

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

ESCUELA DE POSGRADO

MAESTRÍA EN ENERGÍA



**Análisis exerético y exergoeconómico avanzado para el
diseño de un sistema de refrigeración por compresión a vapor
de configuración paralela utilizando fluido CO₂**

TESIS PARA OPTAR EL GRADO ACADÉMICO DE MAGÍSTER EN ENERGÍA

AUTOR

Daniella del Pilar Sevilla Silva

ASESOR

Dr. Julio César Cuisano Egusquiza

Julio, 2020

ÍNDICE

Lista de Figuras	4
Lista de Tablas	7
Simbología	10
Resumen	13
INTRODUCCIÓN	14
Objetivos	17
Organización del trabajo	18
CAPÍTULO 1: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	19
CAPÍTULO 2: MODELAMIENTO MATEMÁTICO	28
Objetivos del capítulo	33
2.1 Modelo termodinámico	33
2.2 Análisis exergético avanzado	40
2.3 Análisis exergoeconómico	48
2.4 Metodología de solución	57
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS Y RESULTADOS	61
Objetivos del capítulo	61
3.1 Modelo termodinámico	61
3.2 Análisis exergético	62
3.2.1 Análisis exergético simple	62
3.2.2 Análisis exergético avanzado	64
3.3 Análisis exergoeconómico	73
3.3.1 Cálculo de coeficientes de transferencia U de intercambiadores de calor	73
3.3.2 Cálculo de costos unitarios para cada corriente y de inversión para cada equipo	74
3.3.3 Análisis exergoeconómico	76
3.4 Optimización del sistema	82

3.4.1 Desarrollo matemático	84
3.4.2 Evaluación de optimización	86
a) Impacto sobre el COP	86
b) Impacto sobre exergías destruidas	87
c) Impacto sobre el factor exergoeconómico	90
CONCLUSIONES	92
BIBLIOGRAFÍA	95
ANEXOS	99



Lista de Figuras

Figura I.1: Evolución de refrigerantes industriales

Figura I.2: Variación de la capacidad de transmisión de calor de refrigerante por unidad de volumen en función de la temperatura de saturación

Figura I.3: Relación entre la caída de presión de los fluidos refrigerantes y CO₂

Figura I.4: Proceso transcrito usando CO₂

Figura I.5: Componentes típicos de un sistema de refrigeración por compresión

Figura 1.1: SC más Intercambiador de Calor Interno, equipo 3

Figura 1.2: SC más Compresión en 02 Etapas

Figura 1.3: SC más Compresión Paralela

Figura 1.4: SC más Eyectores

Figura 1.5: SC más Subenfriamiento

Figura 1.6: Comparación de sistemas de refrigeración vs. el sistema convencional con CO₂, elaborada a partir de los datos de la Tabla 1.2

Figura 1.7: Modificación del sistema de compresión paralela

Figura 2.1: Sistema de refrigeración con compresión paralela de dos niveles de refrigeración

Figura 2.2: Tasas de costos asociados con combustible y productos, así como con termoeconomía auxiliar para operaciones seleccionadas en estado estacionario

Figura 2.3: COP vs. Temperatura Ambiente (T_{amb})

Figura 2.4: Sistema de refrigeración con CO₂ de un supermercado

Figura 2.5: Ingreso (16) y salida (17) de aire en el enfriador de gas (GC)

Figura 2.6: Ingreso (18) y salida (19) de aire en el evaporador de media temperatura (E_{MT})

Figura 2.7: Ingreso (20) y salida (21) de aire en el evaporador de baja temperatura (E_{LT})

Figura 2.8: Captura del simulador ASPEN HYSYS para el diseño del enfriador de gas, obtenido para un grupo de datos seleccionado

Figura 2.9: Captura del simulador ASPEN HYSYS donde se muestra el cálculo de U , obtenido para un grupo de datos seleccionado

Figura 2.10: Diagrama lógico con metodología de solución

Figura 3.1: Comparación entre COP obtenido con modelo de Tsamos (2017) vs. COP obtenido con modelamiento propio

Figura 3.2: Ciclo de refrigeración de dos niveles térmicos, usando compresión paralela con CO_2

Figura 3.3: Porcentaje de contribución a la exergía destruida total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas del ambiente de trabajo

Figura 3.4: Porcentaje de contribución a la exergía destruida evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo

Figura 3.5: Sistema de refrigeración con compresión paralela usando CO_2 trabajado por Gullo (2016)

Figura 3.6: Porcentaje de exergía destruida evitable (AV, por sus siglas en inglés) por cada equipo del sistema de la Figura 3.5

Figura 3.7: Porcentaje de contribución a la exergía destruida endógena total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo

Figura 3.8: Porcentaje de contribución a la exergía destruida exógena total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo

Figura 3.9: Porcentaje de contribución a la exergía destruida exógena evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo

Figura 3.10: Porcentaje de contribución a la exergía destruida endógena evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas del ambiente de trabajo

Figura 3.11: Costos de inversión/operación/mantenimiento para cada equipo del sistema analizado en US\$/h, a diferentes temperaturas del ambiente de trabajo del sistema de refrigeración

Figura 3.12: Factor exergoeconómico sólo para los equipos cuya exergía destruida evitable es representativa

Figura 3.13: Comparación entre los valores de factor exergoeconómico de compresores obtenidos en este trabajo con respecto a los valores típicos obtenidos en la literatura

Figura 3.14: Comparación entre los valores de factor exergoeconómico de intercambiadores de calor obtenidos en este trabajo con respecto a los valores típicos obtenidos en la literatura

Figura 3.15: Eficiencias isoentrópicas de 5 tipos de compresores analizados en la referencia [33], respecto al ratio de presiones del compresor

Figura 3.16: Eficiencia isoentrópica de los 5 tipos de compresores a analizar vs. el ratio de presiones. Se incluye el compresor de alta presión C_{HP} del sistema analizado.

Figura 3.17: COP vs. temperatura ambiente para 2 escenarios: Usando sólo compresor original hasta 20°C y a partir de allí, el compresor B propuesto

Figura 3.18: Exergía destruida (total y evitable) del compresor de alta presión con el diseño original, y con el diseño original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$

Figura 3.19: Exergía destruida (total, evitable y exógena) del enfriador de gas con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$

Figura 3.20: Factor exergoeconómico para el compresor de alta presión (C_{HP}) con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$

Lista de Tablas

Tabla I.1: Propiedades críticas del CO₂

Tabla 1.1: Modificaciones al ciclo de refrigeración convencional estudiados por Cavallini et al (2005)

Tabla 1.2: Modificaciones realizadas sobre el sistema convencional y su correspondiente incremento de COP

Tabla 2.1: Resumen de datos del sistema a analizar

Tabla 2.2: Parámetros para el fluido aire en el sistema de trabajo

Tabla 2.3: Costos unitarios de exergía destruida (US\$/GJ) para cada equipo del sistema de refrigeración analizado

Tabla 2.4: Valores de temperatura ambiente tomados para la metodología de solución utilizada

Tabla 3.1: Porcentaje de contribución a la exergía destruida total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo

Tabla 3.2: Porcentaje de contribución a la exergía destruida evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo

Tabla 3.3: Porcentaje de contribución por equipo al total de exergía endógena evitable del sistema

Tabla 3.4: Porcentaje de contribución por equipo al total de exergía exógena evitable del sistema

Tabla 3.5: Condiciones de operación del enfriador de gas

Tabla 3.6: Valores del coeficiente global de transferencia de calor (U) para el enfriador de gas con CO₂, en el rango operativo de temperaturas ambiente del presente trabajo

Tabla 3.7: Costos unitarios para cada corriente del sistema analizado (US\$/GJ), a diferentes temperaturas ambiente de trabajo del sistema de refrigeración

Tabla 3.8: Costos de inversión/operación/mantenimiento para cada equipo del sistema analizado (US\$/h), a diferentes temperaturas del ambiente de trabajo del sistema de refrigeración

Tabla 3.9: Factor exergoeconómico para cada equipo del sistema de refrigeración

Tabla 3.10: Factor exergoeconómico para cada equipo del sistema de refrigeración, calculado con las exergías destruidas evitables para cada equipo

Tabla 3.11: Características generales de los 5 tipos de compresores analizados en la referencia [33]

Tabla 3.12: Coeficientes de la Ecuación 3.1 para cada tipo de compresor analizado

Tabla 3.13: Eficiencias isoentrópicas del compresor original de Tsamos (2017) y de los 5 tipos de compresores adicionales analizados (A, B, C, D y E) vs. la temperatura ambiente

Tabla 3.14: Exergía destruida (total y evitable) del compresor de alta presión con el diseño original, y con el diseño original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^{\circ}\text{C}$

Tabla 3.15: Exergía destruida (total, evitable y exógena) del enfriador de gas con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^{\circ}\text{C}$

Tabla 3.16: Factor exergoeconómico para el compresor de alta presión C_{HP} con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^{\circ}\text{C}$

Tabla A. 1: Temperaturas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada.

Tabla A. 2: Presiones del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada.

Tabla A. 3: Entalpías específicas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada.

Tabla A. 4: Entropías específicas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada.

Tabla A. 5: Exergías específicas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada, fluido CO_2 .

Tabla A. 6: Exergías específicas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada, fluido aire.

Tabla A. 7: Exergías destruidas por equipo para cada T_{amb} trabajada.

Tabla A. 8: Exergías destruidas evitables e inevitables por cada compresor del sistema.

Tabla A. 9: Exergías destruidas evitables e inevitables por cada intercambiador de calor del sistema.

Tabla A. 10: Exergías destruidas evitables e inevitables por cada válvula de expansión del sistema.

Tabla A. 11: Exergías destruidas endógenas y exógenas por cada compresor del sistema.

Tabla A. 12: Exergías destruidas endógenas y exógenas por cada intercambiador de calor del sistema.

Tabla A. 13: Exergías destruidas endógenas y exógenas por cada válvula de expansión del sistema.

Tabla A. 14: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de los compresores de alta y baja presión.

Tabla A. 15: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables del compresor de by-pass y del enfriador de gas.

Tabla A. 16: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de los evaporadores de media y baja temperatura.

Tabla A. 17: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de las válvulas de expansión de alta presión y media temperatura.

Tabla A. 18: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de la válvula de expansión de baja temperatura.

Simbología, subíndices y abreviaturas

A: Área (m^2)

C: Costo total (US\$/h)

\dot{c} : Costo exergético unitario (US\$/kJ)

C_{BP} : Compresor paralelo

CFC: Clorofluorocarbonados

C_{HP} : Compresor de alta presión

CI: Inversión

C_{LP} : Compresor de baja presión

COP: Coeficiente de desempeño

CRF: Factor de recuperación de capital

d/D: Destruída

E_{LT} : Evaporador de baja temperatura

E_{MT} : Evaporador de media temperatura

e_x : Exergía específica (kJ/kg)

F: Combustible

f_k : Factor exergoeconómico

GC: Enfriador de gas o condensador

GWP: Índice de potencial de calentamiento global

HCFC: Hidroclorofluorocarbonados

HFC: Hidrofluorocarbonados

h: Entalpía específica (kJ/kg)

In: Entrada

i : Tasa de interés anual

k : Equipo “k” del sistema

LMTD: Diferencia de temperatura media logarítmica (°C)

LT: Baja temperatura

MT: Media temperatura

\dot{m} : Flujo másico de CO₂ en el sistema de refrigeración (kg/s)

n : Tiempo de vida del proyecto (años)

N: Horas de operación al año

$n_{isoentrópico}$: Eficiencia isoentrópica

o: Sistema de referencia

ODP: Potencial de impacto negativo a la capa de ozono

OM: Operación y mantenimiento

Out: Salida

P: Producto

PEC: Costo de inversión del equipo (US\$)

P_{sat} : Presión de saturación (bar)

Q : Calor de refrigeración (kW)

s : Entropía específica (kJ/kg)

SC: Sistema Convencional

T_{amb} : Temperatura ambiente (°C)

V_{HP} : Válvula de expansión de alta presión

V_{LT} : Válvula de expansión de baja presión

V_{MT} : Válvula de expansión de media presión

W : Trabajo del compresor (kW)

Z : Costo de inversión/operación/mantenimiento de un equipo (US\$/h)

\emptyset : Factor de costo de mantenimiento



RESUMEN

Los sistemas de refrigeración actuales se encuentran en un proceso de migración de fluidos refrigerantes contaminantes, a aquellos que utilicen refrigerantes medioambientalmente amigables y que contribuyan a la sostenibilidad del planeta.

El refrigerante menos contaminante usado actualmente es el CO₂, con un potencial de daño al medio ambiente y una contribución al calentamiento global nula. Sin embargo, a pesar de sus excelentes propiedades, el CO₂ como tal no puede trabajar en todo el rango de temperaturas ambientales, sin ser necesario su paso a condiciones transcríticas (por encima del punto crítico).

Debido a la condición transcrítica del ciclo de refrigeración convencional con CO₂, se tiene que trabajar a altas presiones de compresión, lo que reduce el coeficiente de performance (COP, por sus siglas en inglés) en contraste con los valores de COP para los sistemas de refrigeración donde se usan otros refrigerantes más contaminantes. Esto limita la aplicabilidad de los sistemas de refrigeración con CO₂ a nivel industrial.

Para contrarrestar lo mencionado, se han estudiado diversas modificaciones al sistema de refrigeración convencional con CO₂, entre las que destacan la inclusión de un intercambiador de calor interno, la compresión por etapas, el uso de eyectores, subenfriamiento adicional y la compresión paralela.

La compresión paralela implica el uso de un compresor *paralelo* adicional, que incremente la presión del CO₂ vaporizado que sale de la válvula de expansión, cuya capacidad refrigerante en los evaporadores es nula. De esta forma, el CO₂ que ingresará al evaporador será sólo líquido (saturado, con calor latente para transferir) y este CO₂ será el que ingrese después al compresor principal del sistema. A pesar de introducir un equipo adicional que consume energía (compresor paralelo), el COP de este sistema es considerablemente mayor al de un sistema convencional: mejora la transferencia de calor en el evaporador y reduce el consumo energético del compresor principal al trabajar con menor carga de CO₂. De la literatura revisada, se ha definido a esta modificación como la de mayor potencial a futuro por sus mejoras notables en COP.

En este trabajo, se ha analizado un sistema existente de refrigeración a dos niveles (media temperatura y baja temperatura) con compresión paralela usando CO₂. El objetivo del análisis ha sido determinar el equipo menos eficiente del sistema y evaluar su optimización. Parte del análisis realizado implica el modelamiento matemático del sistema, un análisis exergético simple y avanzado y un análisis exergoeconómico. Se resalta el trabajo en un rango de temperaturas de -5 a 40 °C, no desarrollado hasta ahora en la literatura existente.

Una de las primeras conclusiones obtenidas es la importancia del análisis exergético avanzado y sus ventajas sobre el simple. Un análisis exergético simple es válido únicamente para determinar dónde están las mayores pérdidas de exergía de un sistema de varios equipos. Si se requiere definir cuál equipo se debe optimizar para reducir la máxima exergía destruida posible del sistema, se requiere un análisis exergético avanzado, pues uno simple puede conllevar a resultados erróneos.

Del trabajo realizado, se concluye que para un rango de temperaturas ambiente de -5°C a 40 °C, el equipo con potencial de mejoras en su diseño para reducir las irreversibilidades del sistema y por ende los costos del mismo, es el compresor de alta presión (C_{HP}).

Al mejorar el diseño del compresor de alta presión, no sólo se reduce la exergía destruida (total, endógena y evitable) del compresor de alta presión (C_{HP}); sino además la exergía destruida (total, exógena y evitable) del enfriador de gas (GC), al verse impactadas sus condiciones de operación por el compresor de alta presión que se ubica aguas arriba del mismo en el sistema de refrigeración analizado. Se calculó una reducción máxima en la exergía destruida total para el compresor de alta presión (C_{HP}) de hasta el 40% y una reducción máxima en la exergía destruida evitable de hasta el 45%. Para el enfriador de gas (GC), se obtuvo un máximo de reducción de exergía destruida total del 6% y en la exergía destruida evitable un máximo de reducción del 19%.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de refrigeración actualmente se encuentran en un proceso de migración de fluidos refrigerantes contaminantes, al uso de aquellos medioambientalmente amigables y que contribuyen a la sostenibilidad del planeta.

