}}_{13} + \dot{\mathcal{E}}_{14})$
<b>Eficiencia exergética del ciclo</b>
$\eta_{EXCR} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_{21}}{\dot{\mathcal{E}}_1 + \dot{\mathcal{E}}_3 + \dot{\mathcal{E}}_5}$

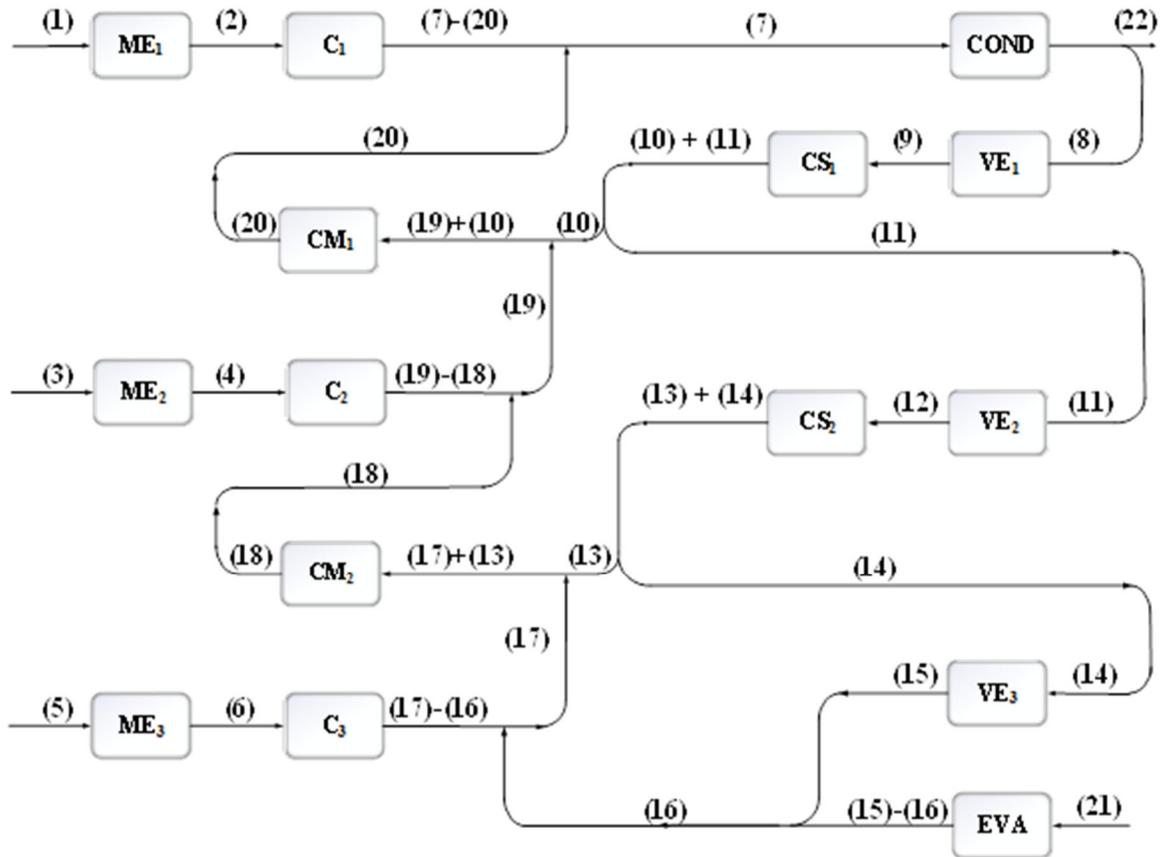


Figura 30 Estructura productiva del ciclo de refrigeración regenerativo con tres etapas de compresión.

En la Figura 30, se muestra los recursos y productos de cada subsistema del ciclo de refrigeración con tres etapas de compresión. Los recursos principales del sistema son las corrientes exergéticas 1, 3 y 5, estas corrientes provienen de la potencia eléctrica para accionar a los motores eléctricos, además, otro recurso principal, es la corriente 21, la cual proviene de la carga térmica que se retira del espacio refrigerado y es el propósito final del sistema. Los recursos de cada compresor es el producto de cada motor eléctrico que es el flujo de exergía eléctrica transformada en anergia mecánica para accionar al compresor, corrientes 2, 4 y 6, mientras, el producto de los compresores es el aumento de exergía que resulta de la diferencia  $(17)-(20)$  para el compresor 1,  $(19)-(18)$  para el compresor 2 y  $(17) - (16)$  para el compresor 3.



Los productos de las cámaras separadoras tienen una bifurcación cada una, parte se dirige a la cámara de mezclado y la otra parte a las válvulas de expansión 2 y 3. El recurso de las cámaras de mezclado es la adición de las corrientes (19) + (10) y (17) + (13), entretanto, el producto son las corrientes 20 y 18. Ambas corrientes interactúan con el producto de cada compresor.

Con base a las reglas de asignación, las proposiciones y a la estructura productiva se realiza el balance de los costos exergético y exergoeconómicos, Tabla 25.

Tabla 25 Balance de costos exergéticos y exergoeconómicos.

Corriente	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico 1	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = \dot{\mathcal{E}}_1 c_f$
Motor eléctrico 1	$E_1^* - E_2^* = 0$	$\Pi_1 - \Pi_2 = 0$
Compresor 1	$E_2^* - E_7^* + E_{20}^* = 0$	$\Pi_2 - \Pi_7 + \Pi_{20} = 0$
Condensador	$E_7^* - E_{22}^* - E_8^* = 0$	$\Pi_7 - \Pi_{22} - \Pi_8 = 0$
Nodo del condensador	$E_{22}^* \dot{\mathcal{E}}_8 - E_8^* \dot{\mathcal{E}}_{22} = 0$	$\Pi_4 \dot{\mathcal{E}}_{15} - \Pi_{15} \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$
Válvula de expansión 1	$E_8^* - E_9^* = 0$	$\Pi_8 - \Pi_9 = 0$
Cámara separadora 1	$E_9^* - E_{10}^* - E_{11}^* = 0$	$\Pi_9 - \Pi_{10} - \Pi_{11} = 0$
Nodo cámara separadora 1	$E_{10}^* \dot{\mathcal{E}}_{11} - E_{11}^* \dot{\mathcal{E}}_{10} = 0$	$\Pi_{10} \dot{\mathcal{E}}_{11} - \Pi_{11} \dot{\mathcal{E}}_{10} = 0$
Válvula de expansión 2	$E_{11}^* - E_{12}^* = 0$	$\Pi_{11} - \Pi_{12} = 0$
Cámara separadora 2	$E_{12}^* - E_{13}^* - E_{14}^* = 0$	$\Pi_{12} - \Pi_{13} - \Pi_{14} = 0$
Nodo cámara separadora 2	$E_{13}^* \dot{\mathcal{E}}_{14} - E_{14}^* \dot{\mathcal{E}}_{13} = 0$	$\Pi_{10} \dot{\mathcal{E}}_{11} - \Pi_{11} \dot{\mathcal{E}}_{10} = 0$
Válvula de expansión 3	$E_{14}^* - E_{15}^* = 0$	$\Pi_{14} - \Pi_{15} = 0$
Entrada del evaporador	$E_{21}^* = \dot{\mathcal{E}}_{21}$	$\Pi_{21} = \dot{\mathcal{E}}_{21} c_{CT}$
Evaporador	$E_{21}^* - E_{15}^* + E_{16}^* = 0$	$\Pi_{21} - \Pi_{15} + \Pi_{16} = 0$
Cámara de mezclado 1	$E_{10}^* + E_{19}^* - E_{20}^* = 0$	$\Pi_{10} + \Pi_{19} - \Pi_{20} = 0$
Entrada al motor eléctrico 2	$E_3^* = \dot{\mathcal{E}}_3$	$\Pi_3 = \dot{\mathcal{E}}_3 c_f$
Motor eléctrico 2	$E_3^* - E_4^* = 0$	$\Pi_3 - \Pi_4 = 0$
Compresor 2	$E_4^* - E_{19}^* + E_{18}^* = 0$	$\Pi_4 - \Pi_{19} + \Pi_{18} = 0$
Cámara de mezclado 2	$E_{17}^* + E_{13}^* - E_{18}^* = 0$	$\Pi_{17} + \Pi_{13} - \Pi_{18} = 0$
Entrada al motor eléctrico 3	$E_5^* = \dot{\mathcal{E}}_5$	$\Pi_5 = \dot{\mathcal{E}}_5 c_f$
Motor eléctrico 3	$E_5^* - E_6^* = 0$	$\Pi_5 - \Pi_6 = 0$



Compresor 3	$E_6^* - E_{17}^* + E_{16}^* = 0$	$\Pi_6 - \Pi_{17} + \Pi_{16} = 0$
-------------	-----------------------------------	-----------------------------------



### Ciclo de refrigeración con dos etapas de compresión y dos cámaras frías

En la Figura 31, se muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con interenfriamiento, dos cámaras frías y dos etapas de compresión. Está constituido por dos compresores, cada uno con su respectivo motor eléctrico, un condensador, cuatro válvulas de expansión, una cámara de evaporación instantánea, dos cámaras de mezclado y dos evaporadores.

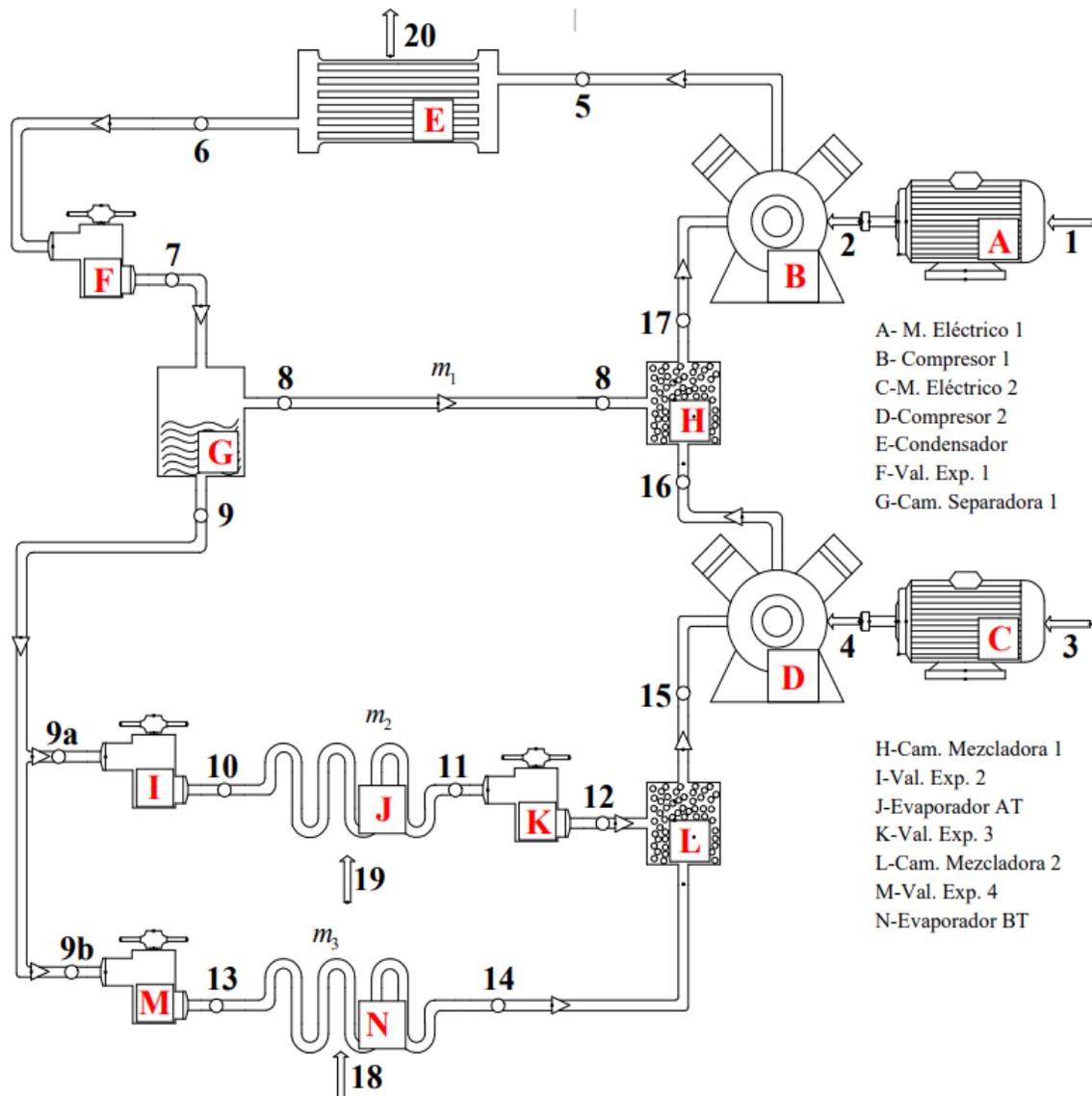


Figura 31 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor con interenfriamiento y dos cámaras frigoríficas.

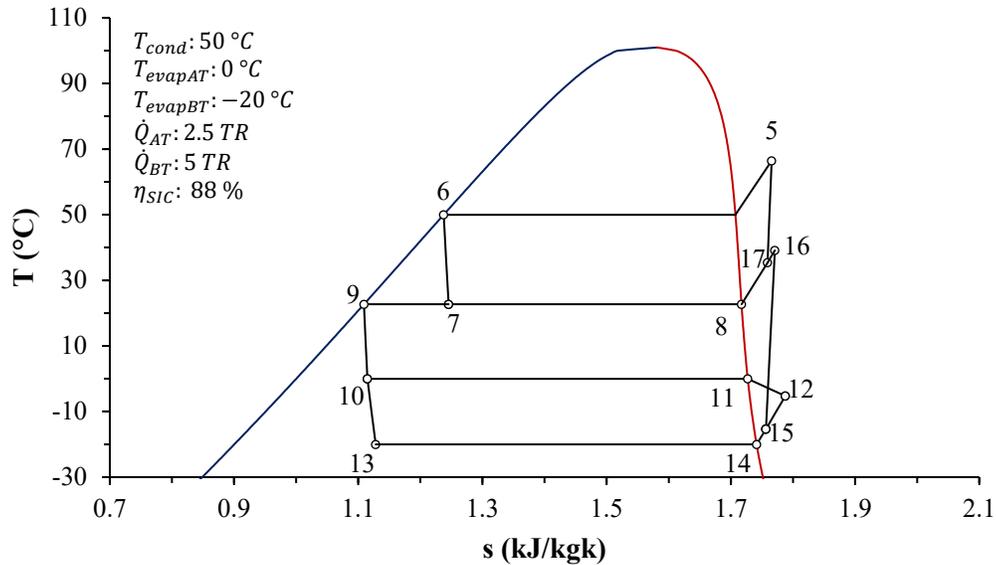


Figura 32 Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración dos cámaras frías y dos etapas de compresión.