A través del tiempo, desde el protocolo de Montreal (1987) hasta el Acuerdo de París (2016), las potencias mundiales coinciden en una inevitable necesidad de frenar el uso de los refrigerantes típicos clorofluorocarbonados¹ (CFC) que tienen un alto potencial de daño al medio ambiente. Este daño se mide con el indicador: *Global Warming Potential*² (GWP) y los CFC's presentan valores de GWP que oscilan entre 3000 a 12000 [1] (valores altos que indican un daño representativo al medio ambiente, impactando la capa de ozono y la concentración de gases de efecto invernadero).

Una alternativa temporal a los CFC's son los hidrofluorocarbonados³ e hidroclorofluorocarbonados⁴ (siglas en inglés HFC y HCFC). Ambos tipos de refrigerantes presentan valores de GWP que van entre 100 a 5000 [1]. Se enfatiza la temporalidad de esta solución puesto que, a pesar de contaminar menos, siguen contaminando.

No obstante, la solución del futuro se prevé que serán los refrigerantes naturales, cuyos valores de GWP se encuentran entre 0 a 20 [2].

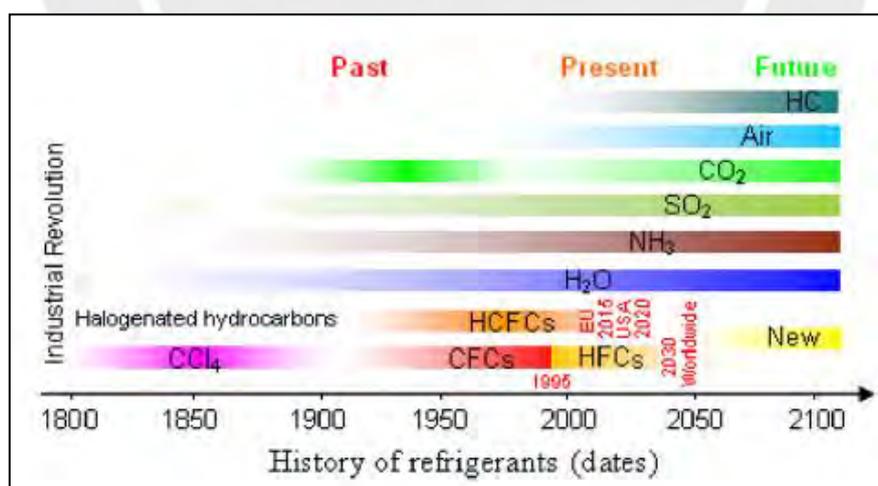


Figura I. 1: Evolución de refrigerantes industriales. Fuente: [2][3]

¹ Clorofluorocarbonados: refrigerantes compuestos de cloro, flúor y carbono.

² *Global Warming Potential*: indicador que relaciona la cantidad de calor que retiene un gas de efecto invernadero con la cantidad de calor que retiene el CO₂, cuyo valor de referencia es 1.

³ Hidrofluorocarbonados: refrigerantes compuestos de flúor, carbono e hidrógeno.

⁴ Hidroclorofluorocarbonados: refrigerantes compuestos de cloro, flúor, carbono e hidrógeno.

Como se observa en la Figura I.1, uno de los refrigerantes del futuro es el CO₂. El CO₂ (también llamado R744) cuenta con el más bajo GWP de todos los refrigerantes, 1. Existe otro indicador llamado Oxygen Depletion Potential (siglas en inglés ODP), que mide la cantidad relativa de destrucción de la capa de ozono de un determinado gas en relación con el triclorofluorometano. El CO₂ tiene un valor de ODP de 0. A diferencia de otros refrigerantes naturales, como el NH₃ o hidrocarburos ligeros como el propano, el CO₂ no es tóxico ni inflamable; y tiene propiedades resaltantes para los sistemas de refrigeración, siendo las más importantes: menor requerimiento de volumen de CO₂ en contraste con otros refrigerantes – Figura I.2 – para la misma capacidad refrigerante (esto se traduce en equipos más pequeños), así como la baja caída de presión en el sistema – Figura I.3 – (se refleja en la presión de descarga del compresor) [4].

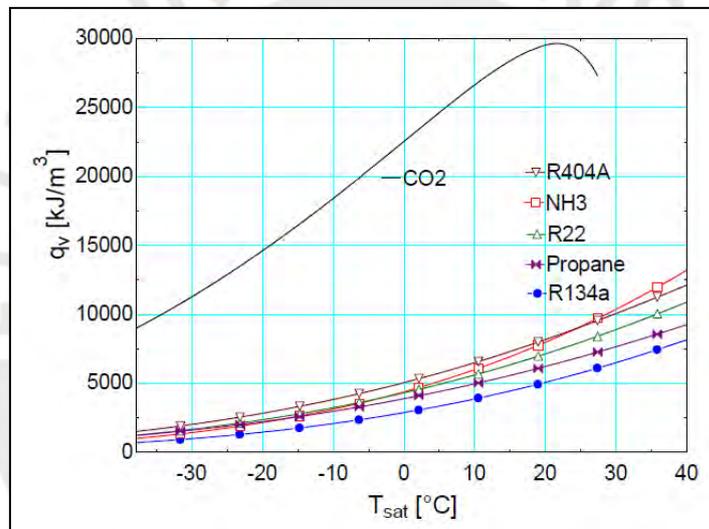


Figura I. 2: Variación de la capacidad de transmisión de calor de refrigerante por unidad de volumen en función de la temperatura de saturación. Fuente: [4]

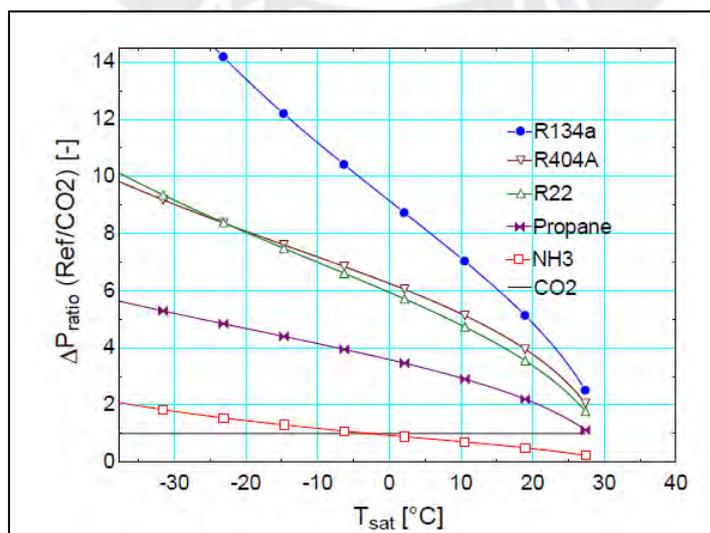


Figura I. 3: Relación entre la caída de presión de los fluidos refrigerantes y CO₂. Fuente: [4]

A pesar de sus excelentes propiedades, el CO₂ como tal no puede trabajar en todo el rango de temperaturas ambientales, sin ser necesario su paso a condiciones transcritical⁵ (por encima del punto crítico).

Tabla I. 1: Propiedades críticas del CO₂.

Propiedad	Valor
Temperatura crítica (°C)	31.06
Presión crítica (bar)	73.80

De acuerdo con la Tabla I.1, a condiciones de temperatura ambiental mayor o igual a la temperatura crítica y con presiones alrededor de las mostradas en la Tabla I.1, se tendrán condiciones transcritical en el sistema de refrigeración con CO₂. A continuación, en las Figuras I.4 y I.5 se muestran los esquemas que describen el ciclo del proceso transcritical del CO₂ y el esquema técnico de un sistema de refrigeración simple por compresión de vapor de un proceso de refrigeración con CO₂.

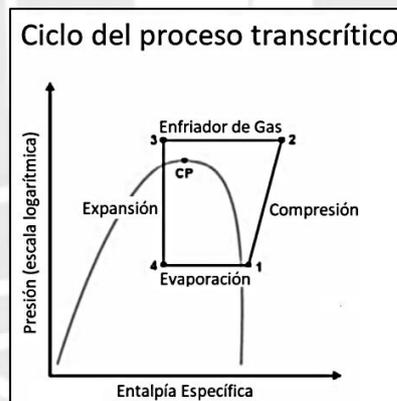


Figura I. 4: Proceso transcritical usando CO₂.

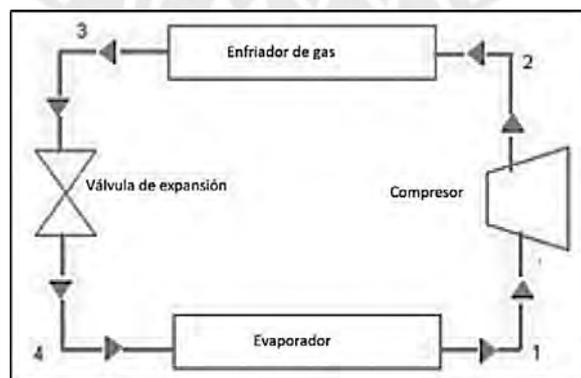


Figura I. 5: Componentes típicos de un sistema de refrigeración por compresión.

⁵ Condiciones transcritical: aquellas condiciones de presión y temperatura que se encuentran por encima de las críticas del fluido. En estas condiciones, no es distinguible la fase del fluido (líquido o gas).

Como se observa en la Figura I.4, el proceso de compresión (de 1 a 2) y de enfriamiento (de 2 a 3) se lleva a cabo en condiciones transcríticas. Se resalta el hecho de que, como las condiciones son transcríticas, a este proceso de enfriamiento se le llama así, enfriamiento del gas (y no condensación como en los ciclos empleando refrigerantes convencionales); pues debido a las condiciones operativas, la fase de la sustancia CO₂ no es distinguible.

Debido a la condición transcrítica de este ciclo, se tiene que trabajar a altas presiones de compresión, lo que reduce el coeficiente de performance⁶ (COP, por sus siglas en inglés) en contraste con los valores de COP para los sistemas de refrigeración donde se usan otros refrigerantes más contaminantes.

Estos bajos valores de COP han hecho que se investigue a profundidad las posibles modificaciones a realizarse en un sistema convencional como el que se tiene en la Figura I.5.

Objetivos

General:

El objetivo de la presente tesis de investigación es el maximizar el COP (Coeficiente de Performance) de un sistema de refrigeración por compresión de vapor con configuración paralela utilizando CO₂ (dióxido de carbono).

Específicos:

- Desarrollar un modelo termodinámico, con base en las ecuaciones fundamentales de balance de energía y masa, del sistema de refrigeración con compresión paralela usando CO₂.
- Analizar los principales parámetros de operación (T_{evap} , T_{cond} , P_{evap} , P_{cond} , Q_{LT} , Q_{MT} , W_{comp}) y el COP del sistema.

⁶ Coeficiente de performance: mide el calor de refrigeración entregado al sistema, entre la energía total suministrada al sistema.

- Con base en un análisis exergético avanzado, el cual permite identificar las irreversibilidades en el sistema, proponer alternativas para la disminución de las mismas.
- Desarrollar un análisis exergoeconómico del sistema de refrigeración, que permitirá estudiar el impacto económico de las propuestas exergéticas para la reducción de irreversibilidades.
- Generar modificaciones al diseño del equipo menos eficiente del sistema de refrigeración tal que, los valores de exergía endógena y exógena evitable se reduzcan al mínimo valor posible, aumentando el COP del sistema.

Organización del trabajo

El presente trabajo tiene los siguientes contenidos:

- Capítulo 1: Revisión Bibliográfica;
- Capítulo 2: Desarrollo del modelo termodinámico del sistema de refrigeración paralela usando data experimental de la literatura; desarrollo del análisis exergético avanzado del sistema para definir el equipo menos eficiente y con potencial de optimización; y desarrollo del análisis exergoeconómico del sistema de refrigeración paralela;
- Capítulo 3: Resultados y optimización del sistema;
- Conclusiones generales del trabajo y recomendaciones para trabajos futuros.

CAPÍTULO 1

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En 2005, Chen y Gu analizaron una de las modificaciones más simples realizadas a un sistema convencional de refrigeración con CO₂: incluir un intercambiador de calor interno en el ciclo. Este intercambiador de calor interno aprovecha el refrigerante saliente del evaporador para bajar la temperatura del gas que sale del enfriador de gas, aumentando de esta forma, la eficiencia del sistema e incrementando el COP (ver Figura 1.1). En su análisis, Chen y Gu preparan un modelo matemático que correlaciona el COP del sistema con diferentes parámetros de operación del sistema, entre ellos, la presión de descarga del compresor. Finalmente se deriva esta ecuación para encontrar el punto de operación óptimo.

Posteriormente, en el 2008, Aprea y Maiorino; y Cabello *et al.* desarrollaron también estudios sobre el sistema de refrigeración con intercambiador de calor interno. Aprea y Maiorino contrastan esta modificación con el sistema de refrigeración simple, observando un incremento del COP en el rango de 8.1 a 10.5 % en el sistema modificado. Cabello, Sánchez, Llopis y Torrella analizan el sistema modificado, resaltando la importancia de controlar la presión de salida del enfriador de gas para obtener la máxima eficiencia del ciclo.

En el 2011, Torrella *et al.* resaltan la importancia del intercambiador de calor, no sólo como medio de elevar el COP del ciclo de refrigeración de CO₂, sino como un equipo necesario para evitar el ingreso de líquido al compresor. Analizaron 46 casos sin intercambiador de calor interno y 44 casos con intercambiador de calor interno, bajo las mismas condiciones (tal que los resultados sean comparables). Obtuvieron durante las pruebas experimentales un incremento de hasta 12% del COP del ciclo, en contraste con el sistema sin intercambiador de calor. Indican, además, que el efecto del intercambiador de calor en el consumo energético del compresor no es muy significativo. Resaltan finalmente una importante desventaja de introducir un intercambiador de calor: la temperatura del ingreso del compresor aumenta en hasta 10°C, aumentando por ende la temperatura de descarga del mismo, limitando las condiciones operativas del mismo (degradación del aceite lubricante, por ejemplo).

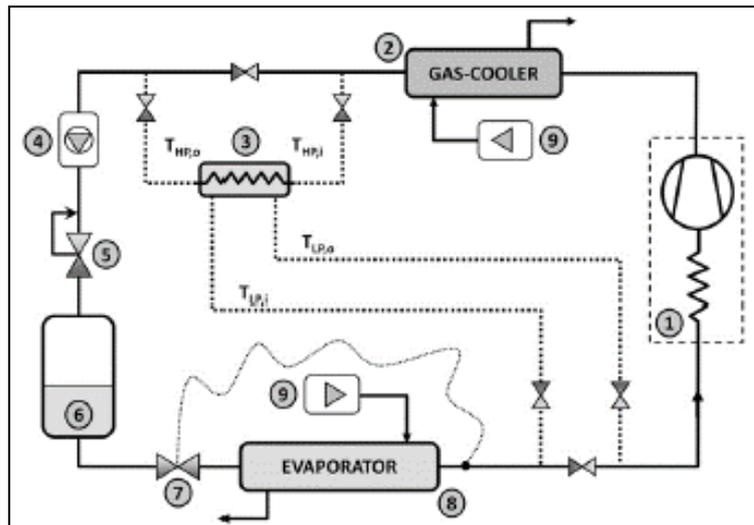


Figura 1. 1: SC + Intercambiador Calor Interno, equipo 3. Fuente: [8]

Otra de las modificaciones del sistema de refrigeración convencional de CO₂ más estudiadas por los autores se basa en el principio de compresión por etapas, que aumenta la eficiencia del sistema al introducir un enfriador interetapas (entre 1 y 2) reduciendo el trabajo requerido y, por consiguiente, aumenta el COP, ver Figura 1.2. En 2005, Cavallini *et al* analizaron diferentes combinaciones de ciclos de refrigeración convencionales y modificaciones con el sistema de compresión de dos etapas, ver Tabla 1.1.

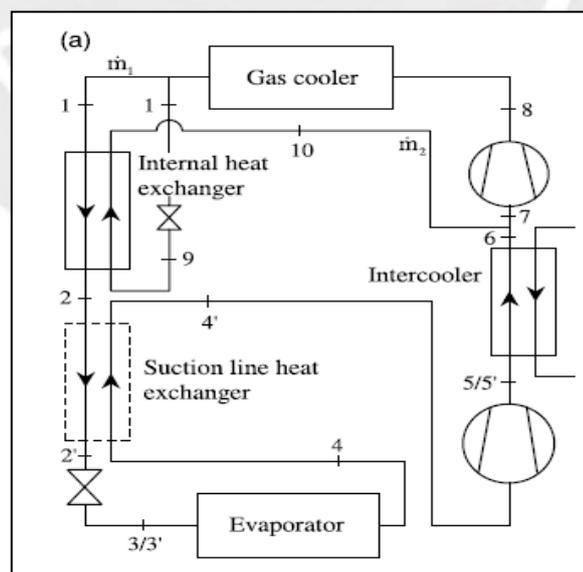


Figura 1. 2: SC + Compresión 02 Etapas. Fuente: [9]

Tabla 1. 1: Modificaciones al ciclo de refrigeración convencional estudiados por Cavallini et al. (2005)

Ciclo	Δ COP
Convencional	-
Convencional + int. Calor	+10.5%
Convencional + compresión 02 etapas	+22.1%
Convencional + compresión 02 etapas + int. Calor	+25.0%

Concluyeron en su estudio que el efecto de la compresión en dos etapas es mucho mayor que el de sólo el intercambiador de calor. El efecto de ambas mejoras es un 3% superior al de sólo la compresión de dos etapas.

Una de las modificaciones más resaltantes realizadas al sistema de refrigeración convencional de CO₂ es la compresión paralela. Se identificó que luego de la válvula de expansión, hay parte del CO₂ que se encuentra vaporizado. Este CO₂ que se encuentra en estado vapor, al ingresar al evaporador, no tiene efecto de transferencia de calor comparativo con el CO₂ que se encuentra en estado líquido y tendrá un cambio de fase cuya entalpía es mayor. Para evitar que este CO₂ ingrese al evaporador ya en fase vapor, debe separarse y recomprimirse en un compresor auxiliar. Por otro lado, al evaporador ingresará únicamente CO₂ líquido listo para el cambio de fase a vapor y transferir el calor latente. Se demuestra que el trabajo requerido por ambos compresores (auxiliar más compresor principal) es menor que el de un sistema convencional, aumentando así el COP del sistema.

En el 2010, Sarkar y Agrawal analizaron al desempeño de un sistema de refrigeración convencional con compresión paralela. Descubrieron que debajo de la temperatura crítica del CO₂, los niveles de COP del sistema convencional con el sistema de compresión paralela se mantienen muy cercanos. Por encima de la temperatura crítica del CO₂ obtuvieron un máximo de mejora de 47% en el sistema de compresión paralela, que se logra minimizando la temperatura de evaporación del ciclo de -45°C y aumentando la temperatura de salida del enfriador del gas a 60°C (maximizando la diferencia entre ambas temperaturas).

Posteriormente en el 2012, Gullo, Elmegaard y Cortella analizaron energéticamente, exergéticamente y exergoeconómicamente un sistema de refrigeración con compresión

paralela operando en climas cálidos, obteniendo un incremento del COP de 17% para 30°C de temperatura ambiente y de 21.8% para una temperatura ambiente de 45°C. Observaron, además que, con el sistema auxiliar de compresión en paralelo, se tiene menores valores de exergía destruidos. Concluyen también que, el adquirir un sistema de este tipo será más caro por el equipamiento de un compresor adicional, sin embargo, se compensa con los ahorros anuales y el beneficio medioambiental que esto conlleva.

En el 2014, Chesi *et al.* realizaron un análisis experimental del ciclo de refrigeración con compresión paralela, observaron mejoras de hasta 30% en el COP, con una temperatura de evaporación de -15°C y temperaturas de enfriamiento de 45°C. Concluyeron que, a mayor temperatura de enfriamiento, mejora el COP (para una misma temperatura de evaporación). Es decir, mejora cuando la diferencia de ambas temperaturas es mayor.

Uno de los trabajos más actuales ha sido en el 2016, cuando Gullo *et al.* realizaron un análisis exergético avanzado a un sistema de refrigeración con compresión paralela. No analizan las mejoras del COP de este sistema vs. uno tradicional, sino que hacen un análisis exergético a profundidad, determinando que un análisis exergético típico podría llevar a conclusiones erradas.

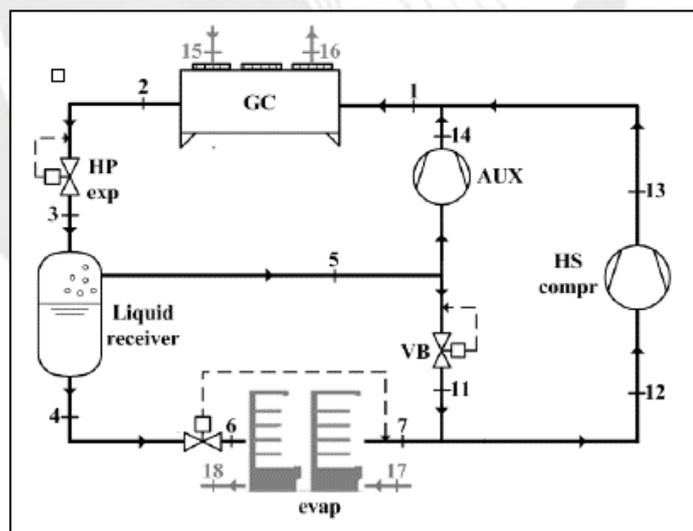


Figura 1. 3: SC + Compresión Paralela. Fuente: [13]

Otra modificación realizada al sistema de refrigeración convencional de CO₂, es el reemplazo de uno de los equipos del sistema por otro más eficiente: válvula de expansión por un ejetor. Esta modificación plantea la recuperación de la energía perdida en las válvulas de expansión del sistema, usando un ejetor donde se aprovecha

la alta presión de una corriente del sistema, para recuperar presión de otra corriente. En el 2011, Nakagawa *et al.* evaluaron diferentes longitudes de mezcla de los fluidos de baja y alta presión en el ejector, obteniendo que con una longitud de mezcla de 15 mm se recupera la mayor cantidad de energía. A su vez, esta longitud de mezcla permitió una mejora en el COP del 26%.

Posteriormente, en el 2017 se tienen los trabajos de Zhu *et al.* y Chen *et al.* Los primeros, parten ya de la premisa que un sistema de refrigeración con ejector tiene mayor COP que un sistema convencional, centrando entonces su investigación en los parámetros principales a tener en cuenta dentro de un sistema de refrigeración con ejector: ratio de mezcla, ratio de compresión, longitud de mezcla. Los últimos, analizan un sistema de refrigeración con CO₂ que tiene subenfriamiento con un sistema de refrigeración secundario, el cual tiene dentro de su configuración un ejector. Esta configuración les permitió incrementar el COP del sistema hasta en 30.5%.

Uno de los estudios más recientes de esta configuración fue en el 2018, por Taslimitaleghani *et al.*, quienes comparan diferentes arreglos de ejectores dentro del ciclo de refrigeración convencional. La configuración con mejor incremento de COP es el llamado EWRC, por sus siglas en inglés de Expansion Work Recovery Cycle, con un incremento de COP del 23.3%.

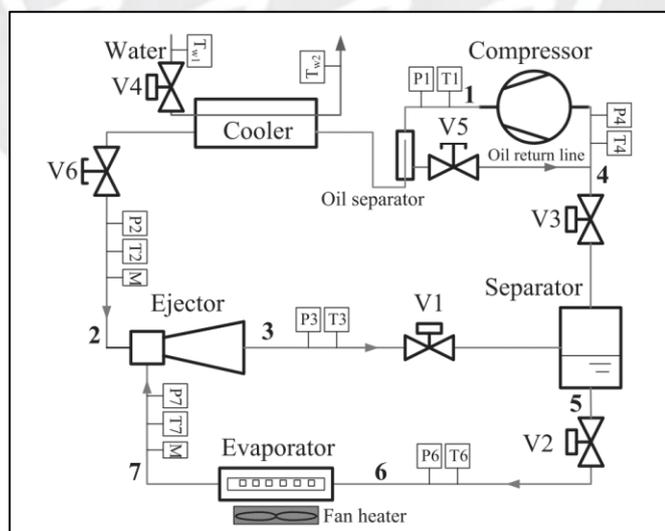


Figura 1. 4: SC + ejectores. Fuente: [16]

Finalmente, otra de las modificaciones al sistema de refrigeración convencional con CO₂ es con subenfriamiento. Es el único de todas las modificaciones que introduce el uso de

un refrigerante adicional (\dot{m}_{ms}). Su principio de funcionamiento es, a la salida del enfriador de gas, añadir un minisistema de refrigeración (usando un refrigerante adicional), para disminuir la temperatura de ingreso a la válvula de expansión, y así lograr mayor capacidad de enfriamiento con menos trabajo. En el 2015, Llopis *et al.* hacen un análisis teórico de esta nueva configuración, usando como fluido refrigerante secundario propano. Logran alcanzar un máximo de 20% de incremento de COP. En el 2016, Llopis *et al.* en otro estudio, hacen experimentos con un sistema de refrigeración con subenfriamiento, usando como refrigerante secundario tetrafluoropropeno (R1234yf), utilizando temperaturas de evaporación de 0°C y -10°C. Se logran incrementos de COP de 26.1 y 30.3% respectivamente.

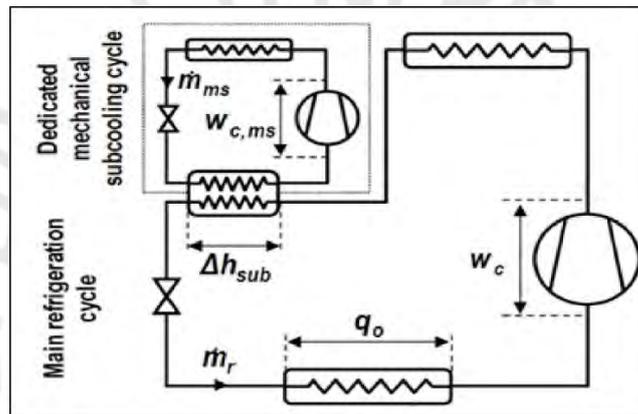


Figura 1. 5: SC + Subenfriamiento. Fuente: [18]

Habiéndose explicado las principales modificaciones del sistema de refrigeración con CO₂, en la Figura 1.6 se muestran los máximos incrementos de COP encontrados en la literatura y referenciados en la Tabla 1.2.

Tabla 1. 2: Modificaciones realizadas sobre el Sistema Convencional (SC) y su correspondiente incremento de COP.

Parámetro	SC + Intercambiador Calor interno (a)	SC + Compresión 02 etapas (b)	SC + Compresión paralela (c)	SC + eyectores (d)	SC + sistema subenfriamiento (e)
Incremento de COP (%)	+10%	+25%	+30% y 47%	+20%, +25% y +26%	+20% y +30%
Referencias Bibliográficas	[5]–[8]	[9]	[10]–[13]	[14]–[17]	[18], [19]

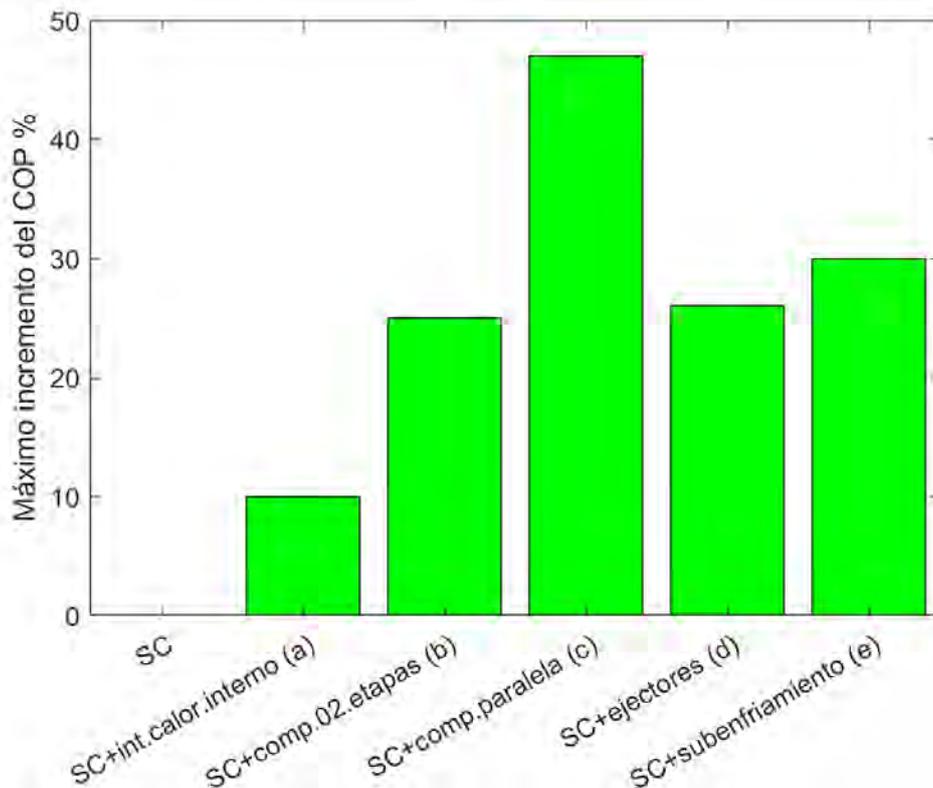


Figura 1. 6: Comparación de sistemas de refrigeración vs. el sistema convencional con CO₂, elaborada a partir de los datos de la Tabla 1.2.

Como se observa en Figura 1.6, la modificación al sistema de refrigeración convencional con el mayor potencial de incremento de COP es el sistema con compresión paralela. Por esta razón, se trabajará con un sistema de esta configuración, y se optimizará el diseño de los equipos que componen dicho sistema.

Como se ha descrito anteriormente, la compresión paralela se basa en los siguientes principios:

- La salida de la *válvula de expansión* tiene un porcentaje de CO₂ que se encuentra vaporizado. Se sugiere que la cantidad de CO₂ vaporizado puede llegar a ser del 35% en masa. Este porcentaje de CO₂ vaporizado no tiene capacidad de intercambiar calor en el *evaporador*.
- El CO₂ vaporizado es separado de la corriente bifásica a la salida de la *válvula de expansión*, y se comprime en un *compresor paralelo*.
- Si el trabajo requerido por un único *compresor*, en un sistema convencional de refrigeración con CO₂, es A; y el trabajo requerido por dos compresores, en un

sistema de refrigeración con CO₂ con compresión paralela, es B; se cumple que B<A.

De acuerdo con lo explicado, se afirma que el sistema con compresión paralela presenta mejores COP que los sistemas convencionales. De hecho, de todas las modificaciones planteadas al sistema de refrigeración convencional con CO₂, hasta el momento, el sistema de compresión paralela es el que mejor incremento de COP presenta.

Estudiando las aplicaciones reales, no siempre es factible instalar un sistema con compresión paralela. Existen casos en los que la masa de vapor de CO₂ que sale de la *válvula de expansión* no es lo suficientemente grande como para cumplir con la carga mínima que requiere un *compresor* adicional. Esto último corresponde a una de las mayores limitantes para la instalación de un sistema de compresión paralela.