El diagrama temperatura se muestran los procesos del ciclo, Figura 32. El refrigerante ingresa a la válvula de expansión 1 como líquido saturado, estado 6, en donde se expande e ingresa a la cámara separadora, estado 7. En la cámara separadora parte del refrigerante es llevado se transforma en líquido saturado, estado 9; por otra parte, la otra fracción del refrigerante se evapora hasta llegar a vapor saturado, estado 8, el vapor saturado ingresa a la cámara de mezclado 1, en donde se mezcla con el vapor sobrecalentado que proviene del compresor de baja presión, estado 16, para dar salida a más vapor sobrecalentado para que este ingrese al compresor de alta presión, estado 17. Una fracción del líquido saturado (estado 9) se expande en la válvula de expansión 2 y se dirige al evaporador de alta temperatura, donde retira calor del recinto frigorífico; la otra parte del líquido satura se expande en la válvula de expansión 4, estado 13, en el evaporador de baja temperatura, el refrigerante realiza un cambio de fase a temperatura constante hasta obtener vapor saturado seco, estado 14.

La fracción másica que sale del evaporador de alta temperatura como vapor saturado seco, estado 12, se expande en la válvula de expansión 3 y sale como vapor sobrecalentado, estado 12, donde se mezcla con el vapor saturado del evaporador de baja temperatura (estado 14) en la cámara de mezclado 2, para dar salida a vapor sobrecalentado, estado 15, el cual ingresara al compresor de baja presión.



Con base a la primera Ley de la Termodinámica se realiza el balance de energía y masa del sistema y las expresiones se muestran en la Tabla 26.

Tabla 26 Balance de energía y masa del ciclo de refrigeración dos cámaras frías y dos etapas de compresión.

<b>Trabajo mecánico</b>	
$w_{CAP} = h_5 - h_{17}$	
$w_{CBP} = (1 - m_1)(h_{16} - h_{15})$	
<b>Potencia suministrada</b>	
$\dot{W}_{CAP} = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_5 - h_{17})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$	
$\dot{W}_{CBP} = \frac{(\dot{m}_{evapAT} + \dot{m}_{evapBT})(h_{16} - h_{15})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$	
<b>Efecto frigorífico en el evaporador de alta temperatura</b>	
$q_{evapAT} = m_{evapAT}(h_{11} - h_{10})$	
<b>Efecto frigorífico en el evaporador de baja temperatura</b>	
$q_{evapBT} = (1 - m_1 - m_{evapAT})(h_{14} - h_{13})$	
<b>Coficiente de desempeño</b>	
$COP = \frac{(m_{evapAT})(h_{11} - h_{10}) + (1 - m_1 - m_{evapAT})(h_{14} - h_{13})}{(h_5 - h_{17}) + (1 - m_1)(h_{16} - h_{15})}$	
<b>Flujos másicos</b>	
$\dot{m}_{evapAT} = \frac{\dot{Q}_{CFAT}}{m_{evapAT}(h_{11} - h_{10})}$	
$\dot{m}_{evapBT} = \frac{\dot{Q}_{CFBT}}{(1 - m_1 - m_{evapAT})(h_{11} - h_{10})}$	
$\dot{m}_1 = m_1(\dot{m}_{TOT})$	

Con base a la segunda Ley de la Termodinámica se establecen las expresiones para determinar las corrientes exergéticas e irreversibilidades de cada componente, así como, la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración, Tabla 27 y 28.

Tabla 27 Expresiones para determinar las corrientes exergéticas del sistema de refrigeración con dos cámaras frías y dos etapas de compresión.

Corrientes	Expresiones
------------	-------------



1	$\dot{\mathcal{E}}_1 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_5 - h_{17})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
2	$\dot{\mathcal{E}}_2 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_5 - h_{17})}{\eta_{mec}}$
3	$\dot{\mathcal{E}}_3 = \frac{(\dot{m}_{evapAT} + \dot{m}_{evapBT})(h_{16} - h_{15})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
4	$\dot{\mathcal{E}}_4 = \frac{(\dot{m}_{evapAT} + \dot{m}_{evapBT})(h_{16} - h_{15})}{\eta_{mec}}$
5	$\dot{\mathcal{E}}_5 = \dot{m}_{TOT} [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)]$
6	$\dot{\mathcal{E}}_6 = \dot{m}_{TOT} [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)]$
7	$\dot{\mathcal{E}}_7 = \dot{m}_{TOT} [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)]$
8	$\dot{\mathcal{E}}_8 = \dot{m}_1 [(h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0)]$
9	$\dot{\mathcal{E}}_9 = (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1) [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
9a	$\dot{\mathcal{E}}_{9a} = \dot{m}_{evapAT} [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
9b	$\dot{\mathcal{E}}_{9b} = \dot{m}_{evapBT} [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
10	$\dot{\mathcal{E}}_{10} = \dot{m}_{evapAT} [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)]$
11	$\dot{\mathcal{E}}_{11} = \dot{m}_{evapAT} [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)]$
12	$\dot{\mathcal{E}}_{12} = \dot{m}_{evapAT} [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)]$
13	$\dot{\mathcal{E}}_{13} = \dot{m}_{evapBT} [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)]$
14	$\dot{\mathcal{E}}_{14} = \dot{m}_{evapBT} [(h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)]$
15	$\dot{\mathcal{E}}_{15} = (\dot{m}_{evapAT} + \dot{m}_{evapBT}) [(h_{15} - h_0) - T_0 (s_{15} - s_0)]$
16	$\dot{\mathcal{E}}_{16} = (\dot{m}_{evapAT} + \dot{m}_{evapBT}) [(h_{16} - h_0) - T_0 (s_{16} - s_0)]$
17	$\dot{\mathcal{E}}_{17} = \dot{m}_{TOT} [(h_{17} - h_0) - T_0 (s_{17} - s_0)]$
18	$\dot{\mathcal{E}}_{18} = -\dot{Q}_{evapBT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{BT}} \right)$
19	$\dot{\mathcal{E}}_{19} = -\dot{Q}_{evapAT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapAT}} \right)$
20	$\dot{\mathcal{E}}_{20} = \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_5} \right)$

Tabla 28 Irreversibilidad de cada componente y eficiencia exergética del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías y dos etapas de compresión.

**Irreversibilidad en el compresor**



$\dot{I}_{CAP} = \dot{m}_{TOT} \left\{ \left( \frac{h_5 - h_{17}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_5 - h_{17}) - T_0(s_5 - s_{17})] \right\}$ $\dot{I}_{CBP} = (\dot{m}_{evapAT} + \dot{m}_{evapBT}) \left\{ \left( \frac{h_{16} - h_{15}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_{16} - h_{15}) - T_0(s_{16} - s_{15})] \right\}$
<b>Irreversibilidad en el condensador</b>
$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_{TOT} [(h_5 - h_6) - T_0(s_5 - s_6)] + \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_5} \right)$
<b>Irreversibilidad en las válvulas de expansión</b>
$\dot{I}_{VE1} = \dot{m}_{TOT} T_0 (s_7 - s_6)$ $\dot{I}_{VE2} = \dot{m}_{evapAT} T_0 (s_{10} - s_9)$ $\dot{I}_{VE3} = \dot{m}_{evapAT} T_0 (s_{12} - s_{11})$ $\dot{I}_{VE4} = (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_1 - \dot{m}_{evapAT}) T_0 (s_{13} - s_9)$
<b>Irreversibilidad en el evaporador</b>
$\dot{I}_{evapAT} = -\dot{Q}_{evapAT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapAT}} \right) - \dot{m}_{evapAT} [(h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11})]$ $\dot{I}_{evapBT} = -\dot{Q}_{evapBT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapBT}} \right) - \dot{m}_{evapBT} [(h_{13} - h_{14}) - T_0(s_{13} - s_{14})]$
<b>Irreversibilidad en las cámaras de mezclado</b>
$\dot{I}_{CM1} = (\dot{\mathcal{E}}_8 + \dot{\mathcal{E}}_{16}) - \dot{\mathcal{E}}_{17}$ $\dot{I}_{CM2} = (\dot{\mathcal{E}}_{12} + \dot{\mathcal{E}}_{14}) - \dot{\mathcal{E}}_{15}$
<b>Irreversibilidad en las cámaras separadoras</b>
$\dot{I}_{CS} = \dot{\mathcal{E}}_7 - (\dot{\mathcal{E}}_8 + \dot{\mathcal{E}}_9)$
<b>Eficiencia exergética del ciclo</b>
$\eta_{EXCR} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_{18} + \dot{\mathcal{E}}_{19}}{\dot{\mathcal{E}}_1 + \dot{\mathcal{E}}_3}$

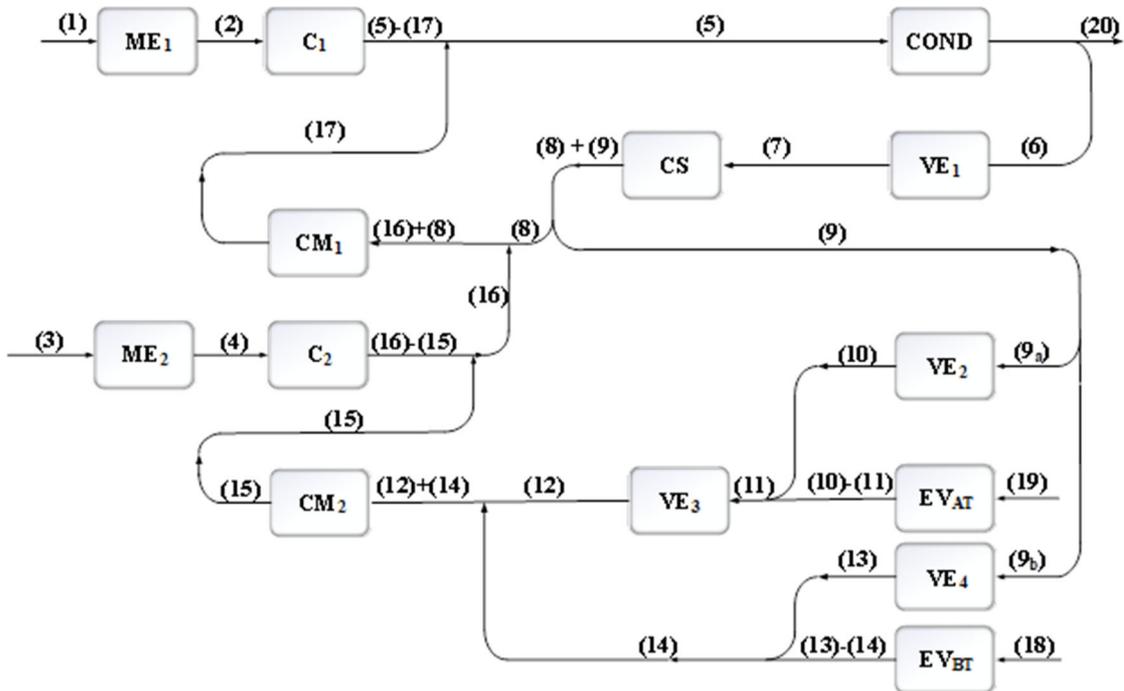


Figura 33 Estructura productiva del ciclo de refrigeración por compresión con dos cámaras frías y dos etapas de compresión.

En la Figura 33, se observa la estructura productiva del ciclo de refrigeración interenfriamiento, dos cámaras frías y dos etapas de compresión, donde se muestra los recursos, productos, residuos de cada componente. Por ejemplo, para los motores eléctricos, el recurso es el flujo de exergía que proviene de la corriente eléctrica, corrientes 1 y 7, mientras que, sus productos, corrientes 2 y 4, actúan como recursos de los compresores. El recurso del condensador es el flujo exergético 5, este flujo proviene de la interacción de las corrientes que proviene de la cámara de mezclado 1 y del compresor 1. Entretanto, se tiene dos productos en el condensador, la corriente 20 es el flujo exergético del calor que es desechado, por lo tanto, este flujo se considera como un residuo del sistema, el otro producto es el recurso de la válvula de expansión 1. Para las válvulas 2 y 4, su recurso son las corrientes 9a y 9b; estas corrientes corresponden a las fracciones del fluido de trabajo, mientras que, los productos de la válvula son las corrientes 10 y 13 respectivamente.

El recurso de los evaporadores son los flujos exergéticos que provienen de la carga térmica que se retira en los recintos frigoríficos y que son el propósito principal del sistema de refrigeración, para el evaporador de alta temperatura es la corriente 19 y para el de baja



temperatura es la corriente 18; el producto del evaporador de alta temperatura es la diferencia de corrientes exergéticas (10) - (11) y para el vaporado de baja temperatura es (13)-(14).

La cámara separadora tiene como recurso al producto de la válvula de expansión 1, corriente 7. El producto de la cámara separadora son los flujos de corriente 9 y 8. En las cámaras de mezclado 1 y 2 se tiene como recurso la adición de las corrientes (16) + (8) y (12) + (14) respectivamente. Mientras que, las corrientes 17 y 15 son su producto, estas corrientes se relacionan con los productos de los compresores.

Con base a la regla de asignación de costos, proposiciones y la estructura productiva, se establece el balance de los costos exergéticos y exergoeconómicos, mostrados en la Tabla 29.

Tabla 29 Balances de costos exergéticos y exergoeconómicos.