Para estos escenarios, existe una variación adicional que propusieron Fritschi *et al.* en el 2016 mostrada en la Figura 1.7:

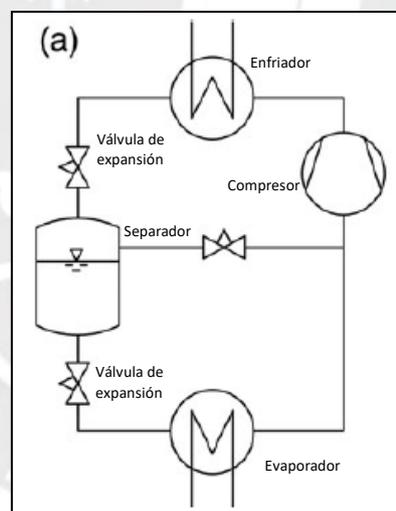


Figura 1. 7: Modificación del sistema de compresión paralela. Fuente: [20]

A este sistema se le llama Inyección flash. Propone que al CO₂ que se encuentra vaporizado luego de la válvula de expansión, se le ingrese al mismo *compresor* que al resto de CO₂ (usando un compresor con varios cilindros, por ejemplo). Existen estudios comparativos entre esta modificación mostrada en la Figura 1.7 y el sistema con compresión paralela principal, Figura 1.3 [21]. Sin embargo, este trabajo se enfocará en el sistema de compresión paralela principal.

Por otro lado, la necesidad de un análisis exergético avanzado de los sistemas de refrigeración surgió debido al interés de diferentes autores de identificar el equipo fuente de la mayor cantidad de pérdidas recuperables del sistema. La metodología de análisis ha sido desarrollada por Morosuk y Tsatsaronis en el 2009 (trabajan con diferentes refrigerantes como R22, R125, R134a, R500 y R717 y la aplican para ciclos simples de refrigeración); y la ventaja principal que ofrece sobre un análisis exergético simple, es la posibilidad de identificar la exergía recuperable de cada componente del sistema. Esta metodología ha sido aplicada posteriormente por diferentes autores para otros refrigerantes (incluido el CO₂) y para diferentes modificaciones del ciclo simple de refrigeración.



CAPÍTULO 2

MODELAMIENTO MATEMÁTICO

Como se ha explicado en el Capítulo 1, el desempeño de un sistema de refrigeración con CO₂ puede ser mejorado usando la compresión paralela como configuración alternativa a los sistemas de refrigeración clásicos.

Existen múltiples trabajos que estudian el desempeño de estos sistemas, entre ellos se encuentran los desarrollados por Karampour y Sawalha (2015), y Tsamos *et al.* (2017). Estos últimos, modelan matemáticamente cuatro configuraciones distintas de sistemas de refrigeración con CO₂, siendo uno de los sistemas estudiados, con compresión paralela (sistema 3).

Tsamos y colegas compararon su modelo matemático con data experimental obtenida de la referencia [24] en un sistema de refrigeración con CO₂ real, instalado en un supermercado. El modelo de compresión paralela estudiado se muestra en la Figura 2.1:

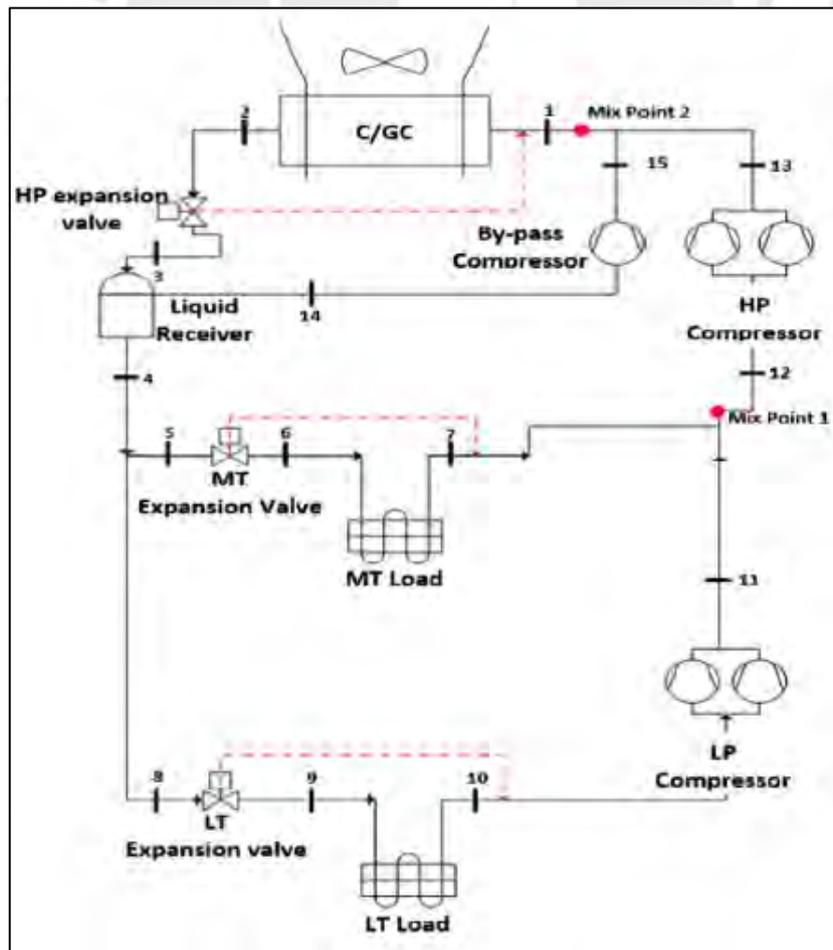


Figura 2. 1: Sistema de refrigeración con compresión paralela de dos niveles de refrigeración. Fuente:[24]

Se observa que este sistema presenta dos niveles de refrigeración: media temperatura o MT y baja temperatura o LT. Además, cuenta con nueve equipos principales:

- C_{LP} : Compresor de baja presión (LP)
- C_{HP} : Compresor de alta presión (HP)
- C_{BP} : Compresor paralelo⁷ (By-pass)
- GC: Enfriador de gas o condensador⁸ (C/GC)
- E_{MT} : Evaporador de media temperatura (MT)
- E_{LT} : Evaporador de baja temperatura (LT)
- V_{HP} : Válvula de expansión de alta presión (HP)
- V_{MT} : Válvula de expansión de media presión (MT)
- V_{LT} : Válvula de expansión de baja presión (LT)

Este trabajo de Tesis se centra en el sistema mostrado en la Figura 2.1 (sistema 3 [24]), que es un sistema real de refrigeración con CO₂, usando el arreglo de compresión paralela para dos niveles de refrigeración.

Se busca obtener un modelo termodinámico que, validado con la data experimental, será el punto de partida para iniciar el cálculo exergético avanzado y exergoeconómico y definir el (o los) equipos menos eficientes del sistema de refrigeración a estudiar.

Para el cálculo exergético avanzado, como se indicó en el capítulo 1, Morosuk y colaboradores (2009) han realizado trabajos de investigación respecto al cálculo exergético avanzado de sistemas de refrigeración, resaltando la importancia de los mismos y por qué su relevancia en la búsqueda de optimización del sistema, mostrando las ventajas que tiene por encima de un cálculo exergético simple. Se buscará desarrollar el análisis exergético avanzado del sistema para cada punto analizado en el modelo termodinámico a plantear.

La ventaja principal que ofrece sobre un análisis exergético simple, es la posibilidad de identificar la exergía recuperable, tal como se muestra en las siguientes ecuaciones:

⁷ No confundir a este compresor paralelo con los compresores instalados en paralelo para las etapas de alta y baja presión de la Figura 2.1. A esta aplicación se le llama *compresión paralela* porque instala un *compresor paralelo* a la etapa de compresión de alta presión.

⁸ Como se explica en el capítulo 1, este equipo puede ser enfriador de gas o condensador, dependiendo de si el sistema trabaja a condiciones transcríticas o no.

Análisis exerético simple:

$$Ex_{destruida} = Ex_{in} - Ex_{out} \quad \text{Ec. 2. 1}$$

Análisis exerético avanzado:

$$Ex_{destruida} = Ex_{d,inevitable}^{endógena} + Ex_{d,evitable}^{endógena} + Ex_{d,inevitable}^{exógena} + Ex_{d,evitable}^{exógena} \quad \text{Ec. 2. 2}$$

Como se observa en las Ecuaciones 2.1 y 2.2, el análisis exerético avanzado, a diferencia del simple, no sólo calcula la cantidad de exerética destruida, sino que las diferencia en dos categorías:

- Endógena vs. Exógena: determina si las irreversibilidades que causan la pérdida de exerética son causadas por temas internos del sistema/equipo (endógena), o si son causadas por factores externos al sistema/equipo (exógena).
- Inevitable vs. Evitable: determina si la exerética perdida es recuperable o no. La exerética evitable puede recuperarse mediante mejoras en el diseño de los equipos del sistema.

Con este detalle de análisis, se podrá determinar la exerética de los equipos del sistema de refrigeración con CO₂ utilizando compresión paralela, y aquellos que presentan mayores irreversibilidades, cuantificando el porcentaje que es recuperable.

Finalmente, un análisis adicional al ya realizado de exerética avanzada es el análisis exericoeconómico, que combina los conceptos de exerética y economía para valorizar las corrientes del proceso, la operación de cada equipo y las exeréticas destruidas para cada caso. Esta información será útil en la medida que, con esta data, se podrá determinar cuál es el equipo cuyo costo de inversión/operación/mantenimiento, permite aún mejoras en su diseño.

La metodología utilizada por Bejan, Tsatsaronis y Moran (1996) es una de las más utilizadas, donde se plantean diversas ecuaciones para lo siguiente:

- Asignar costos de “combustible” y “producto” por cada equipo del sistema.
- Asignar costos de inversión/operación/mantenimiento por cada equipo del sistema.
- Determinar los costos unitarios de cada corriente del sistema.

- Establecer una valoración por cada equipo, que permita determinar cuál de todos requiere mejoras en su diseño/operación.

Se realizará el desarrollo de todo lo indicado líneas arriba para cada equipo y de forma global para el sistema. Los términos *combustible* y *producto* se han indicado con comillas para seguir el lenguaje de la metodología utilizada por Bejan (1996). A medida que se vaya desarrollando el análisis exergoeconómico en este capítulo, se irá explicando el significado de estos términos en este contexto, y su implicancia para el desarrollo matemático de esta parte del trabajo.

Esta metodología ha sido utilizada por diferentes autores en los análisis exergoeconómicos de diferentes sistemas de trabajo [13], [25]–[30].

El análisis exergoeconómico parte de la siguiente ecuación de balance de costos:

$$C_{P,tot} = C_{F,tot} + Z_{tot}^{CI} + Z_{tot}^{OM} \quad \text{Ec. 2.3}$$

De la Ecuación 2.3, se tiene que el costo del producto $C_{P,tot}$ de un equipo, corresponde a la suma del costo $C_{F,tot}$ del combustible necesario en la operación del equipo más los costos de inversión Z_{tot}^{CI} y mantenimiento Z_{tot}^{OM} propios de cada equipo.

Los costos de inversión y mantenimiento se agruparán en un solo término Z_k :

$$Z_k = Z_k^{CI} + Z_k^{OM} \quad \text{Ec. 2.4}$$

El subíndice “k” en la Ecuación 2.4 hace referencia al equipo “k” sobre el cual se hace el análisis. Estos costos de inversión, operación y mantenimiento son llevados a base horaria, teniendo en cuenta el número de horas de operación de cada equipo.

Otra manera de representar los costos de inversión/operación/mantenimiento de cada equipo es la siguiente:

$$Z_k = CRF \times \frac{\emptyset}{N \times 3600} \times PEC \quad \text{Ec. 2.5}$$

En una sola ecuación (2.5) se agrupan los ítems anteriores: inversión, operación y mantenimiento. El costo de inversión del equipo (PEC o Purchase-Equipment Cost, por sus siglas en inglés) se calculará para cada componente del sistema, teniendo en cuenta los valores de referencia utilizados por otros autores, escalando el costo de acuerdo al

tamaño relativo de cada equipo del sistema (por ejemplo, escalando las áreas para el caso de los intercambiadores de calor).

El término CRF (*Capital-recovery Factor*, por sus siglas en inglés) se refiere a la capitalización del equipo en todo el tiempo de vida de la planta, tomando en cuenta una tasa de interés anual:

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad \text{Ec. 2.6}$$

Siendo i la tasa de interés anual a considerar y n el número de años de tiempo de vida del sistema de refrigeración. Para este trabajo, se ha tomado como tasa de interés el 10% y el tiempo de vida de la planta de 15 años.

El parámetro \emptyset en la Ecuación 2.5 se refiere al costo de mantenimiento anual de cada equipo. Se toma el valor de 1.06 para este factor [28]. N es el número de horas de operación de cada equipo. Se considera 8700 horas de operación para todos los equipos a analizar.

Respecto a los costos de *combustible* y *producto* de cada equipo del sistema de refrigeración, se han seguido los criterios de Bejan y colegas (1996), para determinar qué corrientes corresponden al *combustible* y al *producto* de cada equipo. Ver Figura 2.2.

Component	Compressor, Pump, or Fan	Turbine or Expander	Heat Exchanger	Mixing Unit	Gasifier or Combustion Chamber	Boiler
Schematic						
Cost rate of product (\dot{C}_p)	$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$	C_w	$\dot{C}_2 - \dot{C}_1$	C_3	C_3	$(\dot{C}_6 - \dot{C}_2) + (\dot{C}_8 - \dot{C}_7)$
Cost rate of fuel (C_f)	C_w	$\dot{C}_1 - \dot{C}_2 - \dot{C}_3$	$\dot{C}_3 - \dot{C}_4$	$\dot{C}_1 + \dot{C}_2$	$C_3 + \dot{C}_2$	$(\dot{C}_1 + \dot{C}_2) - (\dot{C}_3 + \dot{C}_4)$
Auxiliary thermoeconomic relations	None	$c_2 = c_3 = c_1$	$c_4 = c_3$	None	None	$\frac{\dot{C}_6 - \dot{C}_2}{E_6 - E_5} = \frac{\dot{C}_8 - \dot{C}_7}{E_8 - E_7}$
Variable calculated from cost balance	c_2	c_4	c_2	c_3	c_3	c_6 or c_8

For c_3 and c_4 see Section 8.1.4 and Equations 8.14

"These definitions assume that the purpose of the heat exchanger is to heat the cold stream ($T_1 \geq T_0$). If the purpose of the heat exchanger is to provide cooling ($T_3 \leq T_0$), then exergy is removed from the cold stream, and the following relations should be used: $C_p = C_4 - C_3$; $C_f = C_1 - C_2$; and $c_2 = c_1$. The variable c_4 is calculated from the cost balance.

Figura 2. 2: Tasas de costos asociados con combustible y productos, así como con termoeconomía auxiliar para operaciones seleccionadas en estado estacionario. Fuente: [31]

Como fue mencionado anteriormente, durante el desarrollo matemático de las ecuaciones de balance de costos para cada equipo, se explicará la formulación del *producto y combustible* para cada caso.

El desarrollo matemático de estos 3 ítems (modelo termodinámico, análisis exergético avanzado y análisis exergoeconómico) se hará en este capítulo.

Objetivos del capítulo

- Obtener un modelo termodinámico para reproducir la data experimental de un sistema de refrigeración real (Tsamos, 2017).
- Obtener un modelo matemático de análisis exergético avanzado para el sistema de refrigeración real analizado.
- Obtener un modelo matemático de análisis exergoeconómico para el sistema de refrigeración real analizado.

2.1 Modelo termodinámico

De la Figura 2.1, se tienen 15 estados en el sistema de refrigeración. Para realizar el modelamiento termodinámico, se hacen las siguientes asunciones:

- La caída de presión en los equipos y en el sistema de tuberías del sistema es despreciable para el análisis;
- Las tuberías están aisladas tal que no se pierde temperatura en su recorrido;
- El vapor saturado que sale del receptor de líquido no arrastra gotas de CO₂ condensado;
- Se considera un sistema sin pérdidas de masa de CO₂;
- Las válvulas de expansión se consideran isoentálpicas.