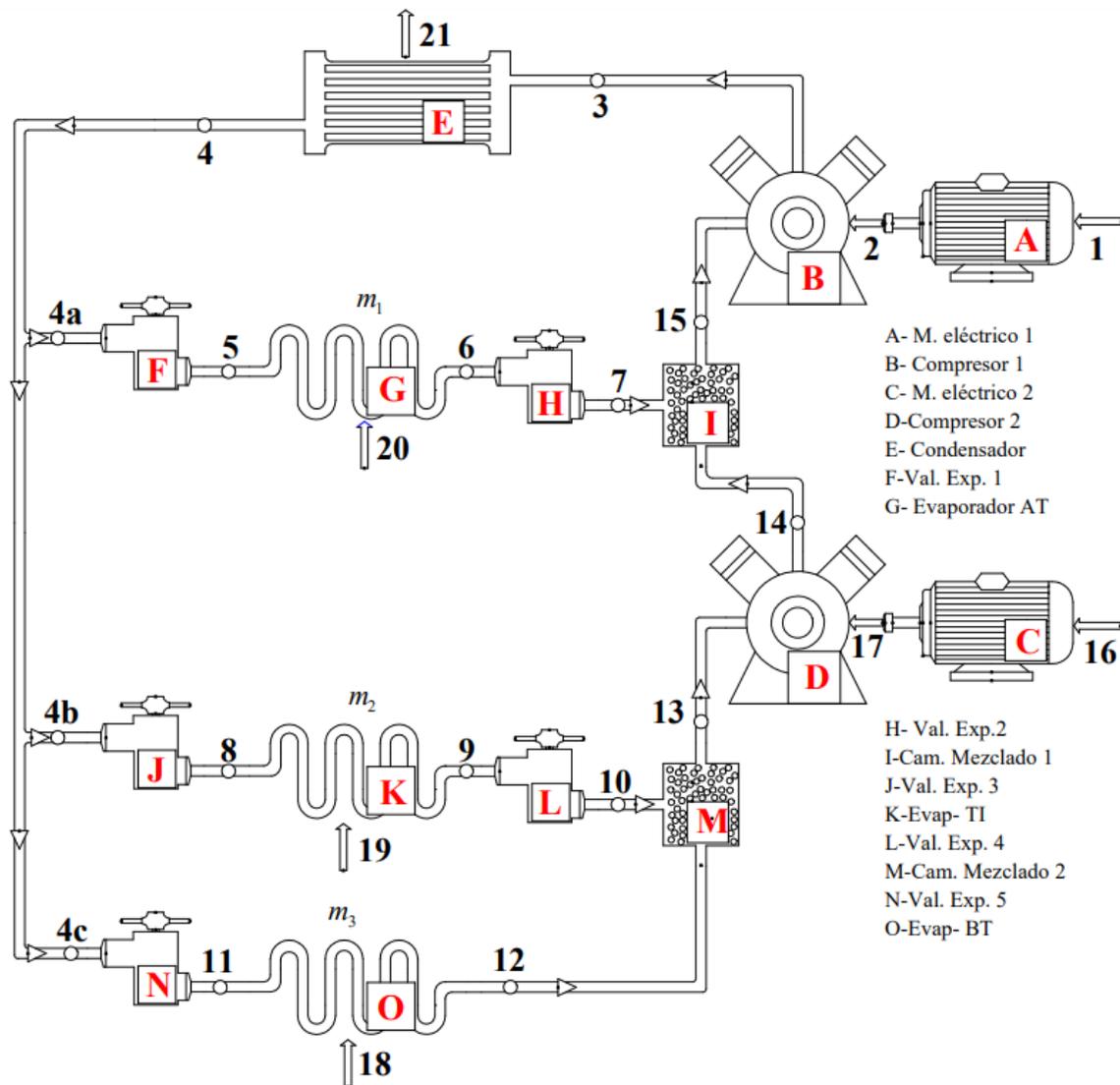
Corriente	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico 1	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = \dot{\mathcal{E}}_1 c_f$
Motor eléctrico 1	$E_1^* - E_2^* = 0$	$\Pi_1 - \Pi_2 = 0$
Compresor 1	$E_2^* - E_5^* + E_{17}^* = 0$	$\Pi_2 - \Pi_5 + \Pi_{17} = 0$
Condensador	$E_5^* - E_6^* - E_{20}^* = 0$	$\Pi_5 - \Pi_6 - \Pi_{20} = 0$
Nodo del condensador	$E_6^* \dot{\mathcal{E}}_{20} - E_{20}^* \dot{\mathcal{E}}_6 = 0$	$\Pi_6 \dot{\mathcal{E}}_{20} - \Pi_{20} \dot{\mathcal{E}}_6 = 0$
Válvula de expansión 1	$E_6^* - E_7^* = 0$	$\Pi_6 - \Pi_7 = 0$
Cámara separadora 1	$E_7^* - E_8^* - E_9^* = 0$	$\Pi_7 - \Pi_8 - \Pi_9 = 0$
Nodo cámara separadora 1	$E_8^* \dot{\mathcal{E}}_9 - E_9^* \dot{\mathcal{E}}_8 = 0$	$\Pi_8 \dot{\mathcal{E}}_9 - \Pi_9 \dot{\mathcal{E}}_8 = 0$
Cámara de mezclado 1	$E_8^* + E_{16}^* - E_{17}^* = 0$	$\Pi_8 + \Pi_{16} - \Pi_{17} = 0$
Válvula de expansión 2	$E_{9a}^* - E_{10}^* = 0$	$\Pi_{9a} - \Pi_{10} = 0$
Entrada al evaporador AT	$E_{19}^* = \dot{\mathcal{E}}_{19}$	$\Pi_{19} = \dot{\mathcal{E}}_{19} c_{CT}$
Evaporador de AT	$E_{19}^* - E_{10}^* + E_{11}^* = 0$	$\Pi_{19} - \Pi_{10} + \Pi_{11} = 0$
Válvula de expansión 3	$E_{11}^* - E_{12}^* = 0$	$\Pi_{11} - \Pi_{12} = 0$
Válvula de expansión 4	$E_{9b}^* - E_{13}^* = 0$	$\Pi_{9b} - \Pi_{13} = 0$
Entrada del evaporador BT	$E_{18}^* = \dot{\mathcal{E}}_{18}$	$\Pi_{18} = \dot{\mathcal{E}}_{18} c_{CT}$
Evaporador de BT	$E_{18}^* - E_{13}^* + E_{14}^* = 0$	$\Pi_{18} - \Pi_{13} + \Pi_{14} = 0$
Cámara de mezclado 2	$E_{12}^* + E_{14}^* - E_{15}^* = 0$	$\Pi_{12} + \Pi_{14} - \Pi_{15} = 0$
Entrada al motor eléctrico 2	$E_3^* = \dot{\mathcal{E}}_3$	$\Pi_3 = \dot{\mathcal{E}}_3 c_f$



Motor eléctrico 2	$E_3^* - E_4^* = 0$	$\Pi_3 - \Pi_4 = 0$
Compresor 2	$E_4^* - E_{16}^* + E_{15}^* = 0$	$\Pi_4 - \Pi_{16} + \Pi_{15} = 0$
Nodo VE 2	$E_9^* \dot{\mathcal{E}}_{9a} - E_{9a}^* \dot{\mathcal{E}}_9 = 0$	$\Pi_9 \dot{\mathcal{E}}_{9a} - \Pi_{9a} \dot{\mathcal{E}}_9 = 0$
Nodo VE 4	$E_{9a}^* \dot{\mathcal{E}}_{9b} - E_{9b}^* \dot{\mathcal{E}}_{9a} = 0$	$\Pi_{9a} \dot{\mathcal{E}}_{9b} - \Pi_{9b} \dot{\mathcal{E}}_{9a} = 0$

## Ciclo de refrigeración por compresión de vapor con dos etapas de compresión y tres cámaras frías

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor con tres cámaras frías y dos etapas de compresión se muestra en la Figura.34 Esta constituido con dos motores eléctricos, dos compresores, un condensador, cinco válvulas de expansión, dos cámaras de mezclado y tres evaporadores.



*Figura 34 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor con tres cámaras frigoríficas y dos etapas de compresión.*

En la Figura 35, se muestra los procesos y estados termodinámicos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con tres cámaras frías y dos etapas de compresión. El refrigerante



entra al condensador como vapor sobrecalentado, estado 3, en el condensador se realiza el proceso de rechazo de calor a presión constante, el refrigerante sale como líquido saturado, estado 4. El líquido saturado se expande de manera isoentálpicamente y se divide en tres fracciones, cada fracción se dirige a un evaporador distinto. Una fracción del refrigerante ingresa al evaporador de alta temperatura como mezcla de vapor y líquido, estado 5, se evapora hasta vapor saturado seco, estado 6, y se vuelve a expandir en la válvula de expansión dos para obtener vapor sobrecalentado, estado 7, donde se mezcla con el vapor sobrecalentó del compresor de baja temperatura.

Otra fracción del líquido saturado (estado 4) ingresa al evaporador de temperatura intermedia como mezcla y se evapora hasta vapor saturados seco, estado 9 y de igual manera, se expande en la válvula de expansión 4 para obtener vapor sobrecalentado, estado 10, donde se mezcla con el vapor saturado seco que proviene del evaporador de baja temperatura, estado 12. Esta mezcla ingresa al compresor de baja presión, estado 13.

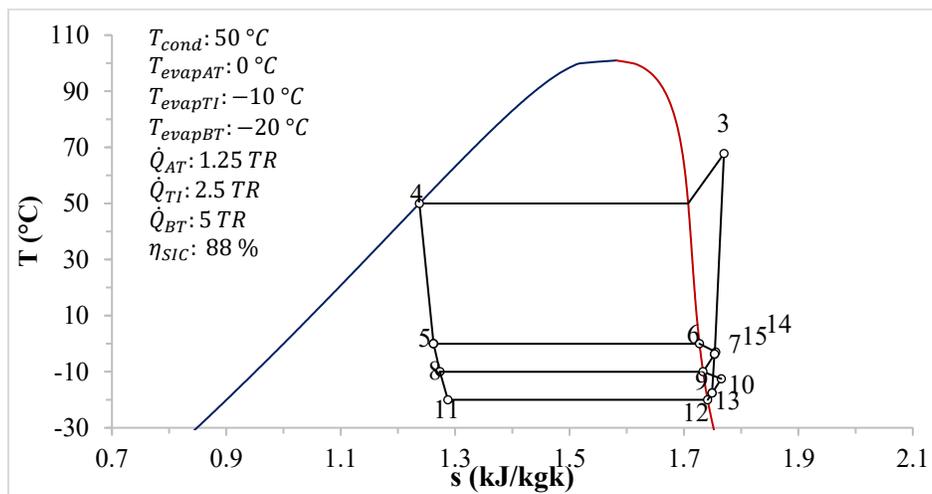


Figura 35 Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración con tres cámaras frías y dos etapas de compresión.

Con base al primer principio de la termodinámica se obtiene el balance masa y energía del ciclo de refrigeración con tres cámaras frías con dos etapas de compresión, Tabla 30.

Tabla 30 Balance de energía y masa del ciclo de refrigeración con tres cámaras frías y dos etapas de compresión.

**Trabajo mecánico**



$w_{CAP} = h_3 - h_{15}$ $w_{CBP} = (m_{evapTI} + m_{evapBT})(h_{14} - h_{13})$
<b>Potencia suministrada al compresor</b>
$P_{ELE} = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{15})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$ $P_{ELE} = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_{14} - h_{13})}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$
<b>Efecto frigorífico</b>
$q_{evapAT} = m_{evapAT}(h_6 - h_5)$ $q_{evapTI} = m_{evapTI}(h_9 - h_8)$ $q_{evapBT} = (1 - m_{evapAT} - m_{evapTI})(h_{12} - h_{11})$
<b>Coefficiente de desempeño</b>
$COP = \frac{m_{evapAT}(h_6 - h_5) + m_{evapTI}(h_9 - h_8) + (1 - m_{evapAT} - m_{evapTI})(h_{12} - h_{11})}{(h_3 - h_{15}) + (1 - m_{evapAT})(h_{14} - h_{13})}$
<b>Flujo másico del evaporador</b>
$\dot{m}_{evapAT} = \frac{\dot{Q}_{CFAT}}{m_{evapAT}(h_6 - h_5)}$ $\dot{m}_{evapTI} = \frac{\dot{Q}_{CFTI}}{(1 - m_{evapTI})(h_9 - h_8)}$ $\dot{m}_{evapBT} = \frac{\dot{Q}_{CFBT}}{(1 - m_{evapAT} - m_{evapTI})(h_6 - h_5)}$

Con base a la segunda Ley de la Termodinámica se establecen las expresiones para determinar las corrientes exergéticas e irreversibilidades de cada componente, así como, la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración, Tabla 31 y 32.

Tabla 31 Expresiones para determinar las corrientes exergéticas del sistema de refrigeración con tres cámaras frías y dos etapas de compresión.

Corrientes	Expresiones
1	$\dot{\mathcal{E}}_1 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{15})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
2	$\dot{\mathcal{E}}_2 = \frac{\dot{m}_{TOT}(h_3 - h_{15})}{\eta_{mec}}$
3	$\dot{\mathcal{E}}_3 = \dot{m}_{TOT} [(h_3 - h_0) - T_0 (s_3 - s_0)]$
4	$\dot{\mathcal{E}}_4 = \dot{m}_{TOT} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$
4a	$\dot{\mathcal{E}}_{4a} = \dot{m}_{evapAT} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$



4b	$\dot{\mathcal{E}}_{4b} = \dot{m}_{evapTI} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$
4c	$\dot{\mathcal{E}}_{4c} = \dot{m}_{evapBT} [(h_4 - h_0) - T_0 (s_4 - s_0)]$
5	$\dot{\mathcal{E}}_5 = \dot{m}_{evapAT} [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)]$
6	$\dot{\mathcal{E}}_6 = \dot{m}_{evapAT} [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)]$
7	$\dot{\mathcal{E}}_7 = \dot{m}_{evapAT} [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)]$
8	$\dot{\mathcal{E}}_8 = \dot{m}_{evapTI} [(h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0)]$
9	$\dot{\mathcal{E}}_9 = \dot{m}_{evapTI} [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
10	$\dot{\mathcal{E}}_{10} = \dot{m}_{evapTI} [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)]$
11	$\dot{\mathcal{E}}_{11} = \dot{m}_{evapBT} [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)]$
12	$\dot{\mathcal{E}}_{12} = \dot{m}_{evapBT} [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)]$
13	$\dot{\mathcal{E}}_{13} = (\dot{m}_{evapTI} + \dot{m}_{evapBT}) [(h_{13} - h_0) - T_0 (s_{13} - s_0)]$
14	$\dot{\mathcal{E}}_{14} = (\dot{m}_{evapTI} + \dot{m}_{evapBT}) [(h_{14} - h_0) - T_0 (s_{14} - s_0)]$
15	$\dot{\mathcal{E}}_{15} = \dot{m}_{TOT} [(h_{15} - h_0) - T_0 (s_{15} - s_0)]$
16	$\dot{\mathcal{E}}_{16} = \frac{(\dot{m}_{evapTI} + \dot{m}_{evapBT})(h_{14} - h_{13})}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
17	$\dot{\mathcal{E}}_{17} = \frac{(\dot{m}_{evapTI} + \dot{m}_{evapBT})(h_{14} - h_{13})}{\eta_{mec}}$
18	$\dot{\mathcal{E}}_{18} = -\dot{Q}_{evapBT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapBT}} \right)$
19	$\dot{\mathcal{E}}_{19} = -\dot{Q}_{evapTI} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapTI}} \right)$
20	$\dot{\mathcal{E}}_{20} = -\dot{Q}_{evapAT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapAT}} \right)$
21	$\dot{\mathcal{E}}_{21} = \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_3} \right)$

Tabla 32 Irreversibilidad de cada componente y eficiencia exergética del ciclo de refrigeración con tres cámaras frías y dos etapas de compresión.