Como data real (experimental) del sistema, Tsamos (2017) indica los siguientes datos:

- Presión intermedia del sistema (en el receptor de líquido) es de 35 barg.
- La eficiencia de todos los compresores se rige por la siguiente ecuación:

$$n_{isoentrópico} = 0.00476 R_p^2 - 0.09238 R_p + 0.89810 \quad \text{Ec. 2. 7}$$

donde

$$R_p = \frac{P_{descarga}}{P_{succión}} \quad \text{Ec. 2. 8}$$

- La capacidad de refrigeración del sistema de media temperatura (MT) es de 100 kW.
- La capacidad de refrigeración del sistema de baja temperatura (LT) es de 30 kW.
- El trabajo de los ventiladores del enfriador de gas (o condensador) es de 7.5 kW.
- El trabajo de los ventiladores del evaporador de media temperatura es de 10.5 kW.
- El trabajo de los ventiladores del evaporador de baja temperatura es de 7 kW.
- La temperatura de salida del enfriador de gas (o condensador) varía dependiendo de la temperatura ambiente⁹:
 - $T_{amb} < 0^{\circ}\text{C}$; $T_{salida\ enfriador\ gas} = 2^{\circ}\text{C}$. Ec. 2. 9
 - $0^{\circ}\text{C} \leq T_{amb} < 10^{\circ}\text{C}$; $T_{salida\ enfriador\ gas} = T_{amb} + 5^{\circ}\text{C}$. Ec. 2. 10
 - $10^{\circ}\text{C} \leq T_{amb} < 26.8^{\circ}\text{C}$; $T_{salida\ enfriador\ gas} = 0.0144 T_{amb}^2 + 1.1264 T_{amb} + 7.8272^{\circ}\text{C}$ Ec. 2. 11
 - $T_{amb} \geq 26.8^{\circ}\text{C}$; $T_{salida\ enfriador\ gas} = T_{amb} + 1.5^{\circ}\text{C}$. Ec. 2. 12
- La presión de salida del enfriador de gas (o condensador) varía dependiendo de la temperatura ambiente:
 - $T_{amb} < 0^{\circ}\text{C}$; $P_{salida\ enfriador\ gas} = P_{saturación} (T_{salida\ enfriador\ gas} + 2^{\circ}\text{C})$ Ec. 2. 13
 - $0^{\circ}\text{C} \leq T_{amb} \leq 10^{\circ}\text{C}$; $P_{salida\ enfriador\ gas} = P_{saturación} (T_{salida\ enfriador\ gas} + 2^{\circ}\text{C})$ Ec. 2. 14
 - $10^{\circ}\text{C} \leq T_{amb} \leq 26.8^{\circ}\text{C}$; $P_{salida\ enfriador\ gas} = 1.7737 T_{salida\ enfriador\ gas} + 24.434 \text{ bar}$ Ec. 2. 15
 - $T_{amb} \geq 26.8^{\circ}\text{C}$; $P_{salida\ enfriador\ gas} = 2.3426 T_{salida\ enfriador\ gas} + 11.541 \text{ bar}$ Ec. 2. 16
- La temperatura de evaporación del sistema de media temperatura se mantiene en -8°C .
- La temperatura de evaporación del sistema de baja temperatura se mantiene en -32°C .
- El sobrecalentamiento en los evaporadores es de 10°C .

⁹ Estas ecuaciones tienen en cuenta el sobrecalentamiento y la diferencia de temperatura lado caliente / lado frío en cada caso.

- El subenfriamiento en el enfriador de gas (condensador) es de 2°C.

Tsamos (2017) prepara un modelo para el sistema de refrigeración real, validándolo con data experimental:

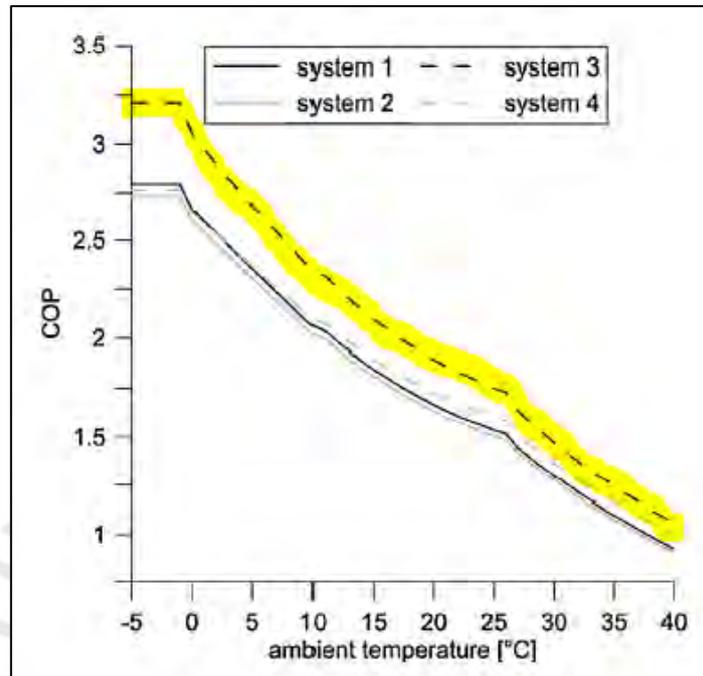


Figura 2. 3: COP vs. T_{amb} . Fuente: [24]

Se observa en la Figura 2.3 la dependencia del COP vs. la T_{amb} . El COP corresponde al obtenido con el modelo de Tsamos (2017). Para el caso de análisis, se centra la atención en el sistema 3, de compresión paralela¹⁰.

Cabe resaltar nuevamente que el modelo de Tsamos ha sido validado en su artículo con data experimental, usando el siguiente sistema de refrigeración existente para un supermercado. Ver Figura 2.4.

¹⁰ Los sistemas 1, 2 y 4 son otras configuraciones estudiadas por Tsamos (2017) que implican sistemas de CO₂ en cascada y con by-pass.

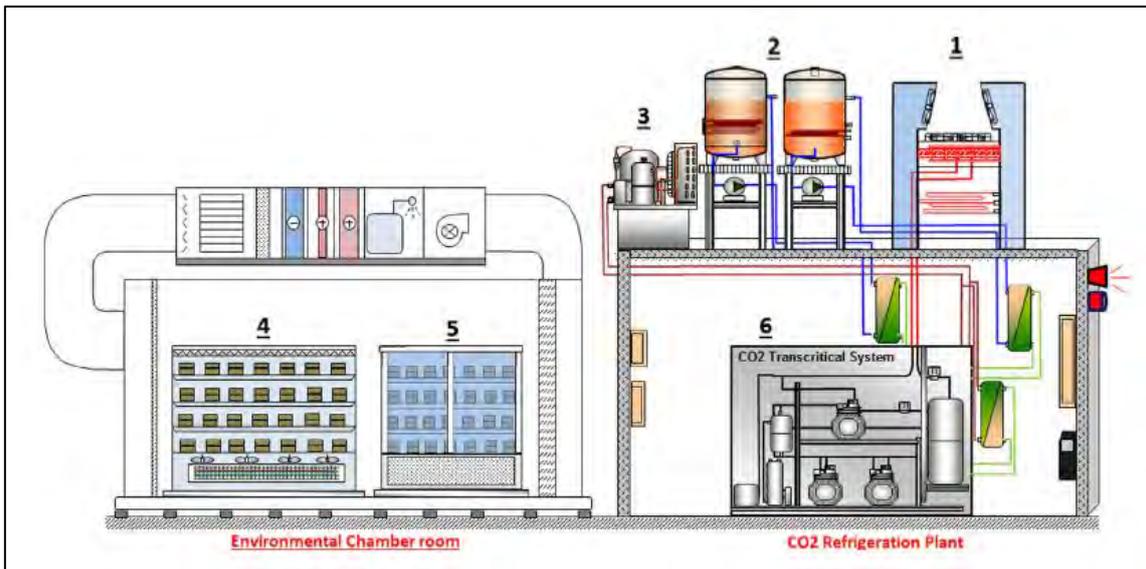


Figura 2. 4: Sistema de refrigeración con CO₂ de un supermercado. Fuente: [24]

De esta forma, el modelo termodinámico a desarrollar en este trabajo buscará reproducir los datos de la Figura 2.3 (curva resaltada, sistema de compresión paralela), pues es un modelo validado con data experimental.

Con las asunciones establecidas, y la data indicada en 2.1; se procedió al modelamiento del sistema basado en el principio de conservación de masa y en la primera ley de la termodinámica. Se detalla paso a paso las ecuaciones utilizadas en el modelamiento. Se consideró el mismo rango de temperaturas que Tsamos (2017), de tal forma que ambos modelos sean comparativos.

Modelamiento:

- Se selecciona una temperatura ambiente entre -5 y 40 °C.
- De lo descrito en 2.1 como data real, se sabe que:

$$P_3 = 36 \text{ bar} \quad \text{Ec. 2. 17}$$

$$T_7 = 2^\circ\text{C} \quad \text{Ec. 2. 18}$$

$$T_{10} = -22^\circ\text{C} \quad \text{Ec. 2. 19}$$

$$P_6 = 27.6 \text{ bar} \text{ (presión de saturación a } -8^\circ\text{C)} \quad \text{Ec. 2. 20}$$

$$P_9 = 13.0 \text{ bar} \text{ (presión de saturación a } -32^\circ\text{C)} \quad \text{Ec. 2. 21}$$

$$Q_{MT} = 100 \text{ kW} \quad \text{Ec. 2. 22}$$

$$Q_{LT} = 30 \text{ kW} \quad \text{Ec. 2. 23}$$

- Se conocen además P_2 y T_2 , usando las ecuaciones 2.9, 2.10, 2.11, 2.12 y la T_{amb} definida en a.

d. De la Figura 2.1, y de las asunciones hechas en 2.1 se tiene que:

$$P_3 = P_4 = P_{14} = P_5 = P_8 \quad \text{Ec. 2. 24}$$

$$P_2 = P_1 = P_{15} = P_{13} \quad \text{Ec. 2. 25}$$

$$P_{12} = P_7 = P_{11} = P_6 \quad \text{Ec. 2. 26}$$

$$P_9 = P_{10} \quad \text{Ec. 2. 27}$$

$$T_3 = T_4 = T_{14} = T_5 = T_8 \quad \text{Ec. 2. 28}$$

$$h_3 = h_2 \quad \text{Ec. 2. 29}$$

$$h_5 = h_6 \quad \text{Ec. 2. 30}$$

$$h_8 = h_9 \quad \text{Ec. 2. 31}$$

e. Por balance másico en los puntos de mezcla 1 y 2, y en el receptor de líquido se tiene:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_8 \quad \text{Ec. 2. 32}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 + \dot{m}_{14} \quad \text{Ec. 2. 33}$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_{15} + \dot{m}_{13} \quad \text{Ec. 2. 34}$$

f. Como en el receptor de líquido se tiene una mezcla de CO₂ líquido/vapor, se sabe que está en saturación a 36 bar.

$$T_3 = T_4 = T_{14} = T_5 = T_8 = 1.6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \text{Ec. 2. 35}$$

g. Con la data de las ecuaciones 2.29, 2.11, 2.18, 2.14, 2.15, 2.24 y 2.25 se tiene:

$$T_6 = -8^\circ\text{C} \quad \text{Ec. 2. 36}$$

$$T_9 = -32^\circ\text{C} \quad \text{Ec. 2. 37}$$

h. Con T₁₀, P₁₀ se tiene h₁₀. Se conoce además P₁₁, pudiéndose obtener la R_p del compresor de baja presión. Con la eficiencia isoentrópica se calcula h₁₁ y por ende T₁₁.

i. Se conocen hasta el momento las presiones y temperaturas en 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 14. Con esto se pueden calcular las entalpías y las entropías en cada uno de estos puntos.

j. En el punto 3 se conocen la presión y la temperatura; y con la Ecuación 2.29 se conoce h₃. No se puede obtener de forma directa porque en este punto se tiene una mezcla líquido/vapor de CO₂.

k. Se calculan los flujos másicos con los balances de energía en los evaporadores:

$$\dot{m}_5 = Q_{MT} / (h_7 - h_6) \quad \text{Ec. 2. 38}$$

$$\dot{m}_8 = Q_{LT} / (h_{10} - h_9) \quad \text{Ec. 2. 39}$$

- l. Con \dot{m}_5 y \dot{m}_8 , se conocen \dot{m}_4 y \dot{m}_{12} .
 m. Se realiza un balance de energía en el dispositivo de mezcla 1 (punto de mezcla 1) para obtener h_{12} y por ende T_{12} :

$$h_{12} = \frac{\dot{m}_5 h_7 + \dot{m}_8 h_{11}}{\dot{m}_{12}} \quad \text{Ec. 2. 40}$$

- n. Con T_{12} , P_{12} se tiene h_{12} . Se conoce además P_{13} , pudiéndose obtener la R_p del compresor de by-pass. Con la eficiencia isoentrópica se calcula h_{13} y por ende T_{13} .

- o. Se calcularán ahora \dot{m}_3 y \dot{m}_{14} :

$$x_3 = x(h_3, T_3) \quad \text{Ec. 2. 41}$$

$$\dot{m}_3 = \frac{\dot{m}_4}{1-x_3} \quad \text{Ec. 2. 42}$$

$$\dot{m}_{13} = \frac{\dot{m}_{14}}{x_3} \quad \text{Ec. 2. 43}$$

- p. Con T_{14} , P_{14} se tiene h_{14} . Se conoce además P_{15} , pudiéndose obtener la R_p del compresor de alta presión. Con la eficiencia isoentrópica se calcula h_{15} y T_{15} .

- q. Se realiza un balance energético en el dispositivo de mezcla 2 (punto de mezcla 2) para obtener h_1 y por ende T_1 :

$$h_1 = \frac{\dot{m}_{14} h_{15} + \dot{m}_{12} h_{13}}{\dot{m}_1} \quad \text{Ec. 2. 44}$$

- r. Por lo tanto, el COP del sistema queda definido por la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_{MT} + Q_{LT}}{W_{CHP} + W_{CLP} + W_{CBP} + W_{fans GC} + W_{fans E_{MT}} + W_{fans E_{LT}}} \quad \text{Ec. 2. 45}$$

donde:

$$W_{CHP} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) \quad \text{Ec. 2. 46}$$

$$W_{CLP} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) \quad \text{Ec. 2. 47}$$

$$W_{CBP} = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}) \quad \text{Ec. 2. 48}$$

Con estos pasos, se tienen definidos todos los puntos del sistema de refrigeración analizado en este trabajo, para una única T_{amb} definida en el paso *a*. Este procedimiento se repite para todas las T_{amb} que se desee.

Se utilizó el software *Engineering Equation Solver* (EES) para la solución del matemático del sistema a lo largo de un rango de temperaturas de -5°C a 40°C .

En la Tabla 2.1 se resume la data experimental indicada anteriormente, además del detalle de cálculo de las variables faltantes usando el principio de conservación de masa y la primera ley de la termodinámica.

Tabla 2. 1: Resumen de datos del sistema a analizar.