<b>Irreversibilidad en el compresor</b>
$\dot{I}_{CAP} = \dot{m}_{TOT} \left\{ \left( \frac{h_3 - h_{15}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_3 - h_{15}) - T_0 (s_3 - s_{15})] \right\}$



$\dot{I}_C = (\dot{m}_{evapTI} + \dot{m}_{evapBT}) \left\{ \left( \frac{h_{14} - h_{13}}{\eta_{mec}} \right) - [(h_{14} - h_{13}) - T_0(s_{14} - s_{13})] \right\}$
<b>Irreversibilidad en el condensador</b>
$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_{TOT} [(h_3 - h_4) - T_0(s_3 - s_4)] + \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_3} \right)$
<b>Irreversibilidad en las válvulas de expansión</b>
$\begin{aligned} \dot{I}_{VE1} &= \dot{m}_{evapAT} T_0 (s_5 - s_4) \\ \dot{I}_{VE2} &= \dot{m}_{evapAT} T_0 (s_7 - s_6) \\ \dot{I}_{VE3} &= \dot{m}_{evapTI} T_0 (s_8 - s_4) \\ \dot{I}_{VE4} &= \dot{m}_{evapTI} T_0 (s_{10} - s_9) \\ \dot{I}_{VE3} &= (\dot{m}_{TOT} - \dot{m}_{evapAT} - \dot{m}_{evapTI}) T_0 (s_8 - s_4) \end{aligned}$
<b>Irreversibilidad en los evaporadores</b>
$\begin{aligned} \dot{I}_{evapAT} &= -\dot{Q}_{evapAT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapAT}} \right) - \dot{m}_{evapAT} [(h_5 - h_6) - T_0 (s_5 - s_6)] \\ \dot{I}_{evapTI} &= -\dot{Q}_{evapTI} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapTI}} \right) - \dot{m}_{evapTI} [(h_8 - h_9) - T_0 (s_8 - s_9)] \\ \dot{I}_{evapBT} &= -\dot{Q}_{evapBT} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evapBT}} \right) - \dot{m}_{evapBT} [(h_{11} - h_{12}) - T_0 (s_{11} - s_{12})] \end{aligned}$
<b>Irreversibilidad en la cámara de mezclado</b>
$\begin{aligned} \dot{I}_{CM1} &= (\dot{\mathcal{E}}_{14} + \dot{\mathcal{E}}_7) - \dot{\mathcal{E}}_{15} \\ \dot{I}_{CM2} &= (\dot{\mathcal{E}}_{10} + \dot{\mathcal{E}}_{12}) - \dot{\mathcal{E}}_{13} \end{aligned}$
<b>Eficiencia exergética del ciclo</b>
$\eta_{EXCR} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_{18} + \dot{\mathcal{E}}_{19} + \dot{\mathcal{E}}_{20}}{\dot{\mathcal{E}}_1 + \dot{\mathcal{E}}_{16}}$

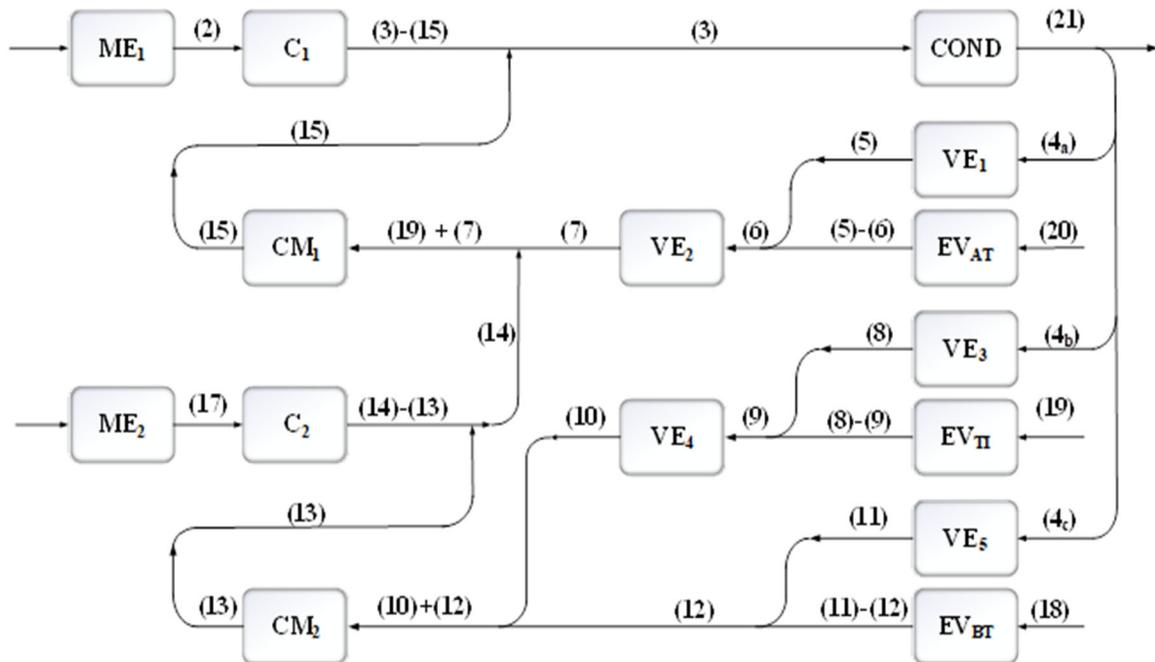


Figura 36 Estructura productiva del ciclo de refrigeración con tres cámaras frías y dos etapas de compresión.

En la Figura 37, se muestra la estructura productiva del ciclo de refrigeración con tres cámaras frías y dos etapas de compresión. Donde muestra los recursos, productos y/o residuos del sistema. Las corrientes interactúan de manera análoga que en el ciclo de refrigeración con dos cámaras frías y una etapa de compresión, sin embargo, en esta configuración tiene una etapa de compresión y una cámara frigorífica de más. Los recursos principales son las corrientes 16 y 17, que proviene de la energía eléctrica. Los otros recursos son las cargas térmicas retiradas de los recintos frigoríficos, corrientes 18, 19 y 20, estas corrientes son el propósito principal del ciclo de refrigeración. El fluido de trabajo se fracciona en tres partes que se dirigen a las válvulas de expansión 1, 3 y 5, corrientes 4a, 4b y 4c respectivamente. El recurso de la cámara de mezclado 1 es la adición de las corrientes 7 y 14; para la cámara de mezclado 2 es la adición entre la corriente 12 y 10. El producto de ambos interaccionan con las corrientes del producto de cada compresor.

La corriente 21, producto del condensador se considera como residuo del sistema que pertenece al flujo de calor exergético que se desecha del sistema hacia el medio ambiente.



Con base a la regla de asignación de costos, proposiciones y la estructura productiva, se establece el balance de los costos exergeticos y exergoeconomicos, mostrados en la Tabla. 33.

Tabla 33 Balances de costos exergeticos y exergoeconomicos.

Corriente	Costos exergeticos	Costos exergoeconomicos
Entrada al motor eléctrico 1	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = \dot{\mathcal{E}}_1 c_f$
Motor eléctrico 1	$E_1^* - E_2^* = 0$	$\Pi_1 - \Pi_2 = 0$
Compresor 1	$E_2^* - E_3^* + E_{15}^* = 0$	$\Pi_2 - \Pi_3 + \Pi_{15} = 0$
Condensador	$E_3^* - E_4^* - E_{21}^* = 0$	$\Pi_3 - \Pi_4 - \Pi_{21} = 0$
Nodo del condensador	$E_4^* \dot{\mathcal{E}}_{21} - E_{21}^* \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$	$\Pi_6 \dot{\mathcal{E}}_{20} - \Pi_{20} \dot{\mathcal{E}}_6 = 0$
Válvula de expansión 1	$E_{4a}^* - E_5^* = 0$	$\Pi_{4a} - \Pi_5 = 0$
Entrada al evaporador AT	$E_{20}^* = \dot{\mathcal{E}}_{20}$	$\Pi_{20} = \dot{\mathcal{E}}_{20} c_{CT}$
Evaporador de AT	$E_{20}^* - E_5^* + E_6^* = 0$	$\Pi_{20} - \Pi_5 + \Pi_6 = 0$
Válvula de expansión 2	$E_6^* - E_7^* = 0$	$\Pi_6 - \Pi_7 = 0$
Cámara de mezclado 1	$E_7^* + E_{14}^* - E_{15}^* = 0$	$\Pi_7 + \Pi_{14} - \Pi_{15} = 0$
Entrada al motor eléctrico 2	$E_{16}^* = \dot{\mathcal{E}}_{16}$	$\Pi_{16} = \dot{\mathcal{E}}_{16} c_f$
Motor eléctrico 2	$E_{16}^* - E_{17}^* = 0$	$\Pi_{16} - \Pi_{17} = 0$
Compresor 2	$E_{17}^* - E_{14}^* + E_{13}^* = 0$	$\Pi_{17} - \Pi_{14} + \Pi_{13} = 0$
Válvula de expansión 3	$E_{4b}^* - E_8^* = 0$	$\Pi_{4b} - \Pi_8 = 0$
Entrada del evaporador TI	$E_{19}^* = \dot{\mathcal{E}}_{19}$	$\Pi_{19} = \dot{\mathcal{E}}_{19} c_{CT}$
Evaporador de TI	$E_{19}^* - E_8^* + E_9^* = 0$	$\Pi_{19} - \Pi_8 + \Pi_9 = 0$
Válvula de expansión 4	$E_9^* - E_{10}^* = 0$	$\Pi_9 - \Pi_{10} = 0$
Cámara de mezclado 2	$E_{10}^* + E_{12}^* - E_{13}^* = 0$	$\Pi_{10} + \Pi_{12} - \Pi_{13} = 0$
Válvula de expansión 5	$E_{4c}^* - E_{11}^* = 0$	$\Pi_{4c} - \Pi_{11} = 0$
Entrada del evaporador BT	$E_{18}^* = \dot{\mathcal{E}}_{18}$	$\Pi_{18} = \dot{\mathcal{E}}_{18} c_{CT}$
Evaporador de BT	$E_{18}^* - E_{11}^* + E_{12}^* = 0$	$\Pi_{18} - \Pi_{11} + \Pi_{12} = 0$
Nodo VE 1	$E_4^* \dot{\mathcal{E}}_{4a} - E_{4a}^* \dot{\mathcal{E}}_4 = 0$	$\Pi_9 \dot{\mathcal{E}}_{9a} - \Pi_{9a} \dot{\mathcal{E}}_9 = 0$
Nodo VE 3	$E_{4a}^* \dot{\mathcal{E}}_{4b} - E_{4b}^* \dot{\mathcal{E}}_{4a} = 0$	$\Pi_{9a} \dot{\mathcal{E}}_{9b} - \Pi_{9b} \dot{\mathcal{E}}_{9a} = 0$
Nodo VE 5	$E_{4b}^* \dot{\mathcal{E}}_{4c} - E_{4c}^* \dot{\mathcal{E}}_{4b} = 0$	$\Pi_{9a} \dot{\mathcal{E}}_{9b} - \Pi_{9b} \dot{\mathcal{E}}_{9a} = 0$



## Ciclo de refrigeración de cascada

Algunas aplicaciones industriales requieren temperaturas moderadamente bajas, y el intervalo de temperaturas que intervienen es demasiado grande para un ciclo simple, Una de la manera para afrontar esa situación es implementar sistemas de refrigeración por etapas, es decir, tener dos o más ciclos operando en serie. Tales procesos se denominan sistemas de refrigeración en cascada.

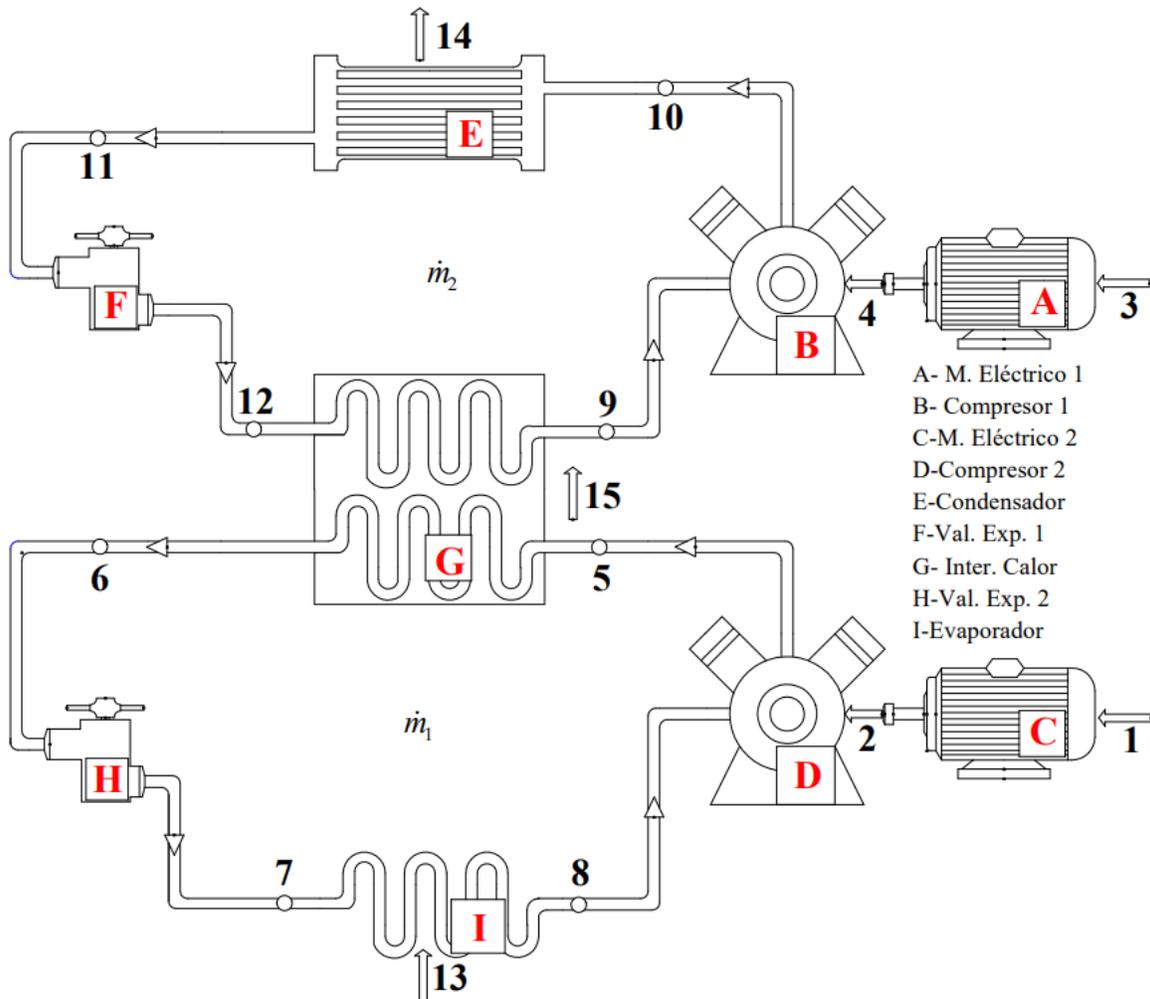


Figura 37 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor en cascada con dos etapas de compresión.

En la Figura 37, se muestra el diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión de vapor de cascada con dos etapas. Los dos ciclos se conectan por medio de un intercambiador de calor en medio, el cual sirve como evaporador para el ciclo superior y como condensador para el ciclo inferior. En este tipo de ciclos, en el intercambiador no existe



mezcla de refrigerantes, por lo tanto, pueden utilizarse en cada ciclo un refrigerante diferente o en su defecto, se puede utilizar el mismo refrigerante.

En la Figura 38 se muestra el diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración en cascada. El análisis se hizo con el mismo refrigerante por esa razón están en el mismo diagrama, sin embargo, cuando se utilizan refrigerantes diferentes para cada ciclo, cada uno de ellos tiene un diagrama independiente.

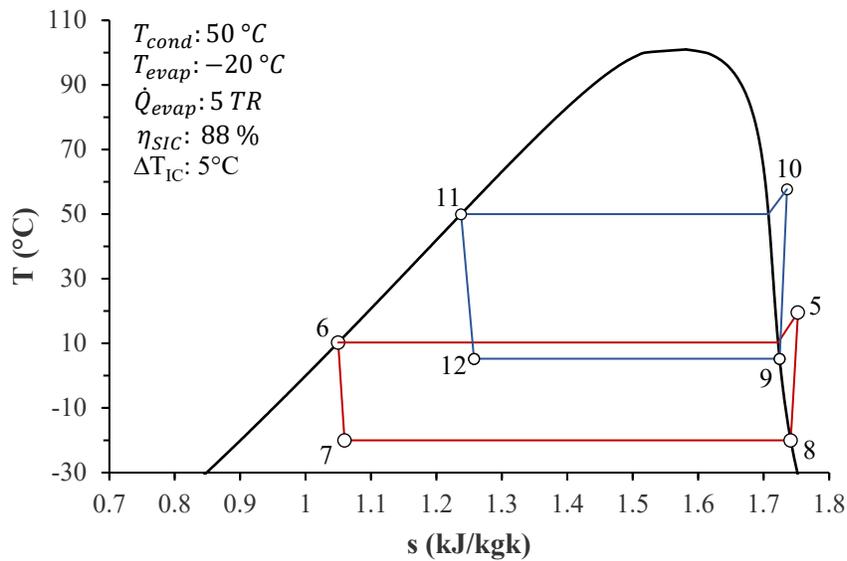


Figura 38 Diagrama temperatura-entropía del ciclo de refrigeración en cascada

Con base a la primera Ley de la Termodinámica se obtiene el balance de energético y másico del ciclo de refrigeración con dos cámaras frías, las expresiones se muestran en la Tabla 34.

Tabla 34 Balance de energía y masa del ciclo de refrigeración en Cascada

Trabajo mecánico
$w_{CBP} = (h_5 - h_8)$
Potencia suministrada
$\dot{W}_{CAP} = \frac{\dot{m}_2(h_{10} - h_9)}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$
$\dot{W}_{CBP} = \frac{\dot{m}_1(h_5 - h_8)}{\eta_{mec}\eta_{ele}}$
Efecto frigorífico



$q_{evap} = (h_8 - h_7)$
<b>Coefficiente de desempeño</b>
$COP = \frac{\dot{m}_1 (h_8 - h_7)}{\dot{m}_1 (h_5 - h_8) + \dot{m}_2 (h_{10} - h_9)}$
<b>Flujo másico en el intercambiador de calor</b>
$\dot{m}_1 (h_5 - h_6) = \dot{m}_2 (h_9 - h_{12})$
<b>Flujo másico en el evaporador</b>
$\dot{m}_{evapAT} = \frac{\dot{Q}_{CF}}{(h_8 - h_7)}$

Con base a la segunda Ley de la Termodinámica se establecen las expresiones para determinar las corrientes exergéticas e irreversibilidades de cada componente, así como, la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración, Tabla 35 y 36..

Tabla 35 Expresiones para determinar las corrientes exergéticas del ciclo de refrigeración en Cascada

Corrientes	Expresiones
1	$\dot{\mathcal{E}}_1 = \frac{\dot{m}_1 (h_5 - h_8)}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
2	$\dot{\mathcal{E}}_2 = \frac{\dot{m}_1 (h_5 - h_8)}{\eta_{mec}}$
3	$\dot{\mathcal{E}}_3 = \frac{\dot{m}_2 (h_{10} - h_9)}{\eta_{ele}\eta_{mec}}$
4	$\dot{\mathcal{E}}_4 = \frac{\dot{m}_2 (h_{10} - h_9)}{\eta_{mec}}$
5	$\dot{\mathcal{E}}_5 = \dot{m}_1 [(h_5 - h_0) - T_0 (s_5 - s_0)]$
6	$\dot{\mathcal{E}}_6 = \dot{m}_1 [(h_6 - h_0) - T_0 (s_6 - s_0)]$
7	$\dot{\mathcal{E}}_7 = \dot{m}_1 [(h_7 - h_0) - T_0 (s_7 - s_0)]$
8	$\dot{\mathcal{E}}_8 = \dot{m}_1 [(h_8 - h_0) - T_0 (s_8 - s_0)]$
9	$\dot{\mathcal{E}}_9 = \dot{m}_2 [(h_9 - h_0) - T_0 (s_9 - s_0)]$
10	$\dot{\mathcal{E}}_{10} = \dot{m}_2 [(h_{10} - h_0) - T_0 (s_{10} - s_0)]$
11	$\dot{\mathcal{E}}_{11} = \dot{m}_2 [(h_{11} - h_0) - T_0 (s_{11} - s_0)]$
12	$\dot{\mathcal{E}}_{12} = \dot{m}_2 [(h_{12} - h_0) - T_0 (s_{12} - s_0)]$



13	$\dot{\mathcal{E}}_{13} = -\dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evap}} \right)$
14	$\dot{\mathcal{E}}_{14} = \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{10}} \right)$
15	$\dot{\mathcal{E}}_{15} = \dot{Q}_{ICevap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_5} \right)$

Tabla 36 Irreversibilidad de cada componente y eficiencia exergética del ciclo de refrigeración en Cascada.

<b>Irreversibilidad en el compresor</b>
$\dot{I}_{CAP} = \dot{m}_2 \left\{ \left( \frac{h_{10} - h_9}{\eta_{mec}} \right) - [(h_{10} - h_9) - T_0(s_{10} - s_9)] \right\}$ $\dot{I}_{CBP} = \dot{m}_1 \left\{ \left( \frac{h_5 - h_8}{\eta_{mec}} \right) - [(h_5 - h_8) - T_0(s_5 - s_8)] \right\}$
<b>Irreversibilidad en el condensador</b>
$\dot{I}_{cond} = \dot{m}_2 [(h_{10} - h_{11}) - T_0(s_{10} - s_{11})] + \dot{Q}_{cond} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{10}} \right)$
<b>Irreversibilidad en las válvulas de expansión</b>
$\dot{I}_{VE1} = \dot{m}_1 T_0 (s_7 - s_6)$ $\dot{I}_{VE2} = \dot{m}_2 T_0 (s_{12} - s_{11})$
<b>Irreversibilidad en los evaporadores</b>
$\dot{I}_{evapAT} = -\dot{Q}_{evap} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{evap}} \right) - \dot{m}_{evap} [(h_7 - h_8) - T_0(s_7 - s_8)]$
<b>Irreversibilidad en intercambiador de calor</b>
$\dot{I}_{IC} = \dot{\mathcal{E}}_{15} - (\dot{\mathcal{E}}_{12} - \dot{\mathcal{E}}_9)$
<b>Eficiencia exergética del ciclo</b>
$\eta_{EXCR} = \frac{\dot{\mathcal{E}}_{13}}{\dot{\mathcal{E}}_1 + \dot{\mathcal{E}}_3}$

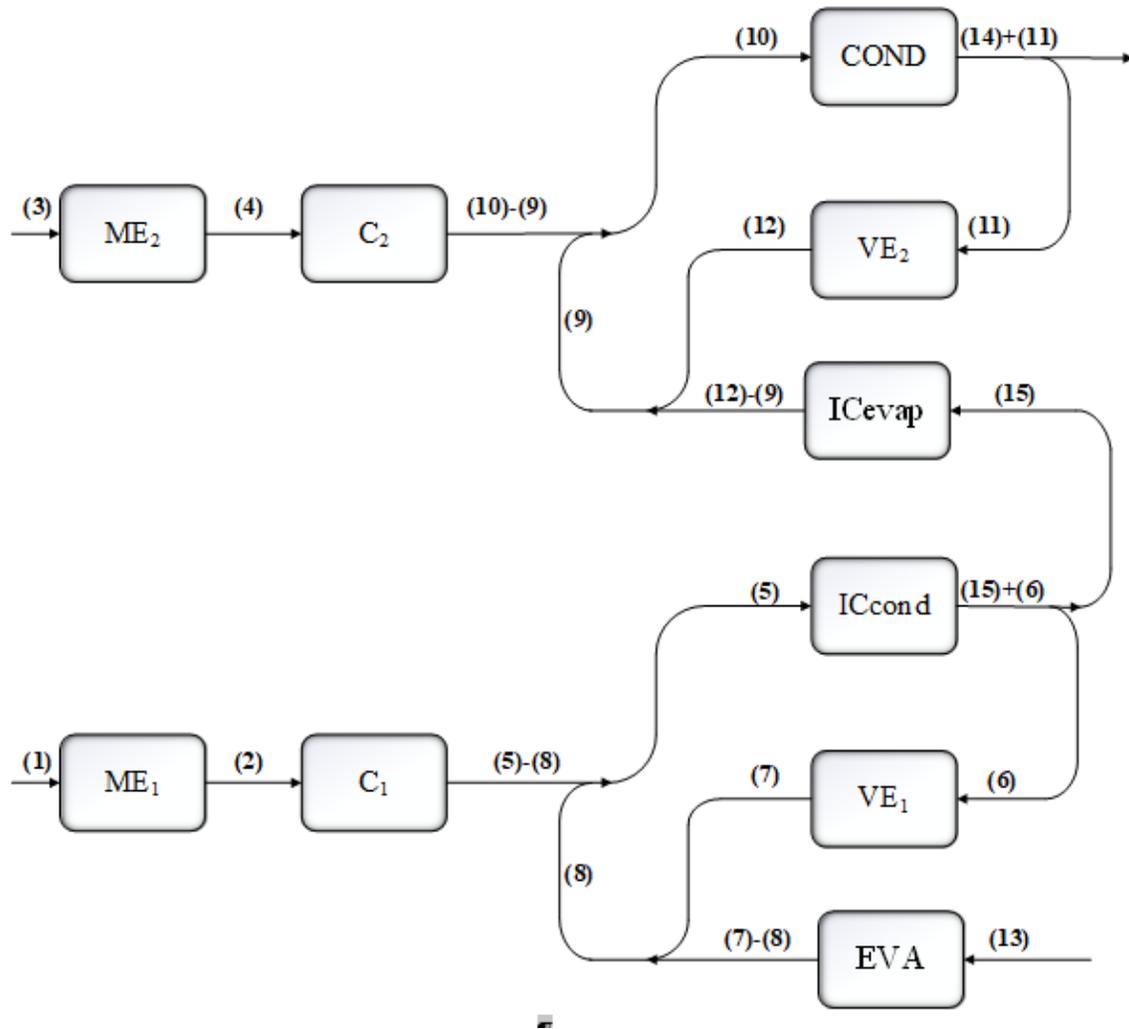


Figura 39 Estructura productiva del ciclo de refrigeración de cascada.

En la Figura 39, se muestra los recursos, productos de cada subsistema del ciclo de refrigeración en cascada. El comportamiento de esta estructura productiva, prácticamente son dos estructuras del ciclo simple, es decir, el recurso y producto es el mismo tipo de corriente exérgica para cada componente, sin embargo, la única diferencia es que el intercambiador de calor conecta a los dos ciclos, en otros términos, el intercambiador funciona como condensador para el ciclo inferior (baja presión) y como evaporador para el ciclo superior (alta presión), por lo tanto, al establecer la estructura productiva, el intercambiador de calor se consideró como dos subsistemas en vez de uno.

El recurso del intercambiador de calor del ciclo de baja presión que funciona como condensador es la corriente 5 y su producto son las corrientes 6, que forma inherente al ciclo



que actúa como recurso de la válvula de expansión 1, y la corriente 15, que el flujo de exergía en forma de calor que existe entre el fluido frío del ciclo inferior y el fluido caliente del ciclo superior. La corriente 15 ejerce como recurso del intercambiador de calor que funciona como evaporador para el ciclo superior, mientras que el producto es la diferencia entre las corrientes exergéticas 7 y 8.

Con base a la regla de asignación de costos, proposiciones y la estructura productiva, se establece el balance de los costos exergéticos y exergoeconómicos, mostrados en la Tabla 37.

Tabla 37 Balances de costos exergéticos y exergoeconómicos.

Corriente	Costos exergéticos	Costos exergoeconómicos
Entrada al motor eléctrico 1	$E_1^* = \dot{\mathcal{E}}_1$	$\Pi_1 = \dot{\mathcal{E}}_1 c_f$
Motor eléctrico 1	$E_1^* - E_2^* = 0$	$\Pi_1 - \Pi_2 = 0$
Compresor 1	$E_2^* - E_5^* + E_8^* = 0$	$\Pi_2 - \Pi_5 + \Pi_8 = 0$
Entrada al evaporador	$E_{13}^* = \dot{\mathcal{E}}_{13}$	$\Pi_{13} = \dot{\mathcal{E}}_{13} c_{CT}$
Evaporador	$E_{13}^* - E_7^* + E_8^* = 0$	$\Pi_{13} - \Pi_7 + \Pi_8 = 0$
Válvula de expansión 1	$E_6^* - E_7^* = 0$	$\Pi_6 - \Pi_7 = 0$
Intercambiador de calor (condensador)	$E_5^* - E_6^* - E_{14}^* = 0$	$\Pi_5 - \Pi_6 - \Pi_7 = 0$
Nodo IC (condensador)	$E_6^* \dot{\mathcal{E}}_{14} - E_{14}^* \dot{\mathcal{E}}_6 = 0$	$\Pi_6 \dot{\mathcal{E}}_{14} - \Pi_{14} \dot{\mathcal{E}}_6 = 0$
Intercambiador de calor (evaporador)	$E_{14}^* - E_{12}^* + E_9^* = 0$	$\Pi_{14} - \Pi_{12} + \Pi_9 = 0$
Entrada al motor eléctrico 2	$E_3^* = \dot{\mathcal{E}}_3$	$\Pi_3 = \dot{\mathcal{E}}_3 c_f$
Motor eléctrico 2	$E_3^* - E_4^* = 0$	$\Pi_3 - \Pi_4 = 0$
Compresor 2	$E_4^* - E_{10}^* + E_9^* = 0$	$\Pi_4 - \Pi_{10} + \Pi_9 = 0$
Válvula de expansión 2	$E_{11}^* - E_{12}^* = 0$	$\Pi_{11} - \Pi_{12} = 0$
Condensador	$E_{10}^* - E_{11}^* - E_{14}^* = 0$	$\Pi_{10} - \Pi_{11} - \Pi_{14} = 0$
Nodo condensador	$E_{11}^* \dot{\mathcal{E}}_{14} - E_{14}^* \dot{\mathcal{E}}_{11} = 0$	$\Pi_{11} \dot{\mathcal{E}}_{14} - \Pi_{14} \dot{\mathcal{E}}_{11} = 0$



## 4.2 Resultados

Los resultados se obtuvieron de acuerdo con los siguientes parámetros de operación,  $T_{amb} : 40^{\circ}C$ ,  $T_{CF} : -10^{\circ}C$ ,  $\eta_{SIC} : 88\%$ ,  $\eta_{mec} : 98\%$ ,  $\eta_{mec} : 98\%$ ,  $TR : 5$ .