Estado	Condición	T (°C)	P (bar)	\dot{m} (kg/s)	h (kJ/kg)
1	Vapor sobrecalentado	Calculada con mezcla adiabática de 13 y 15	$P_1 = P_2$	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 =$	Calculada con mezcla adiabática de 13 y 15
2	Líquido subenfriado	Calculada con Ec. 2.2	Calculada con Ec. 2.3	$\dot{m}_3 = \dot{m}_{13} +$ \dot{m}_{15}	Calculada con P_2 y T_2
3	Mezcla líq/vap	$T_3 = T_{sat}(36 \text{ bar})$	$P_3 = 36$		$h_3 = h_2$
4	Líquido saturado	Calculada con P_4 y $x=0$	$P_4 = 36$	Calculada con h_3 y x_3	Calculada con P_4 y $x=0$
5	Líquido saturado	Calculada con P_5 y $x=0$	$P_5 = 36$	$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 = \dot{m}_7$	Calculada con P_5 y $x=0$
6	Mezcla líq/vap	Calculada con P_6 y h_6	$P_6 = P_{sat}(-8^\circ\text{C})$	Calculada con $Q_{MT}=100 \text{ kW},$ h_7 y h_6	$h_6 = h_5$
7	Vapor sobrecalentado	$T_7 = 2$	$P_7 = P_6$		Calculada con P_7 y T_7
8	Líquido saturado	Calculada con P_8 y $x=0$	$P_8 = 36$	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	Calculada con P_8 y $x=0$
9	Mezcla líq/vap	Calculada con P_9 y h_9	$P_9 = P_{sat}(-8^\circ\text{C})$	Calculada con $Q_{LT}=30 \text{ kW}, h_9$ y h_{10}	$h_9 = h_8$
10	Vapor sobrecalentado	$T_{10} = -22$	$P_{10} = P_9$		Calculada con P_{10} y T_{10}
11	Vapor sobrecalentado	Calculada con h_{11} y P_{11}	$P_{11} = P_7$		Calculada con P_{11} y η_{iso}
12	Vapor sobrecalentado	Calculada con mezcla adiabática de 7 y 11	$P_{12} = P_7$	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{12} =$	Calculada con mezcla adiabática de 7 y 11
13	Vapor sobrecalentado	Calculada con h_{13} y P_{13}	$P_{13} = P_1$	$\dot{m}_{11} + \dot{m}_7$	Calculada con P_{13} y η_{iso}
14	Vapor saturado	Calculada con P_{14} y $x=1$	$P_{14} = 36$	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15}$	Calculada con P_{14} y $x=1$
15	Vapor sobrecalentado	Calculada con h_{15} y P_{15}	$P_{15} = P_1$	Calculada con h_3 y x_3	Calculada con P_{15} y η_{iso}

Para comparar la data experimental mostrada por Tsamos (2017) con la data obtenida del modelo matemático, se utilizó el COP, cuyo valor mide el desempeño del sistema de refrigeración.

2.2 Análisis exergético avanzado

Antes de iniciar el análisis exergético avanzado, se realiza el análisis exergético simple para cada equipo del sistema de la Figura 2.1.

Como estado de referencia (o estado "0"), se toman las siguientes condiciones para el CO₂:

- T₀ = 25°C
- P₀ = 1 bar
- Entalpía, entropía, y otras propiedades, calculadas a partir de la P₀ y T₀.

Estas condiciones de referencia se toman tanto para el cálculo de exergía simple como para el avanzado.

Análisis exergético simple:

El cálculo de la exergía destruida (Ex_d) por equipo se define de la siguiente forma:

Compresores

- C_{LP}: Compresor de baja presión

$$Ex_{d,C_{LP}} = W_{C_{LP}} + \dot{m}_{10}(ex_{10} - ex_{11}) \quad \text{Ec. 2. 49}$$

Siendo $W_{C_{LP}}$ exergía pura de ingreso al equipo. Para el caso de las exergías de las corrientes de ingreso y salida, se calculan de la siguiente forma:

$$ex_{10} = (h_{10} - h_0) - T_0(s_{10} - s_0) \quad \text{Ec. 2. 50}$$

$$ex_{11} = (h_{11} - h_0) - T_0(s_{11} - s_0) \quad \text{Ec. 2. 51}$$

Y el trabajo $W_{C_{LP}}$ se calcula de la siguiente forma:

$$W_{C_{LP}} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) \quad \text{Ec. 2. 52}$$

Combinando las ecuaciones 2.50, 2.51 y 2.52, y reemplazando en 2.49, se tiene lo siguiente:

$$Ex_{d,C_{LP}} = \dot{m}_{10}T_0(s_{11} - s_{10}) \quad \text{Ec. 2. 53}$$

De forma análoga, se expresa la exergía destruida para los otros compresores.

- C_{HP}: Compresor de alta presión

$$Ex_{d,C_{HP}} = \dot{m}_{12}T_0(s_{13} - s_{12}) \quad \text{Ec. 2. 54}$$

- C_{BP}: Compresor paralelo

$$Ex_{d,CBP} = \dot{m}_{14} T_0 (s_{15} - s_{14}) \quad \text{Ec. 2. 55}$$

Intercambiadores de calor

Para el caso de los intercambiadores de calor, el cálculo de la exergía destruida en estos equipos está influenciada por las *todas* las corrientes de entrada y salida en los mismos.

En el sistema 3 (Figura 2.1), se observa que las corrientes de entrada y salida de los equipos que se tienen especificadas con el modelo termodinámico descrito en 2.1, y son para el CO₂. Se debe tener en cuenta que en los intercambiadores de calor del sistema de la Figura 2.1 también ingresa aire del medio ambiente.

Se toma como referencia la data de Ommen (2012) y Gullo (2016) para el aire en estos 3 intercambiadores de calor: GC, E_{MT} y E_{LT}:

Tabla 2. 2: Parámetros para el fluido aire en el sistema de trabajo. Fuente: [13] y [32].

	T (°C)	Estado
T aire entra al E _{MT}	-5	18
T aire sale del E _{MT}	5	19
T aire entra al E _{LT}	-18	20
T aire sale del E _{LT}	-25	21
T aire entra al GC	T _{amb}	16
T aire sale del GC	T _{amb} + 5°C	17

La presión de trabajo de entrada y salida en los 3 intercambiadores de calor se considera como presión ambiental (1 bar o 100 kPa).

Para definir puntos de trabajo en el sistema de la Figura 2.1, se indican las entradas y salidas del fluido *aire* en las Figuras 2.5 a 2.7:

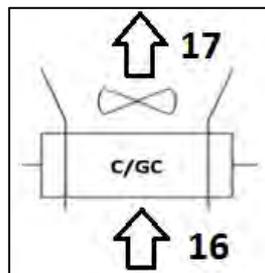


Figura 2. 5: Ingreso (16) y salida (17) de aire en el enfriador de gas GC.

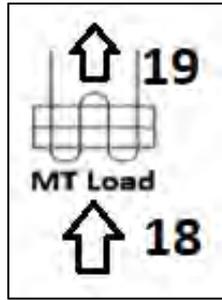


Figura 2. 6: Ingreso (18) y salida (19) de aire en el evaporador de media temperatura E_{MT} .

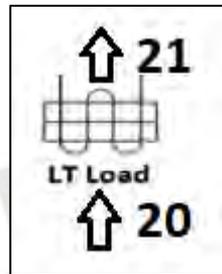


Figura 2. 7: Ingreso (20) y salida (21) de aire en el evaporador de baja temperatura E_{LT} .

Se han trazado manualmente las corrientes 16 a la 21, que representan al aire ingresando a los intercambiadores de calor trabajados en el sistema. Como condiciones de referencia para el cálculo de la exergía del aire, se toman las siguientes condiciones para el aire:

- $T_{22} = 25^{\circ}\text{C}$
- $P_{22} = 1 \text{ bar}$
- Entalpía, entropía, y otras propiedades, calculadas a partir de la P_{22} y T_{22} .

La masa de aire en cada intercambiador es calculada a través del balance de energía. Para el caso de ambos evaporadores, la masa de aire permanece constante bajo cualquier condición de temperatura ambiente. Se parte de la premisa que el requerimiento de Q_{MT} igual a 100 kW y de Q_{LT} igual a 30 kW es constante para una masa constante de aire requerida para el sistema de refrigeración con CO_2 para el supermercado.

Para el caso del enfriador de gas: la temperatura de aire de entrada al enfriador es la temperatura ambiente, y dado que el fluido principal en este equipo es el CO_2 (el aire sólo cumple el propósito de ser el fluido frío), la masa de aire *no permanece constante* al variar las condiciones de temperatura ambiente. Se calcula, para cada caso, por medio

del balance de energía en el equipo, asumiendo que no se pierde calor al medio ambiente.

A continuación, se desarrolla las ecuaciones para la exergía destruida:

- GC: Enfriador de gas o condensador

$$Ex_{d,GC} = W_{fans GC} + \dot{m}_1(ex_1 - ex_2) + \dot{m}_{16}(ex_{16} - ex_{17}) \quad \text{Ec. 2. 56}$$

Siendo el trabajo de los ventiladores del equipo $W_{fans GC}$ exergía pura que ingresa al equipo. Para las otras corrientes, la exergía se calcula de la siguiente manera:

$$ex_1 = (h_1 - h_0) - T_0(s_1 - s_0) \quad \text{Ec. 2. 57}$$

$$ex_2 = (h_2 - h_0) - T_0(s_2 - s_0) \quad \text{Ec. 2. 58}$$

$$ex_{16} = (h_{16} - h_{22}) - T_{22}(s_{16} - s_{22}) \quad \text{Ec. 2. 59}$$

$$ex_{17} = (h_{16} - h_{22}) - T_{22}(s_{17} - s_{22}) \quad \text{Ec. 2. 60}$$

De forma análoga, se expresa la exergía destruida para los otros intercambiadores de calor.

- E_{MT}: Evaporador de media temperatura

$$Ex_{d,E_{MT}} = W_{fans E_{MT}} + \dot{m}_6(ex_6 - ex_7) + \dot{m}_{18}(ex_{18} - ex_{19}) \quad \text{Ec. 2. 61}$$

- E_{LT}: Evaporador de baja temperatura

$$Ex_{d,E_{LT}} = W_{fans E_{LT}} + \dot{m}_9(ex_9 - ex_{10}) + \dot{m}_{20}(ex_{20} - ex_{21}) \quad \text{Ec. 2. 62}$$

Válvulas de expansión

- V_{HP}: Válvula de expansión de alta presión

$$Ex_{d,V_{HP}} = \dot{m}_1(ex_2 - ex_3) \quad \text{Ec. 2. 63}$$

- V_{MT}: Válvula de expansión de media presión

$$Ex_{d,V_{MT}} = \dot{m}_6(ex_5 - ex_6) \quad \text{Ec. 2. 64}$$

- V_{LT}: Válvula de expansión de baja presión

$$Ex_{d,V_{LT}} = \dot{m}_9(ex_8 - ex_9) \quad \text{Ec. 2. 65}$$

De esta forma, ya se tiene definido el cálculo de la exergía destruida total para cada equipo del sistema a analizar.

Los resultados del análisis exergético simple y su contraste con el análisis exergético avanzado se detallarán en el Capítulo 3.

Análisis exerético avanzado:

Como se explicó al inicio del capítulo, el análisis exerético avanzado permite dividir la exería destruida de un equipo en 4 términos:

$$Ex_d = Ex_{d,inevitable}^{endógena} + Ex_{d,evitable}^{endógena} + Ex_{d,inevitable}^{exógena} + Ex_{d,evitable}^{exógena} \quad \text{Ec. 2. 2}$$

Este análisis permite identificar a los equipos con mayor exería destruida evitable (sea endógena o exógena), siendo estos equipos sobre los que es posible optimizar.

A continuación se desarrolla, paso a paso, el análisis exerético avanzado de cada equipo del sistema analizado, siguiendo la metodología, conceptos y asunciones de diversos autores mencionados anteriormente.

EXERÍA DESTRUIDA EVITABLE E INEVITABLE

$$Ex_d = Ex_{in} - Ex_{out} = Ex_{d,inevitable} + Ex_{d,evitable} \quad \text{Ec. 2. 66}$$

La exería destruida inevitable en un equipo hace referencia a aquella exería destruida que es causada por irreversibilidades del equipo que no se pueden evitar, como resultado de límites físicos, tecnológicos, económicos u otros.

Compresores

En los compresores, se toma una eficiencia isoentrópica máxima de 95%, siendo el 5% restante el que representa a las limitaciones tecnológicas [23]:

- C_{LP}: Compresor de baja presión

$$n_{iso} = 0.95 = \frac{(h_{11,isoentrópica} - h_{10})}{(h_{11} - h_{10})} \quad \text{Ec. 2. 67}$$

- C_{HP}: Compresor de alta presión

$$n_{iso} = 0.95 = \frac{(h_{13,isoentrópica} - h_{12})}{(h_{13} - h_{12})} \quad \text{Ec. 2. 68}$$

- C_{BP}: Compresor paralelo

$$n_{iso} = 0.95 = \frac{(h_{15,isoentrópica} - h_{14})}{(h_{15} - h_{14})} \quad \text{Ec. 2. 69}$$

Intercambiadores de calor

En equipos como intercambiadores de calor, se tiene siempre una diferencia de temperatura entre el lado caliente y el lado frío. Aun cuando la diferencia de

temperatura sea mínima, esta siempre generará una irreversibilidad causada por la diferencia finita de temperatura en ambos lados del intercambiador.

Para el cálculo de la exergía inevitable en estos equipos, se asume una diferencia de temperatura entre el lado caliente y el lado frío¹¹ de 0.5°C (la mínima posible)[23]. La exergía evitable es calculada por diferencia.

- GC: Enfriador de gas o condensador

La diferencia de temperatura asumida se reflejará en la temperatura de salida del CO₂ del enfriador de gas:

$$T_2 = T_{amb} + 0.5^\circ C \quad \text{Ec. 2. 70}$$

- E_{MT}: Evaporador de media temperatura

La diferencia de temperatura asumida se reflejará en la temperatura de evaporación del CO₂ respecto a la temperatura del aire que sale del mismo equipo (T₁₉).

$$T_6 = T_7 = T_{19} - 0.5^\circ C \quad \text{Ec. 2. 71}$$

- E_{LT}: Evaporador de baja temperatura

La diferencia de temperatura asumida se reflejará en la temperatura de evaporación del CO₂ respecto a la temperatura del aire que sale del mismo equipo (T₂₁).

$$T_9 = T_{10} = T_{21} - 0.5^\circ C \quad \text{Ec. 2. 72}$$

Válvulas de expansión

El estrangulamiento en las válvulas de expansión es siempre un proceso irreversible y no se le puede asignar una eficiencia. Las válvulas se siguen considerando isoentálpicas y las exergías se siguen calculando de la misma forma.

Cabe resaltar que los estados termodinámicos de los puntos antes y después de las válvulas no serán los mismos que en el proceso original, pues se han visto afectados por

¹¹ Típicamente conocido en la literatura en inglés como: *approach*.

las condiciones impuestas de eficiencia sobre los compresores y los intercambiadores de calor, para el cálculo de este ciclo de exergía inevitable.

La exergía evitable se calcula por diferencia con los datos exergía destruida total calculada en el análisis exergético simple.

EXERGÍA DESTRUIDA ENDÓGENA Y EXÓGENA

$$Ex_d = Ex_{in} - Ex_{out} = Ex_d^{end\acute{o}gena} + Ex_d^{ex\acute{o}gena} \quad \text{Ec. 2. 73}$$

La exergía destruida endógena en un equipo hace referencia a aquella exergía destruida que es causada por irreversibilidades propias e internas del equipo. Es decir, si se analiza el equipo x de un sistema de n equipos, y el resto de los equipos ($n-x$) trabaja a condiciones teóricas e ideales, la exergía destruida en el equipo analizado, x , se deberá únicamente a factores internos del mismo equipo.

Para analizar cada uno de los equipos, se deben hacer las siguientes asunciones:

Compresores: C_{HP} , C_{LP} y C_{BP}

- Los otros 2 compresores (no analizados) son ideales, es decir, isoentrópicos (n_{iso} igual 100%).
- Las 3 válvulas de expansión (V_{HP} , V_{MT} y V_{LT}) no se pueden considerar ideales; pues como se mencionó anteriormente, son equipos intrínsecamente irreversibles. Para propósitos del análisis, son *reemplazados* por expansores isoentrópicos con eficiencia de 100%.
- Las condiciones de los 3 intercambiadores de calor (GC , E_{MT} y E_{LT}) quedan fijadas por las consideraciones anteriores.