En las Figura 40 se tiene el coeficiente de desempeño (COP), la eficiencia exérgica, los costos de operación exérgicos y exergoeconómicos de cada ciclo de refrigeración.

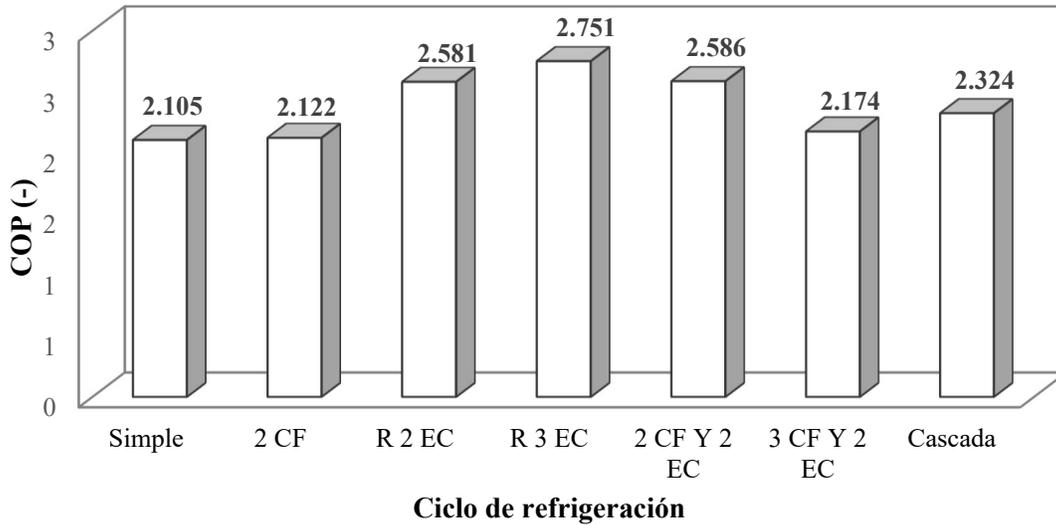


Figura 40 Coeficiente de desempeño de los sistemas múltiples del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Se observa que los sistemas de refrigeración con interenfriamiento (regenerativo) son los ciclos con altos coeficientes de desempeño, el sistema con tres etapas de compresión tiene 2.751 de COP, el ciclo de refrigeración con dos cámaras frías, interenfriamiento y dos etapas tiene 2.586 y el sistema regenerativo con dos etapas de compresión tiene 2.581. Estos sistemas de refrigeración obtienen un COP alto debido a que tienen una cámara de evaporización instantánea (cámara separadora) dependiendo de la configuración es la cantidad de cámaras que utilizara. La siguiente configuración que tiene el COP alto es el de cascada con dos etapas de compresión con 2.324. Estos sistemas tienen un aumento del 30.69, 22.85, 22.61 y 10.40 % respectivamente en comparación con el ciclo de refrigeración simple. Con base a un análisis energético se puede expresar que el sistema más adecuado es el regenerativo con tres etapas de compresión, sin embargo, la selección del sistema depende



de la aplicación en el cual se utilizará y el rango de temperaturas en cual deberá operar, puesto que, entre más dispositivos, el costo de inversión y de mantenimiento puede aumentar.

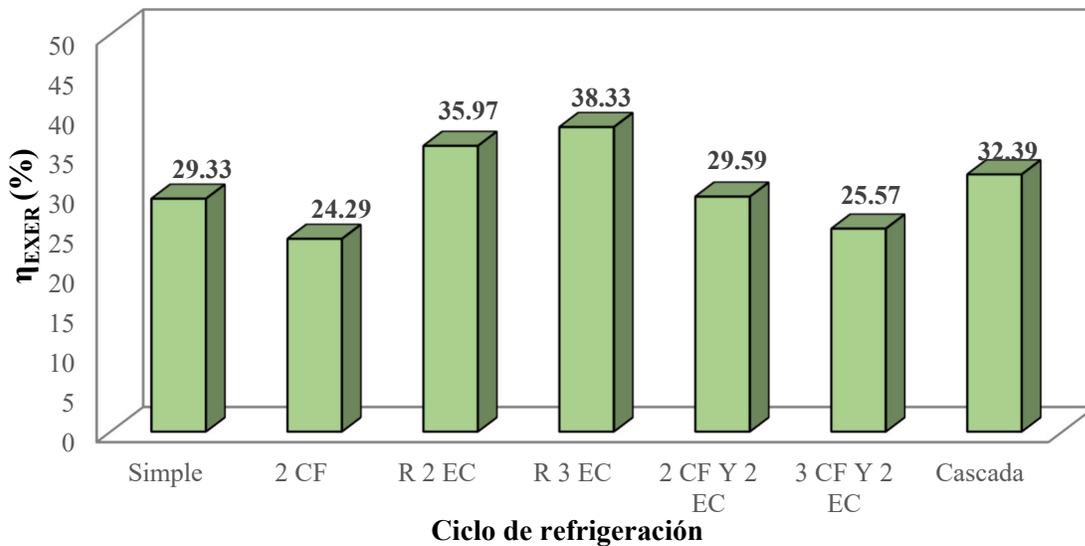


Figura 41 Eficiencia exergetica de los sistemas múltiples del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Como se ha mencionado, con base a un estudio energético se puede determinar la transformación de la energía, no obstante, no se puede dar una estimación del aprovechamiento máximo del sistema, por esa razón se le aplica un análisis exergetico para determinar la eficiencia exergetica del sistema. En la Figura se muestra que, el ciclo regenerativo con tres etapas tiene un 38.33 % de eficiencia exergetica, 9 % más respecto al ciclo simple. El siguiente sistema que tiene mayor aprovechamiento de sus recursos es el regenerativo con dos etapas de compresión con 35.97 % de eficiencia exergetica. El sistema de refrigeración en cascada dispone de un 32.39 % de eficiencia exergetica. Estos tres sistemas tienen un aprovechamiento mayor que el sistema simple, así como, el ciclo con dos etapas, dos cámaras frías con interenfriamiento con 0.26 % más que el simple. El ciclo que tiene dos cámaras frías obtiene 24.9 % de eficiencia exergetica, 5.04 % menos que el simple, de la misma manera, la eficiencia exergetica del ciclo con tres cámaras con dos etapas es menor con respecto al ciclo simple.

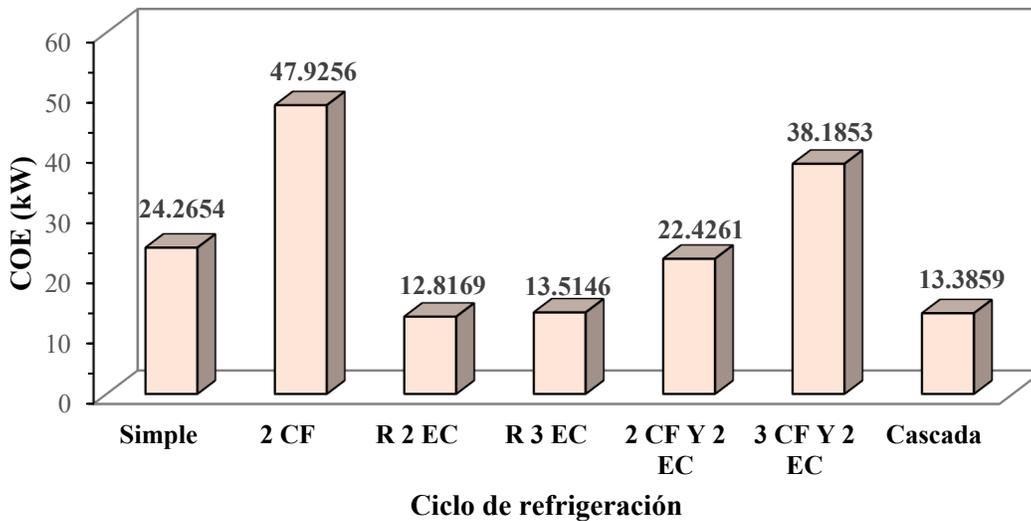


Figura 42 Costos de operación exergéticos de los sistemas múltiples del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Los costos de operación exergético indica el costo que genera la degradación de la energía en cada configuración del ciclo de refrigeración. En la Figura se muestra los costos de operación exergéticos, el ciclo de refrigeración simple tiene 24.27 kW do costos de operación exergético. Los sistemas que genera mayores costos con respecto al ciclo simple son, el ciclo con dos cámaras frías y el ciclo con tres cámaras frías con un aumento del 27.51 y 57.37 % respectivamente. Los ciclos que generan los menores costos exergéticos son el regenerativo de dos etapas y el ciclo en cascada con dos etapas de compresión con una disminución con respecto al simple del 47.18 y 44.84 % respectivamente. El ciclo de refrigeración regenerativo con tres etapas de compresión tiene 10.75 kW menos

Los costos de operación exergoeconómicos traduce el efecto de las irreversibilidades que existe en los sistemas en unidades monetarias por hora de operación. El ciclo simple obtiene 26.54 \$/h, pero al modificar este sistema, al agregar equipos y dispositivos, los costos de operación exergoeconómicos se redistribuyen y esto genera que los costos aumenten o reduzcan, esto se debe a los procesos que ocurren en dichas configuraciones del sistema de refrigeración. Los ciclos regenerativos (dos etapas y tres etapas) y el ciclo en cascada tienen una reducción de 43.14, 37.61 y 13.49 % respectivamente con respecto al ciclo simple. El ciclo con dos cámaras y dos disminuye 1.5735 \$/h. El ciclo de refrigeración con dos cámaras frías y el ciclo con tres cámaras frías y dos etapas tiene 7.09 y 11.48 \$/h de aumento con



respecto al simple, esto se debe a que, cuando el refrigerante se expande se generan irreversibilidades por ello la entropía aumenta y eso ocasiona que el efecto refrigerante disminuya.

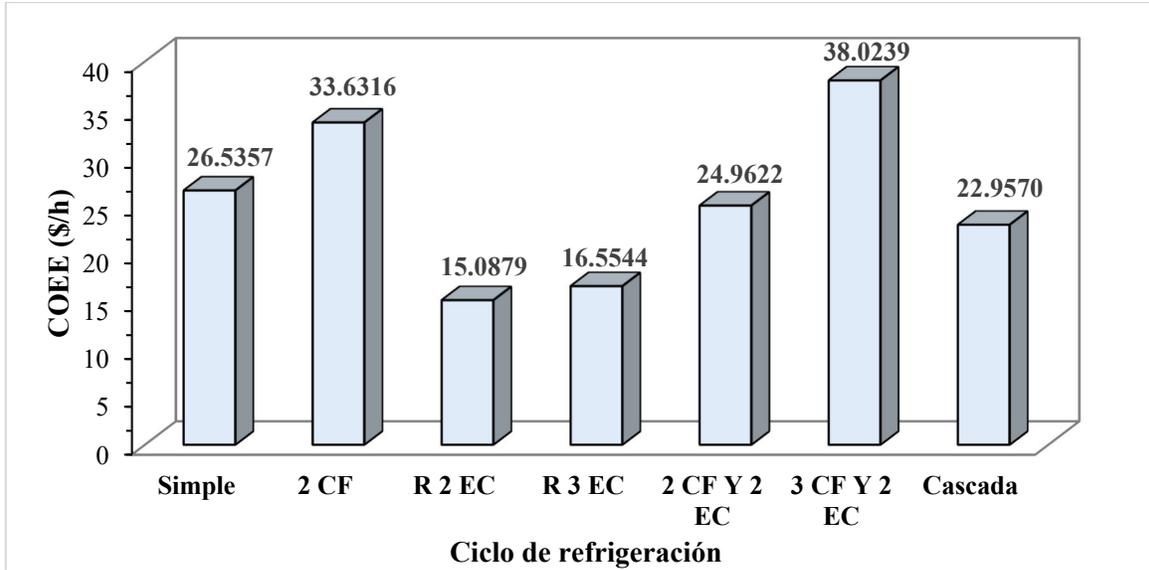


Figura 43 Costos de operación exergoeconómicos de los sistemas múltiples del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.



### 4.3 Análisis de resultados

Para establecer un análisis comparativo entre las diferentes configuraciones se deben realizar dependiendo de su función, por ejemplo, se efectúa el comparativo con el simple y con las configuraciones que solo tienen un recinto frigorífico, que es el caso del ciclo simple, el sistema regenerativo con dos etapas de compresión, regenerativo con tres etapas de compresión y el ciclo en cascada con dos etapas.

El otro comparativo que se realizó es el ciclo simple con respecto a los ciclos que tienen dos o más cámaras frías.

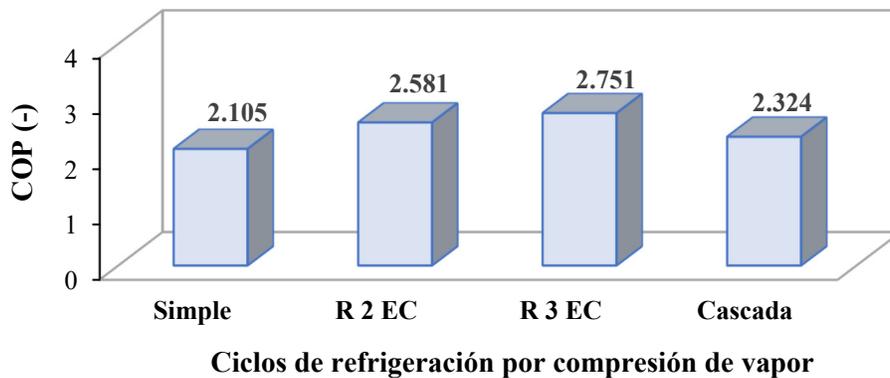


Figura 44 Coeficiente de desempeño de los ciclos de refrigeración con una sola cámara frigorífica.

En las Figuras 44 y 45, se muestran los comparativos del ciclo simple con los ciclos regenerativos y el de cascada. Estos sistemas retiran el calor de una sola cámara frigorífica. El ciclo simple es sistema más utilizado por sus bajos costos de instalación y mantenimiento. Sin embargo, ya no resulta conveniente operar con este tipo de sistema, en donde se operan a un rango de temperaturas mayores. El sistema que tiene un mejor COP es el regenerativo con tres etapas de compresión, con un 30.7 % de aumento con respecto al simple, el sistema con dos etapas de compresión y el de cascada tienen 22.61 % y 10.40 % de incremento respectivamente en comparación con el ciclo simple.

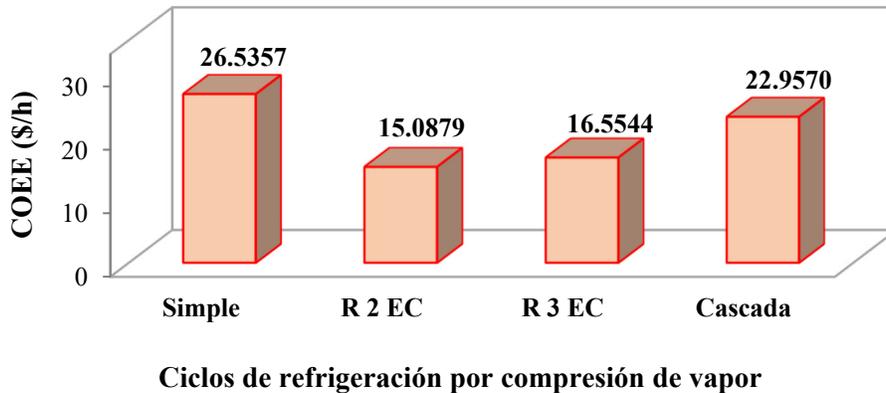


Figura 45 Costos de operación exergoeconómicos.

No obstante, para los COEE, el ciclo regenerativo con tres etapas, no es el más económico, a pesar de que haya obtenido el mejor COP de los cuatro sistemas, en la redistribución de los COEE, es el ciclo regenerativo (R 2 EC) con una disminución del 43.15 % menor que el ciclo simple; el sistema de refrigeración en cascada tiene una reducción de 13.5 % en COEE. Por consiguiente, dependiendo de la aplicación que se utilizara el sistema depende el rango de temperatura entre el foco frío y medio ambiente se debe determinar que configuración es la más adecuada, sin embargo, con base los resultados obtenidos nos indica que el sistema que es más rentable en regenerativo con dos etapas de compresión.

En las Figuras 46 y 47, se muestra los resultados del COP y COEE de los sistemas de refrigeración que retiran calor en más de una cámara frigorífica con respecto al sistema simple. La configuración que tiene un aumento notable en el COP de 22.85 % en comparación con el simple es el ciclo con dos cámaras fría con dos etapas de compresión y interenfriamiento intermedio. El ciclo con dos cámaras frías y una etapa de compresión solo tiene un incremento de 0.81 %; y el ciclo con tres cámaras frías y dos etapas de compresión de 3.27 % en relación con el simple.

Referente a los COEE, el ciclo simple origina 26.5357 \$/h, el único sistema, que en la redistribución de sus COEE tiene una reducción de 5.93 % es el de 2 CF y 2 EC. Los sistemas



con dos cámaras frías y el ciclo con tres cámaras frías con dos etapas de compresión registran un aumento de 26.74 % y 43.29 % respectivamente en comparación con el ciclo simple.

Los resultados indican que los sistemas que tienen dos o más cámaras frigoríficas generan mayores costos de los distintos arreglos que presentan este trabajo, esto se debe a que, entre mayor cantidad de cámaras frías se necesita mover mayor cantidad flujo de refrigerante para retirar el calor de las diversas cámaras frigoríficas, esto genera un mayor consumo del recurso principal, energía eléctrica. Las ventajas que tienen estos sistemas que al tener diversas cámaras frías pueden operar a distintas temperaturas.

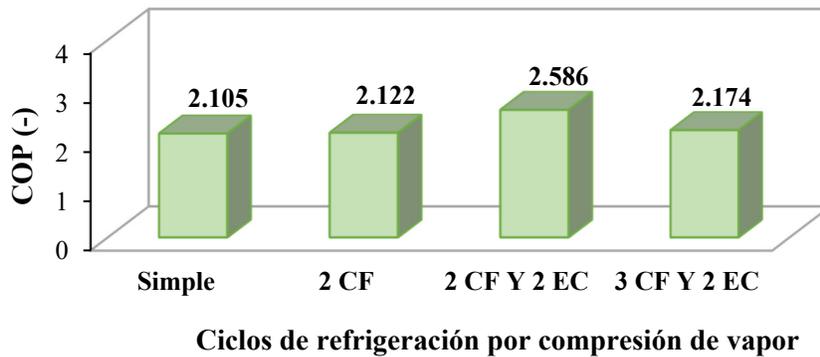


Figura 46 Coeficiente de desempeño de los ciclos de refrigeración.

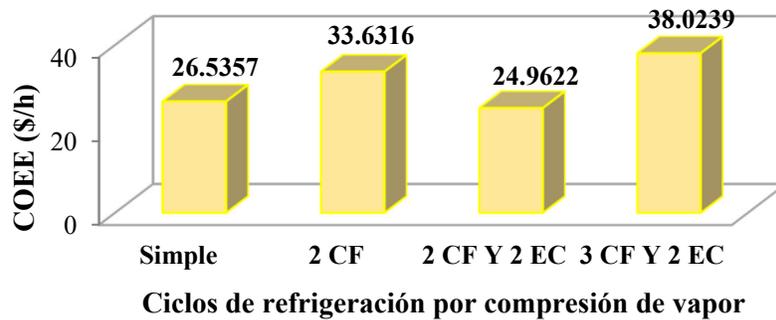


Figura 47 Costos de operación exergoeconómicos de los ciclos de refrigeración.



#### 4.4 Análisis Paramétrico

En las Figuras 48, se muestra el análisis paramétrico de la eficiencia exergética en función del COP del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión. Este tipo de análisis se modifica tanto como la temperatura ambiental como la del recinto frigorífico. Al aumentar la temperatura ambiental y en donde se mantiene fija la del recinto frigorífico, la eficiencia exergética y el COP disminuye. Sin embargo, si la temperatura ambiental se mantiene fija y la temperatura frigorífica se modifica, el COP disminuye, pero la eficiencia exergética incrementa. Por ejemplo, se tienen dos diferentes puntos en el análisis, el punto A tiene una eficiencia exergética de 45.69 % y el COP de 4.54 a una temperatura ambiental y frigorífica de 25 y 0 °C. Mientras que, en el punto B operando con una temperatura ambiental y frigorífica de 40 y -12 °C, tiene un COP de 2.48 y una eficiencia exergética de 36.53 %. Al modificar la temperatura ambiental como frigorífica, el punto B tiene una disminución de 45.37 % del COP y 0.70 % de eficiencia exergética con respecto al punto B.

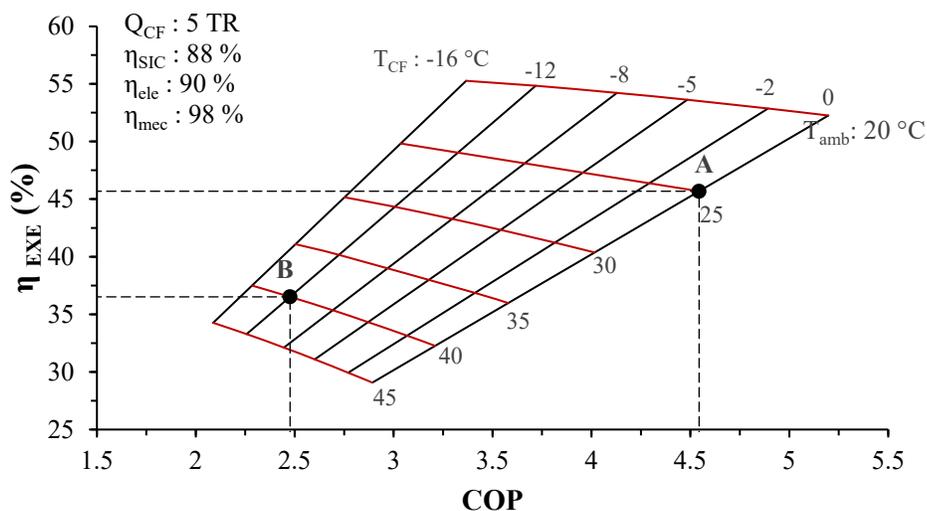


Figura 48 Diagrama paramétrico de la eficiencia exergética en función del COP exergética del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión.

En la Figura 50 se muestra el mismo comportamiento para el ciclo en cascada, sin embargo, al comparar las condiciones de operación similares, el ciclo de refrigeración regenerativo con dos compresores tiene un mejor funcionamiento, al tener un mayor COP y eficiencia exergética de 15% y 13% en promedio respectivamente.

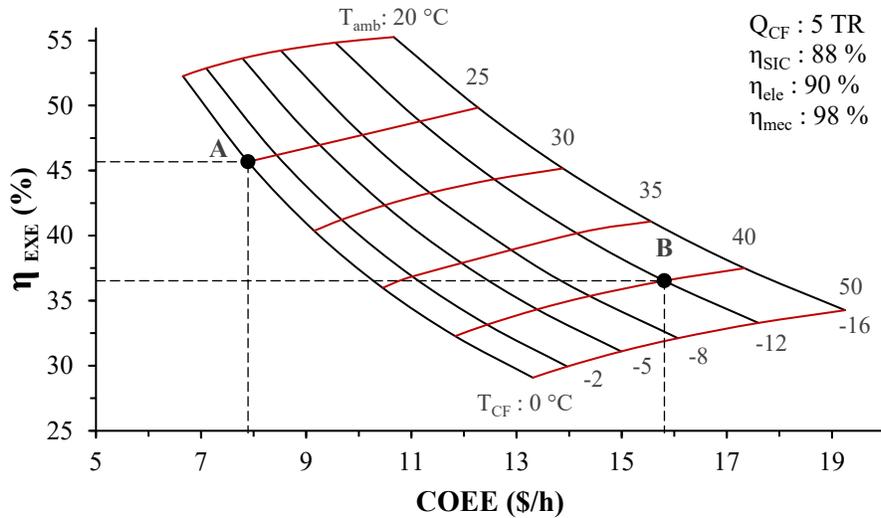


Figura 49 COEE en función de la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración regenerativo con dos etapas de compresión.

En la Figura 51, se muestra el COEE en función de la eficiencia exergética del ciclo de refrigeración del arreglo en cascada. Los parámetros que varían son la temperatura ambiental y frigorífica. Al aumentar la temperatura ambiental y manteniendo fija la temperatura frigorífica el COEE aumenta y la eficiencia exergética disminuye. Por el contrario, al mantener una temperatura ambiente fija y disminuir la temperatura frigorífica, la eficiencia exergética y los COEE disminuyen. El punto A tiene un COP de 6.86 y una eficiencia exergética 40.82 % a una temperatura ambiental y frigorífica de 25 y -2 °C respectivamente. El punto B al operar a una temperatura ambiental y frigorífica de 40 y -12 °C, tiene 254.22 % de aumento en los COEE, mientras que, la eficiencia exergética tiene una disminución de 19.35 % respecto al punto A. En la Figura 50 se muestra la misma tendencia para el ciclo regenerativo para dos compresores. Cuando se tienen tirantes térmicos menores a 30°C, ambos sistemas tienen costos aproximadamente iguales, sin embargo, cuando los tirantes de temperatura se incrementan, en el ciclo en cascada los costos se aumentan considerablemente, por ejemplo, al comparar el punto B, el ciclo en cascada resulta más cara su operación por 8 \$/h más que el ciclo regenerativo.

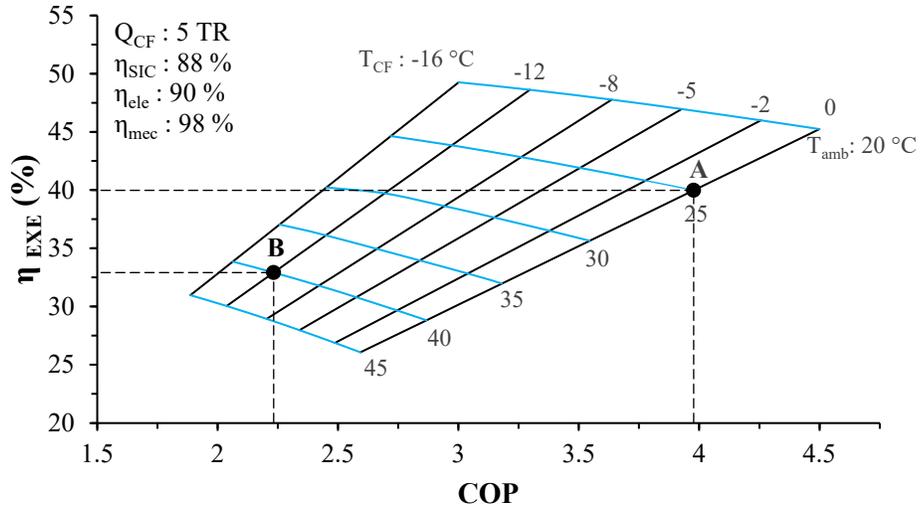


Figura 50 Eficiencia exergetica en función del COP del ciclo de refrigeración en Cascada.

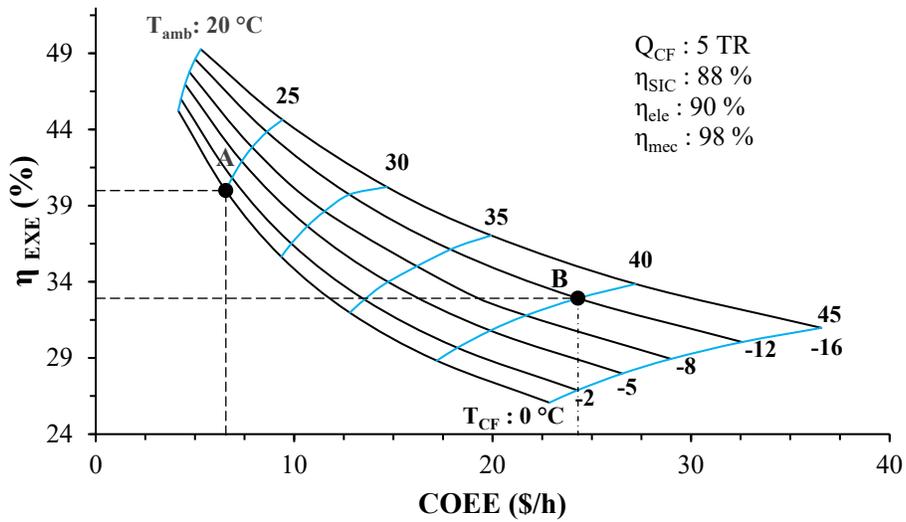


Figura 51 COEE en función de la eficiencia exergetica del ciclo de refrigeración en Cascada.



## Conclusiones

La Teoría del Costo Exergético es una gran herramienta para establecer un análisis termoeconómico a los sistemas térmicos, es de gran ayuda para determinar los costos de operación exergéticos y los costos de operación exergoeconómicos, pero, generalmente, esta herramienta es aplicada a los sistemas que generan potencia eléctrica como los ciclos de gas, vapor o combinados (gas-vapor) ya que cuentan con una estructura productiva rígida, es decir, tanto sus propósitos, recursos y productos de cada uno de sus componentes lo tienen bien definidos. Sin embargo, para los sistemas térmicos que consumen potencia eléctrica, en este caso el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el condensador y el evaporador tienen interpretaciones diferentes en cada uno de los casos presentados en este trabajo.

La estructura del caso dos, con base a los resultados y a la física del sistema es extrapolable para los ciclos de refrigeración por compresión de vapor, debido, a que en el condensador ocurren las mayores irreversibilidades del ciclo y por consecuencia, tienen los costos de operación exergéticos y costos de operación exergoeconómicos más significativos, por lo cual se le debe de analizar como un componente productivo.