Intercambiadores de calor: GC , E_{MT} y E_{LT}

- Los 3 compresores (C_{LP} , C_{HP} y C_{LP}) son ideales, es decir, isoentrópicos (n_{iso} igual a 100%).
- Las 3 válvulas de expansión (V_{HP} , V_{MT} y V_{LT}) no se pueden considerar ideales; pues como se mencionó anteriormente, son equipos intrínsecamente irreversibles. Para propósitos del análisis, son *reemplazados* por expansores isoentrópicos con eficiencia de 100%.

- Las condiciones de los otros 2 intercambiadores de calor (no analizados) quedan fijadas por las consideraciones anteriores.

Válvulas de expansión: V_{HP} , V_{MT} y V_{LT}

- Los 3 compresores (C_{LP} , C_{HP} y C_{LP}) son ideales, es decir, isoentrópicos (n_{iso} igual a 100%).
- Las condiciones de los 3 intercambiadores de calor (GC , E_{MT} y E_{LT}) quedan fijadas por las consideraciones anteriores.
- Las otras 2 válvulas de expansión (no analizadas) no se pueden considerar ideales, pues como se mencionó anteriormente, son equipos intrínsecamente irreversibles. Para propósitos del análisis, son *reemplazados* por expansores isoentrópicos con eficiencia de 100%.

Para cada equipo se elabora un ciclo *híbrido* de trabajo, con condiciones ideales en todos los equipos, menos el analizado, y con condiciones y eficiencias reales en el equipo analizado. Con este ciclo se calcula la exergía destruida endógena por equipo.

Por diferencia con la exergía destruida total, se tiene la exergía destruida exógena.

EXERGÍA DESTRUIDA EVITABLE, INEVITABLE, *ENDÓGENA* Y *EXÓGENA*

Se calculará la *exergía endógena inevitable* por cada equipo de la misma forma que se determinó la exergía endógena por equipo, con las siguientes diferencias:

- En lugar de compresores con eficiencia al 100%, se tomará como eficiencia isoentrópica de compresores 95% (la misma usada para el cálculo de exergía inevitable);
- Para los intercambiadores de calor se usará una diferencia de temperatura entre el lado caliente y el lado frío de 0.5°C (el mismo valor usado para el cálculo de exergía evitable);
- Por último, las válvulas de expansión se considerarán isoentálpicas. Como ya se ha mencionado, la exergía destruida que se puede reducir es la evitable, por lo que se hará énfasis en la misma.

De esta forma, una vez calculada la *exergía endógena inevitable* por equipo, se calculan el resto de las exergías de la siguiente forma (por equipo):

$$Ex_{d,evitable}^{endógena} = Ex_d^{endógena} - Ex_{d,inevitable}^{endógena} \quad \text{Ec. 2. 74}$$

$$Ex_{d,evitable}^{exógena} = Ex_{d,evitable} - Ex_{d,evitable}^{endógena} \quad \text{Ec. 2. 75}$$

$$Ex_{d,inevitable}^{exógena} = Ex_d^{exógena} - Ex_{d,evitable}^{exógena} \quad \text{Ec. 2. 76}$$

Nuevamente se indica que, los resultados del cálculo indicado se mostrarán en el Capítulo 3.

2.3 Análisis exergoeconómico

El objetivo del desarrollo matemático del análisis exergoeconómico es obtener los costos unitarios (US\$/GJ) de cada corriente analizada del sistema de la Figura 2.1, a partir de las ecuaciones de balance de costos para cada equipo. Con los costos unitarios de cada corriente, se procederá al análisis exergoeconómico como tal.

Desarrollo matemático:

Compresores

- C_{LP}: Compresor de baja presión

$$C_{P,C_{LP}} = C_{F,C_{LP}} + Z_{C_{LP}} \quad \text{Ec. 2. 77}$$

El *combustible* para el caso de los compresores del sistema de refrigeración sería el trabajo ingresado a cada compresor para poder obtener la presión deseada a la salida de cada uno:

$$C_{F,C_{LP}} = W_{C_{LP}} \times c_{el} \quad \text{Ec. 2. 78}$$

Y el trabajo del compresor de baja presión ya ha sido calculado de acuerdo con la Ecuación 2.47 del capítulo 2:

$$W_{C_{LP}} = \dot{m}_{10}(\dot{h}_{11} - \dot{h}_{10}) \quad \text{Ec. 2. 47}$$

La variable c_{el} corresponde al costo de energía eléctrica (US\$/kWh). Para el desarrollo del cálculo se ha tomado como costo de energía eléctrica el valor de 0.12 US\$/kWh [25].

El *producto* de la Ecuación 2.77, sería la exergía ganada por la corriente de CO₂ que pasa por el compresor. Para el caso del compresor de baja presión, sería el siguiente:

$$C_{P,C_{LP}} = c_{i11}\dot{m}_{11}ex_{11} - c_{i10}\dot{m}_{10}ex_{10} \quad \text{Ec. 2. 79}$$

siendo c_{i11} y c_{i10} los costos unitarios (US\$/kJ) de las corrientes 11 (salida del compresor de baja presión) y 10 (ingreso al compresor de baja presión), respectivamente.

Respecto al término $Z_{C_{LP}}$, el PEC de un compresor puede estimarse con la siguiente correlación ([25], [28] y [29]):

$$PEC_{compresor} = 10167.5 (W)^{0.46} \quad \text{Ec. 2. 80}$$

donde W es el trabajo requerido en el compresor a analizar.

Finalmente, juntando las ecuaciones 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.47, 2.78, 2.79 y 2.80; se tiene la siguiente ecuación:

$$c_{i11}\dot{m}_{11}ex_{11} - c_{i10}\dot{m}_{10}ex_{10} = \dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}) c_{el} + \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times \frac{\phi}{N \times 3600} \times 10167.5 (\dot{m}_{10}(h_{11} - h_{10}))^{0.46} \quad \text{Ec. 2. 81}$$

Siendo la Ecuación 2.81 la correspondiente al balance de costo para el compresor de baja presión. Se trabaja de forma análoga para los otros compresores del sistema a analizar.

- C_{HP}: Compresor de alta presión

$$c_{i13}\dot{m}_{13}ex_{13} - c_{i12}\dot{m}_{12}ex_{12} = \dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}) c_{el} + \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times \frac{\phi}{N \times 3600} \times 10167.5 (\dot{m}_{12}(h_{13} - h_{12}))^{0.46} \quad \text{Ec. 2. 82}$$

- C_{BP} : Compresor paralelo

$$c_{15}\dot{m}_{15}ex_{15} - c_{14}\dot{m}_{14}ex_{14} = \dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}) c_{el} + \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times \frac{\phi}{N \times 3600} \times 10167.5 (\dot{m}_{14}(h_{15} - h_{14}))^{0.46}$$

Ec. 2. 83

Intercambiadores de calor

Para el caso de los intercambiadores de calor, tanto las corrientes de CO₂ como las de aire ingresan al balance de costos.

- GC: Enfriador de gas o condensador

$$C_{P,GC} = C_{F,GC} + Z_{GC} \quad \text{Ec. 2. 84}$$

La corriente del *producto* es la que gana exergía, en este caso, la corriente del lado aire:

$$C_{P,GC} = c_{17}\dot{m}_{17}ex_{17} - c_{16}\dot{m}_{16}ex_{16} \quad \text{Ec. 2. 85}$$

Siendo c_{16} y c_{17} los costos unitarios (US\$/kJ) de las corrientes 16 (salida de aire del enfriador de gas) y 17 (ingreso de aire al enfriador de gas), respectivamente. En el caso particular de las corrientes que se encuentran a condiciones ambientales (puede ser aire en un aroenfriador como este caso, o agua a condiciones ambientales usada para enfriar) su costo unitario =0, pues no implica ningún costo llevarla a las condiciones en las que se encuentra [25]. De esta forma, $c_{16} = 0$.

El *combustible* de la Ecuación 2.84 corresponde a la corriente de CO₂ más el trabajo requerido para poner en funcionamiento los ventiladores del enfriador de gas, por consiguiente:

$$C_{F,GC} = c_1\dot{m}_1ex_1 - c_2\dot{m}_2ex_2 + W_{fans GC}c_{el} \quad \text{Ec. 2. 86}$$

Respecto al término Z_{GC} , el PEC de un enfriador de gas o evaporador, con ventiladores (*fans*), puede estimarse con la siguiente correlación [29]:

$$PEC_{enfriador de gas con fans} = 1397 (A)^{0.89} + 629.05(W_{fans GC})^{0.76} \quad \text{Ec. 2. 87}$$

$$PEC_{evaporador con fans} = 1397 (A)^{0.89} + 629.05(W_{fans E_{MT/LT}})^{0.76} \quad \text{Ec. 2. 88}$$

Siendo A el área requerida para cada intercambiador, en cada caso. El área requerida para cada intercambiador se calcula a partir de la ecuación general de transferencia de calor:

$$Q = UA.LMTD \quad \text{Ec. 2. 89}$$

El valor de LMTD (diferencia de temperatura media logarítmica) y Q se puede calcular para cada intercambiador. De la Ecuación 2.89 se obtiene el parámetro UA , que es un parámetro que multiplica el coeficiente global de transferencia de calor U con el área A requerida para el intercambiador.

Para obtener el área A , es preciso conocer el coeficiente de transferencia U . Este coeficiente de transferencia ha sido estudiado por diversos autores en diferentes ensayos experimentales hechos en enfriadores de gas y evaporadores. Sin embargo, cada ensayo es particular para las condiciones de operación del CO_2 y el fluido alterno con el cual se realice el estudio.

Para el caso de este trabajo, se ha utilizado el software ASPEN HYSYS y ASPEN Exchanger Design Rating para determinar el coeficiente U ($W/m^2 \cdot ^\circ C$) de cada intercambiador de calor del sistema de refrigeración analizado.

Para obtener un coeficiente U representativo de todo el rango de temperaturas ambiente, se ha seleccionado de forma aleatoria grupos de datos del sistema de refrigeración con CO_2 para, sobre los mismos, hacer el cálculo correspondiente del coeficiente U .

Cada uno de estos grupos de condiciones fue ingresado al software ASPEN HYSYS de la siguiente forma (el software trabajó con las ecuaciones de estado de Peng-Robinson):

Air cooler: GC		1	2
Conditions	Vapour	1.0000	1.0000
Properties	Temperature [C]	107.7	36.11
Composition	Pressure [bar]	90.72	90.12
PF Specs	Molar Flow [MMSCFD]	1.429	1.429
	Mass Flow [kg/s]	0.8700	0.8700
	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	3.795	3.795
	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-3.932e+005	-4.027e+005
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	139.5	110.6
	Heat Flow [kJ/h]	-2.798e+007	-2.866e+007

Figura 2. 8: Captura del simulador ASPEN HYSYS para el diseño del enfriador de gas, obtenido para un grupo de datos seleccionado.

Y usando el software complementario ASPEN Exchanger Design Rating, se procedió a calcular el coeficiente U para cada caso:

Rigorous Air Cooler - Results Summary	
Total Heat Load [kJ/h]	6.805e+005
Effective Surface Area [m²]	1018
Effective MTD [C]	6.246
Overall Dirty Coeff [W/m²-C]	698.6
Overall Clean Coeff [W/m²-C]	698.6

Figura 2. 9: Captura del simulador ASPEN HYSYS donde se muestra el cálculo de U , obtenido para un grupo de datos seleccionado.

Esta forma de trabajo se repitió para todos los grupos. Los resultados se mostrarán en el Capítulo 3. El U representativo resultante es $670.1 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$. Combinando finalmente, las ecuaciones 2.84 a 2.89 y el parámetro U , se obtiene la siguiente expresión:

$$\begin{aligned}
 c_{17}\dot{m}_{17}ex_{17} &= c_1\dot{m}_1ex_1 - c_2\dot{m}_2ex_2 + W_{f\text{ans } GC}c_{el} \\
 &+ \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times \frac{\phi}{N \times 3600} \times 1397 \left(\frac{Q_{GC}}{LMTD_{GC} \cdot 670.1} \right)^{0.89} + 629.05(W_{f\text{ans } GC})^{0.76}
 \end{aligned}$$

Ec. 2. 90

De forma análoga, se expresa la ecuación de balance de costos para los evaporadores de media y de baja temperatura. Además, se indica la estimación del coeficiente U en cada caso.

- E_{MT} : Evaporador de media temperatura

Parámetro U obtenido: $666 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned}
 c_{19}\dot{m}_{19}ex_{19} &= c_6\dot{m}_6ex_6 - c_7\dot{m}_7ex_7 + W_{f\text{ans } E_{MT}}c_{el} \\
 &+ \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times \frac{\phi}{N \times 3600} \times 1397 \left(\frac{Q_{E_{MT}}}{LMTD_{E_{MT}} \cdot 666} \right)^{0.89} + 629.05(W_{f\text{ans } E_{MT}})^{0.76}
 \end{aligned}$$

Ec. 2. 91

- E_{LT} : Evaporador de baja temperatura

Parámetro U obtenido: $360.6 \text{ W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$.

$$\begin{aligned}
 c_{21}\dot{m}_{21}ex_{21} &= c_9\dot{m}_9ex_9 - c_{10}\dot{m}_{10}ex_{10} + W_{f\text{ans } E_{LT}}c_{el} \\
 &+ \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \times \frac{\phi}{N \times 3600} \times 1397 \left(\frac{Q_{E_{LT}}}{LMTD_{E_{LT}} \cdot 360.6} \right)^{0.89} + 629.05(W_{f\text{ans } E_{LT}})^{0.76}
 \end{aligned}$$

Ec. 2. 92

Válvulas de expansión

Para el caso de las válvulas de expansión, su valor de Z_k se considera cero, pues tanto el costo de inversión, operación y mantenimiento de las mismas, no es representativo y no afecta al balance de costos, a diferencia de los otros equipos ([26], [27] y [29]). De esta forma, la ecuación de balance de costos para las válvulas de expansión quedaría de la siguiente forma:

$$C_P = C_F \quad \text{Ec. 2. 93}$$

Aplicando esta ecuación para todas las válvulas de expansión, se tiene:

- V_{HP} : Válvula de expansión de alta presión

$$c_2 \dot{m}_2 ex_2 = c_3 \dot{m}_3 ex_3 \quad \text{Ec. 2. 94}$$

- V_{MT} : Válvula de expansión de media presión

$$c_5 \dot{m}_5 ex_5 = c_6 \dot{m}_6 ex_6 \quad \text{Ec. 2. 95}$$

- V_{LT} : Válvula de expansión de baja presión

$$c_8 \dot{m}_8 ex_8 = c_9 \dot{m}_9 ex_9 \quad \text{Ec. 2. 96}$$

Finalmente, se tienen las siguientes ecuaciones de balances de costos para todos los equipos del sistema de refrigeración con compresión paralela de CO_2 analizado en este trabajo:

$$c_{11} \dot{m}_{11} ex_{11} - c_{10} \dot{m}_{10} ex_{10} = \dot{m}_{10} (h_{11} - h_{10}) c_{el} + \frac{i (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \times \frac{\emptyset}{N \times 3600} \times 10167.5 (\dot{m}_{10} (h_{11} - h_{10}))^{0.46} \quad \text{Ec. 2. 81}$$

$$c_{13} \dot{m}_{13} ex_{13} - c_{12} \dot{m}_{12} ex_{12} = \dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12}) c_{el} + \frac{i (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \times \frac{\emptyset}{N \times 3600} \times 10167.5 (\dot{m}_{12} (h_{13} - h_{12}))^{0.46} \quad \text{Ec. 2. 82}$$

$$c_{15} \dot{m}_{15} ex_{15} - c_{14} \dot{m}_{14} ex_{14} = \dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14}) c_{el} + \frac{i (1 + i)^n}{(1 + i)^n - 1} \times \frac{\emptyset}{N \times 3600} \times 10167.5 (\dot{m}_{14} (h_{15} - h_{14}))^{0.46} \quad \text{Ec. 2. 83}$$

$$c_{17}\dot{m}_{17}ex_{17} = c_1\dot{m}_1ex_1 - c_2\dot{m}_2ex_2 + W_{fans\ GC}c_{el} + \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} x \frac{\emptyset}{N x 3600} x 1379 \left(\frac{Q_{GC}}{LMTD_{GC} 670.1} \right)^{0.89} + 629.05(W_{fans\ GC})^{0.76}$$

Ec. 2. 90

$$c_{19}\dot{m}_{19}ex_{19} = c_6\dot{m}_6ex_6 - c_7\dot{m}_7ex_7 + W_{fans\ EMT}c_{el} + \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} x \frac{\emptyset}{N x 3600} x 1379 \left(\frac{Q_{EMT}}{LMTD_{EMT} \cdot 666} \right)^{0.89} + 629.05(W_{fans\ EMT})^{0.76}$$

Ec. 2. 91

$$c_{21}\dot{m}_{21}ex_{21} = c_9\dot{m}_9ex_9 - c_{10}\dot{m}_{10}ex_{10} + W_{fans\ ELT}c_{el} + \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} x \frac{\emptyset}{N x 3600} x 1379 \left(\frac{Q_{ELT}}{LMTD_{ELT} \cdot 360.6} \right)^{0.89} + 629.05(W_{fans\ ELT})^{0.76}$$

Ec. 2. 92

$$c_2\dot{m}_2ex_2 = c_3\dot{m}_3ex_3 \quad \text{Ec. 2. 94}$$

$$c_5\dot{m}_5ex_5 = c_6\dot{m}_6ex_6 \quad \text{Ec. 2. 95}$$

$$c_8\dot{m}_8ex_8 = c_9\dot{m}_9ex_9 \quad \text{Ec. 2. 96}$$

Cuyas variables desconocidas son $c_1, c_2, c_3, c_5, c_6, c_7, c_8, c_9, c_{10}, c_{11}, c_{12}, c_{13}, c_{14}, c_{15}, c_{17}, c_{19}$ y c_{21} . Se tienen 17 variables desconocidas y sólo 9 ecuaciones. Se requieren de 8 ecuaciones adicionales para completar el sistema de ecuaciones.