Con la estructura productiva que cumple con los criterios de la producción del frío como recurso y el condensador como sistema productivo para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple, establece la base general termoeconómica para asignar los costos de operación de configuraciones de refrigeración de compresión de vapor más robustas en sus componentes y funciones objetivo.

sirve como base para aplicar un análisis exergoeconómico a las diferentes configuraciones existentes y visualizar en donde ocurren las mayores irreversibilidades y ver como se redistribuyen los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos.

El ciclo de refrigeración por compresión de vapor simple es más utilizado, sin embargo, el ciclo de refrigeración regenerativo con etapas de compresión muestra un incremento en el COP del 22.61 % y una reducción 43.14 % en los costos de operación exergoeconómicos con



respecto al ciclo simple, es decir, es más factible utilizar este sistema que el simple al operar a un rango de temperaturas altas en donde solo existe una cámara frigorífica.

Los costos de operación exergéticos y exergoeconómicos son más sensibles a las variaciones de la temperatura ambiental que a la temperatura frigorífica.



## Nomenclatura

### Nomenclatura

$c$	Costo exergoeconómico unitario; [\$/kJ]
$COE$	Costo de operación exergoeconómico; [kW]
$COEE$	Costo de operación exergético; [\$/h]
$COP$	Coefficiente de desempeño; [-]
$\dot{I}$	Flujo de irreversibilidad; [kW]
$T$	Temperatura; [°C, K]
$P$	Presión; [bar]
$h$	Entalpía específica; [kJ/kg]
$s$	Entropía específica; [kJ/kgK]
$v$	Volumen específico; [m <sup>3</sup> /kg]
$x$	Calidad de vapor; [-]
$\dot{Q}$	Flujo de calor; [kW]
$TR$	Toneladas de refrigerante; [kW]
$\dot{m}$	Flujo; [kg/s]

### Símbolos

$\mathcal{E}$	Exergía específica; [kJ/kg]
$\dot{\mathcal{E}}$	Flujo exergético; [kW]
$\eta$	Eficiencia; [-]
$\Delta T$	Diferencia de temperatura; [°C, K]
$\Pi$	Costo exergoeconómico;

### Abreviaturas

$amb$	Ambiente
$CF$	Cámara frigorífica



<i>cond</i>	Condensador
<i>ele</i>	Eléctrica
<i>evap</i>	Evaporador
<i>exe</i>	Exergética
<i>mec</i>	Mecánica
<i>ref</i>	Refrigerante
<i>sic</i>	Isentrópica



## Índice de Figuras

FIGURA 1 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR SIMPLE. ....	2
FIGURA 2 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA.....	3
FIGURA 3 DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA.....	3
FIGURA 4 DIAGRAMA PARAMÉTRICO DEL RETIRO DE CALOR DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA EN FUNCIÓN AL TRABAJO DEL COMPRESOR. ....	11
FIGURA 5 DIAGRAMA PARAMÉTRICO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN EN FUNCIÓN AL FLUJO DEL REFRIGERANTE.....	12
FIGURA 6 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA SIMPLE A DIFERENTES TEMPERATURAS AMBIENTALES. ....	12
FIGURA 7 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA SIMPLE CON DIFERENTES TEMPERATURAS DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.....	13
FIGURA 8 DIAGRAMA EXERGÍA-ENTALPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR SIMPLE.....	22
FIGURA 9 DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR SIMPLE. ....	34
FIGURA 10 ESTRUCTURA PRODUCTIVA CASO 1.....	35
FIGURA 11 ESTRUCTURA PRODUCTIVA CASO 2.....	36
FIGURA 12 ESTRUCTURA PRODUCTIVA CASO 3.....	36
FIGURA 13 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS DE CADA COMPONENTE DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN. ....	44
FIGURA 14. COSTOS DE OPERACIÓN EXERGÉTICO DE LOS TRES CASOS PROPUESTOS. ....	45
FIGURA 15. COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS DE LOS TRES CASOS PROPUESTOS.....	46
FIGURA 16 COMPORTAMIENTO ENERGÉTICO Y EXERGÉTICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.....	49
FIGURA 17 COMPORTAMIENTO EXERGÉTICO Y EXERGOECONÓMICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN. ....	50
FIGURA 18 COSTO DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICO Y FLUJO DE REFRIGERANTE EN FUNCIÓN DE LA POTENCIA FRIGORÍFICA Y DE LA TEMPERATURA AMBIENTE. ....	51
FIGURA 19 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA AMBIENTE. ....	51
FIGURA 20 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA FRIGORÍFICA.....	52
FIGURA 21 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS EN FUNCIÓN DE LA EFICIENCIA ISOENTRÓPICA DEL COMPRESOR.....	53
FIGURA 22. CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON DOS CÁMARA FRIGORÍFICAS.....	56
FIGURA 23 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON DOS CÁMARA FRÍAS.....	57
FIGURA 24 ESTRUCTURA PRODUCTIVA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON DOS CÁMARA FRÍAS.....	59



FIGURA 25 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	62
FIGURA 26 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	63
FIGURA 27 ESTRUCTURA PRODUCTIVA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	66
FIGURA 28 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR REGENERATIVO CON TRES ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	68
FIGURA 29 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON TRES ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	69
FIGURA 30 ESTRUCTURA PRODUCTIVA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON TRES ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	73
FIGURA 31 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON INTERENFRIAMIENTO Y DOS CÁMARAS FRIGORÍFICAS.....	76
FIGURA 32 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN DOS CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	77
FIGURA 33 ESTRUCTURA PRODUCTIVA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN CON DOS CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	81
FIGURA 34 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON TRES CÁMARAS FRIGORÍFICAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	84
FIGURA 35 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON TRES CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	85
FIGURA 36 ESTRUCTURA PRODUCTIVA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON TRES CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	89
FIGURA 37 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR EN CASCADA CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	91
FIGURA 38 DIAGRAMA TEMPERATURA-ENTROPÍA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA ....	92
FIGURA 39 ESTRUCTURA PRODUCTIVA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN DE CASCADA.....	95
FIGURA 40 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO DE LOS SISTEMAS MÚLTIPLES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	97
FIGURA 41 EFICIENCIA EXERGÉTICA DE LOS SISTEMAS MÚLTIPLES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	98
FIGURA 42 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGÉTICOS DE LOS SISTEMAS MÚLTIPLES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	99
FIGURA 43 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS DE LOS SISTEMAS MÚLTIPLES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR.....	100
FIGURA 44 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO DE LOS CICLOS DE REFRIGERACIÓN CON UNA SOLA CÁMARA FRIGORÍFICA.....	101
FIGURA 45 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS.....	102
FIGURA 46 COEFICIENTE DE DESEMPEÑO DE LOS CICLOS DE REFRIGERACIÓN.....	103
FIGURA 47 COSTOS DE OPERACIÓN EXERGOECONÓMICOS DE LOS CICLOS DE REFRIGERACIÓN.....	103
FIGURA 48 DIAGRAMA PARAMÉTRICO DE LA EFICIENCIA EXERGÉTICA EN FUNCIÓN DEL COP EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	104
FIGURA 49 COEE EN FUNCIÓN DE LA EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	105



FIGURA 50 EFICIENCIA EXERGÉTICA EN FUNCIÓN DEL COP DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN EN  
CASCADA..... 106

FIGURA 51 COEE EN FUNCIÓN DE LA EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN EN  
CASCADA..... 106





## Índice de Tablas

TABLA 1 ESTADOS TERMODINÁMICOS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN SIMPLE.....	10
TABLA 2 BALANCE DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS PARA EL CASO 1. ....	39
TABLA 3 COSTOS EXERGÉTICOS EXERGOECONÓMICOS DE LAS CORRIENTES CASO 1. ....	39
TABLA 4 RECURSOS, PRODUCTOS, RESIDUOS, IRREVERSIBILIDADES, EFICIENCIA EXERGÉTICA, COSTO EXERGÉTICO Y EXERGOECONÓMICO UNITARIO DEL RECURSO, COE Y COEE DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA, CASO 1. ....	40
TABLA 5 COP, EFICIENCIA EXERGÉTICA, COE Y COEE DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR SIMPLE, CASO 1.....	40
TABLA 6 BALANCE DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS PARA EL CASO 2. ....	40
TABLA 7 COSTOS EXERGÉTICOS EXERGOECONÓMICOS DE LAS CORRIENTES CASO 2. ....	41
TABLA 8 RECURSOS, PRODUCTOS, RESIDUOS, IRREVERSIBILIDADES, EFICIENCIA EXERGÉTICA, COSTO EXERGÉTICO Y EXERGOECONÓMICO UNITARIO DEL RECURSO, COE Y COEE DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA, CASO 2. ....	41
TABLA 9 COP, EFICIENCIA EXERGÉTICA, COE Y COEE DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR SIMPLE, CASO 2.....	41
TABLA 10 BALANCE DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS PARA EL CASO 3. ....	41
TABLA 11 COSTOS EXERGÉTICOS EXERGOECONÓMICOS DE LAS CORRIENTES CASO 3. ....	42
TABLA 12 RECURSOS, PRODUCTOS, RESIDUOS, IRREVERSIBILIDADES, EFICIENCIA EXERGÉTICA, COSTO EXERGÉTICO Y EXERGOECONÓMICO UNITARIO DEL RECURSO, COE Y COEE DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA, CASO 3. ....	42
TABLA 13 COP, EFICIENCIA EXERGÉTICA, COE Y COEE DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR SIMPLE, CASO 3.....	42
TABLA 14 BALANCE DE ENERGÍA Y MASA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON DOS CÁMARAS FRÍAS .....	57
TABLA 15 EXPRESIONES PARA DETERMINAR LAS CORRIENTES EXERGÉTICAS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON DOS CÁMARAS FRÍAS.....	58
TABLA 16 IRREVERSIBILIDAD DE CADA COMPONENTE Y EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON DOS CÁMARAS FRÍAS.....	58
TABLA 17 BALANCES DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS.....	60
TABLA 18 BALANCE DE ENERGÍA Y MASA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	63
TABLA 19 EXPRESIONES PARA DETERMINAR LAS CORRIENTES EXERGÉTICAS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	64
TABLA 20 IRREVERSIBILIDAD DE CADA COMPONENTE Y EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	65
TABLA 21 BALANCE DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS.....	67
TABLA 22 BALANCE DE ENERGÍA Y MASA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON TRES ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	70
TABLA 23 EXPRESIONES PARA DETERMINAR LAS CORRIENTES EXERGÉTICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON TRES ETAPAS DE COMPRESIÓN. ....	70



TABLA 24 IRREVERSIBILIDAD DE CADA COMPONENTE Y EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN REGENERATIVO CON TRES ETAPAS DE COMPRESIÓN. ....	71
TABLA 25 BALANCE DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS.....	74
TABLA 26 BALANCE DE ENERGÍA Y MASA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN DOS CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN. ....	78
TABLA 27 EXPRESIONES PARA DETERMINAR LAS CORRIENTES EXERGÉTICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON DOS CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN. ....	78
TABLA 28 IRREVERSIBILIDAD DE CADA COMPONENTE Y EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON DOS CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN. ....	79
TABLA 29 BALANCES DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS.....	82
TABLA 30 BALANCE DE ENERGÍA Y MASA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON TRES CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN. ....	85
TABLA 31 EXPRESIONES PARA DETERMINAR LAS CORRIENTES EXERGÉTICAS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN CON TRES CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	86
TABLA 32 IRREVERSIBILIDAD DE CADA COMPONENTE Y EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN CON TRES CÁMARAS FRÍAS Y DOS ETAPAS DE COMPRESIÓN.....	87
TABLA 33 BALANCES DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS.....	90
TABLA 34 BALANCE DE ENERGÍA Y MASA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA .....	92
TABLA 35 EXPRESIONES PARA DETERMINAR LAS CORRIENTES EXERGÉTICAS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA .....	93
TABLA 36 IRREVERSIBILIDAD DE CADA COMPONENTE Y EFICIENCIA EXERGÉTICA DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA.....	94
TABLA 37 BALANCES DE COSTOS EXERGÉTICOS Y EXERGOECONÓMICOS.....	96



## Bibliografía

- [1] P. S. R.D. Misra, «Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, n° 1, pp. 47-59, 2006.
- [2] J. P. George Tsatsaronis, «Exergoeconomic evaluation and optimization of energy systems-application to the CGAM problem,» *Energy*, vol. 19, n° 3, pp. 287-321, 1994.
- [3] A. V. M.A. Lozano, «Theory of the exergetic cost,» *Energy*, vol. 18, n° 9, pp. 939-960, 1993.
- [4] M. L. A. Valero, «Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem,» *Energy*, vol. 19, n° 3, pp. 365-381, 1994.
- [5] C. A. Frangopoulos, «Application of the thermoeconomic functional approach to the CGAM problem,» *Energy*, vol. 19, n° 3, pp. 323-342, 1994.
- [6] M. R. Spakovsky, «Application of engineering functional analysis to the analysis and optimization of the CGAM problem,» *Energy*, vol. 19, n° 3, pp. 343-364, 1994.
- [7] F. d. Massimo Dentice d'Accadia, «Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, n° 1, pp. 42-54, 1998.
- [8] G. Wall, «Optimization of refrigeration machinery,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 14, n° 6, pp. 336-340, 1991.
- [9] C. T. C. A. Valero, «Curso de doctorado de Termoeconomía,» Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, 2001.
- [10] M. Antonio Piacentino, «Critical analysis of conventional thermoeconomic approaches to the diagnosis of multiple faults in air conditioning units: capabilities, drawbacks and improvement directions. A case study for an air-cooled system with 120 kW capacity,» *International Journal of Refrigeration*, vol. 36, n° 1, pp. 24-44, 2013.
- [11] L. L. B. B. Hernández Mora, «Análisis exergoeconómico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor incluyendo el costo de imputación por la formación del residuo,» *DYNA*, vol. 86, n° 208, pp. 336-345, 2019.
- [12] M. S. A.E. Bonillas Blancas, «Operation costs exergoeconomic of transcritical refrigeration cycle with carbon dioxide,» *International Journal of Ambient Energy*, vol. 41, n° 4, pp. 1-25, 2018.



- [13 M. S. P. R. Lugo Leyte, «Análisis de costos de operación exergoeconómicos a un ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor usando HFC-134a,» *Revista Mexicana de Ingeniería Química*, vol. 12, nº 2, pp. 361-370, 2013.
- [14 C. F. d. electricidad, «CFE,» 2018. [En línea]. Available: [https://app.cfe.mx/aplicaciones/ccfe/tarifas/tarifas/Tarifas\\_casa.asp?Tarifa=DACTAR1&anio=2018](https://app.cfe.mx/aplicaciones/ccfe/tarifas/tarifas/Tarifas_casa.asp?Tarifa=DACTAR1&anio=2018). [Último acceso: 14 Diciembre 2018].
- [15 E. G. Pita, *Principios y sistemas de refrigeración*, Ciudad de México: LIMUSA, 1991.
- [16 M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentos de termodinámica técnica 2*, Barcelona: Reverte, 2004.
- [17 Y. A. Cengel, *Termodinámica 8va Edicion*, Mc Graw-Hill, 2015.