A continuación, se formularán ecuaciones adicionales basadas en el método de Bejan:

Puntos de mezcla y separación

De acuerdo con la Figura 2.1, se tienen 2 puntos de mezcla y 2 puntos de separación, cuyo balance de costos sería el siguiente:

Punto de mezcla 1:

$$c_7\dot{m}_7ex_7 + c_{11}\dot{m}_{11}ex_{11} = c_{12}\dot{m}_{12}ex_{12} \quad \text{Ec. 2. 97}$$

Punto de mezcla 2:

$$c_{15}\dot{m}_{15}ex_{15} + c_{13}\dot{m}_{13}ex_{13} = c_1\dot{m}_1ex_1 \quad \text{Ec. 2. 98}$$

Punto de separación 1: recipiente receptor de líquido

$$c_3\dot{m}_3ex_3 = c_{14}\dot{m}_{14}ex_{14} + c_4\dot{m}_4ex_4 \quad \text{Ec. 2. 99}$$

Punto de separación 2: salida del recipiente recibidor de líquido

$$\dot{c}_4 \dot{m}_4 ex_4 = \dot{c}_5 \dot{m}_5 ex_5 + \dot{c}_8 \dot{m}_8 ex_8 \quad \text{Ec. 2. 100}$$

Se tienen 4 ecuaciones nuevas, quedarían pendientes 4 ecuaciones más para completar el sistema. Sin embargo, en la ecuación 2.99 se ha introducido una nueva variable: \dot{c}_4 , por lo que ahora se requieren 5 ecuaciones adicionales para completar el sistema de 18 variables desconocidas.

Costos unitarios iguales

En algunos casos, los costos unitarios de algunas corrientes del sistema permanecen iguales. Es el caso de los puntos de separación 1 y 2. Las corrientes provenientes de un punto de separación mantienen su mismo costo unitario, pues son separadas sin incurrir en ningún costo adicional [30], por consiguiente:

$$\dot{c}_4 = \dot{c}_{14} \quad \text{Ec. 2. 101}$$

$$\dot{c}_5 = \dot{c}_8 \quad \text{c. 2. 102}$$

En adición, para el caso de los intercambiadores de calor (enfriador de gas y evaporadores MT/LT), siguiendo lo mostrado en la Figura 2.2, se tiene que los costos unitarios de las corrientes que forman parte del *combustible* (definidos en las ecuaciones 2.86, 2.91 y 2.92) no varían, pues son las corrientes de combustible quienes suministran exergía al *producto* sin alterar su costo unitario ([31] y [30]). De esta forma:

$$\dot{c}_1 = \dot{c}_2 \quad \text{Ec. 2. 103}$$

$$\dot{c}_6 = \dot{c}_7 \quad \text{Ec. 2. 104}$$

$$\dot{c}_9 = \dot{c}_{10} \quad \text{Ec. 2. 105}$$

Ahora sí se tienen 18 ecuaciones y las siguientes variables desconocidas: $\dot{c}_1, \dot{c}_2, \dot{c}_3, \dot{c}_4, \dot{c}_5, \dot{c}_6, \dot{c}_7, \dot{c}_8, \dot{c}_9, \dot{c}_{10}, \dot{c}_{11}, \dot{c}_{12}, \dot{c}_{13}, \dot{c}_{14}, \dot{c}_{15}, \dot{c}_{17}, \dot{c}_{19}$ y \dot{c}_{21} (18 variables).

El sistema está listo para resolverse y calcular los costos unitarios de cada corriente.

Con estos costos, se puede proceder al análisis exergoeconómico definiendo el siguiente parámetro de análisis [31]:

Factor exergoeconómico

$$f_k = \frac{Z_k}{Z_k + \dot{c}_{D,k} E_{D,k}} \quad \text{Ec. 2. 106}$$

La variable $E_{D,k}$ se refiere a la exergía destruida en cada equipo del sistema. Las exergías destruidas por equipo han sido calculadas en el ítem 2.2. La variable $\dot{c}_{D,k}$ se refiere al costo unitario que implica la exergía destruida en cada equipo. De acuerdo a [31], el costo de la exergía destruida por equipo se puede tomar como el costo unitario del *combustible* o del *producto* del equipo que se esté analizando.

En el primer caso (costo unitario de exergía destruida igual que el costo unitario del *combustible*), se puede interpretar al costo unitario de exergía como el *combustible* adicional que hay que suministrar al equipo para cubrir la exergía requerida en el producto y en la corriente de exergía destruida.

En el segundo caso (costo unitario de exergía destruida igual que el costo unitario del *producto*), se puede interpretar al costo de exergía destruida como una pérdida monetaria cuyo valor corresponde al costo del producto del equipo analizado.

Se ha comprobado que ninguna de las dos asunciones presentadas anteriormente satisface por completo al balance de costos de exergía destruida, pues realmente el costo unitario de exergía destruida es un valor intermedio de ambos (*combustible* y *producto*).

Para efectos de comparación, se tomará como costo unitario de exergía destruida por equipo, igual al costo de unitario de combustible requerido por el mismo equipo.

Teniendo en cuenta esto, el factor exergoeconómico f_k , es una medida del desempeño de cada equipo del sistema, pues indica la contribución de los costos no relacionados con la exergía (Z_k) respecto al costo total de operar el equipo: $Z_k + \dot{c}_{D,k} E_{D,k}$.

Valores bajos del factor exergoeconómico f_k indican que el equipo se puede optimizar en su diseño, con el objetivo de reducir los costos de exergía destruida, aún si esto implica un mayor costo de inversión del equipo.

Valores altos del factor exergoeconómico f_k indican que el equipo está próximo a trabajar dentro de su óptimo, y que cualquier reducción en el costo de inversión del

equipo impactaría en la eficiencia del mismo, y por ende, tendrá mayores costos de exergía destruida.

Teniendo en cuenta lo mencionado, se buscará mejorar el diseño del equipo que presente valores de f_k bajos, y se contrastará estos resultados con los del análisis exergético avanzado realizado en 2.2.

Para poder calcular el factor f_k , se requieren los costos unitarios de *combustible* de cada equipo (que se tomarán como los costos unitarios de exergía destruida $\dot{c}_{D,k}$). A continuación, se definirán en la siguiente tabla:

Tabla 2. 3: Costos unitarios de exergía destruida (US\$/GJ) para cada equipo del sistema de refrigeración analizado.

Equipo	Costo unitario de combustible al equipo (US\$/GJ)
C _{LP}	\dot{c}_{el}
C _{HP}	\dot{c}_{el}
C _{BP}	\dot{c}_{el}
GC	$\dot{c}_{el} + \dot{c}_1$
E _{MT}	$\dot{c}_{el} + \dot{c}_6$
E _{LT}	$\dot{c}_{el} + \dot{c}_9$
V _{HP}	\dot{c}_2
V _{MT}	\dot{c}_5
V _{LT}	\dot{c}_8

Con los costos unitarios de exergía destruida de la Tabla 2.3, los resultados de exergía destruida del ítem 2.2 y los costos de operación de cada equipo Z_k , se calcula el factor f_k para cada equipo del sistema y se procede al análisis exergoeconómico.

2.4 Metodología de solución

A continuación, se explica la metodología de solución para los 3 análisis a realizar en este trabajo de tesis:

- Análisis termodinámico
- Análisis exergético avanzado
- Análisis exergoeconómico

Para cada análisis, se define como parámetro comparativo los siguientes factores:

- COP (para el análisis termodinámico): este es el parámetro comparativo de sistemas de refrigeración usado en la literatura y en la industria. El COP calculado con el análisis termodinámico se comparará con el COP obtenido por Tsamos (2017) en su análisis (ver Figura 2.3). Cabe resaltar nuevamente que el COP obtenido por Tsamos ha sido validado experimentalmente en su artículo [24], por lo que si el COP obtenido con el modelo termodinámico planteado en este trabajo corresponde al COP obtenido por Tsamos en la Figura 2.3, se dará por validado el modelo.
- $Ex_{d,evitable}^{endógena}$ y $Ex_{d,evitable}^{exógena}$: las exergías evitables endógenas y exógenas serán los parámetros comparativos de este análisis. Se contrastarán los valores entre los equipos del sistema de la Figura 2.1, identificando al (o los) equipos con mayor potencial de mejora para reducir la exergía destruida evitable total.
- f_k : el factor exergoeconómico compara el desempeño de cada equipo considerando la exergía destruida en cada uno y los costos de operación del mismo. Este factor es clave en la identificación de equipos con potencial de mejora en su diseño para reducir los costos de exergía destruida.

La metodología de solución se resume en un diagrama lógico que agrupa los 3 análisis y muestra la dependencia entre uno y otro. Ver Figura 2.10.

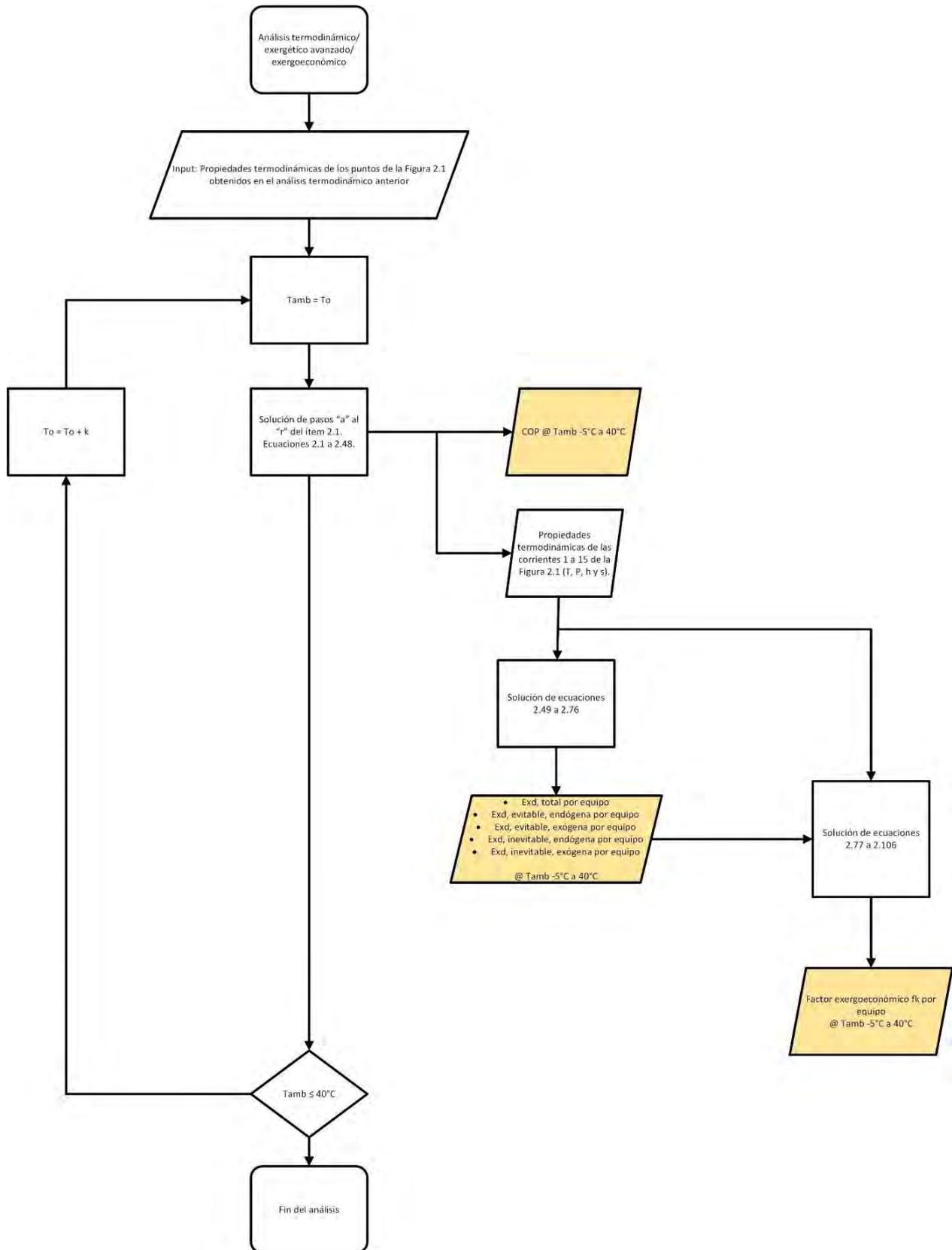


Figura 2. 10: Diagrama lógico con metodología de solución

En la Figura 2.10, el valor de k dependerá de la resolución que se desee para el análisis. Para el caso de este trabajo de tesis, se han seleccionado 40 valores de T_{amb} aleatorios, siendo los mismos los indicados en la Tabla 2.4:

Tabla 2. 4: Valores de temperatura ambiente tomados para la metodología de solución utilizada.

T_{amb} (°C)
-5.0
-3.7
-2.2
-0.9
-0.4
2.1
3.0
3.9
4.9
5.7
6.7
7.6
8.6
9.5
10.8
11.7
12.9
13.8
15.1
16.1
17.4
18.4
19.8
20.8
22.4
23.5
25.0
26.1
26.9
27.8
29.2
30.0
31.4
32.3
33.6
34.6
35.9
36.9
38.5
39.5

Finalmente, los valores de COP en todo el rango de T_{amb} de trabajo, se compararán con los de la Figura 2.3 para dar por válido el modelo termodinámico y, por ende, todos los resultados obtenidos con la metodología planteada.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS Y RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos del desarrollo matemático de los 3 abordajes descritos en el capítulo anterior.

Además, se analizan los hallazgos del estudio. Al finalizar, se tendrá definido el equipo (o los equipos) con mayor potencial de reducción de exergía evitable de forma que se mejore el COP del sistema y se reduzcan los costos de operación del sistema.

Objetivos del capítulo

Determinar el (o los equipos) con mayor potencial de reducción de exergía evitable basado en los resultados de los análisis exergético avanzado y exergoeconómico.

3.1 Modelo termodinámico

Los resultados del modelamiento termodinámico se verán reflejados en la comparación del COP obtenido con el modelamiento realizado en este trabajo, versus el COP obtenido por el modelo de Tsamos (2017) validado experimentalmente.

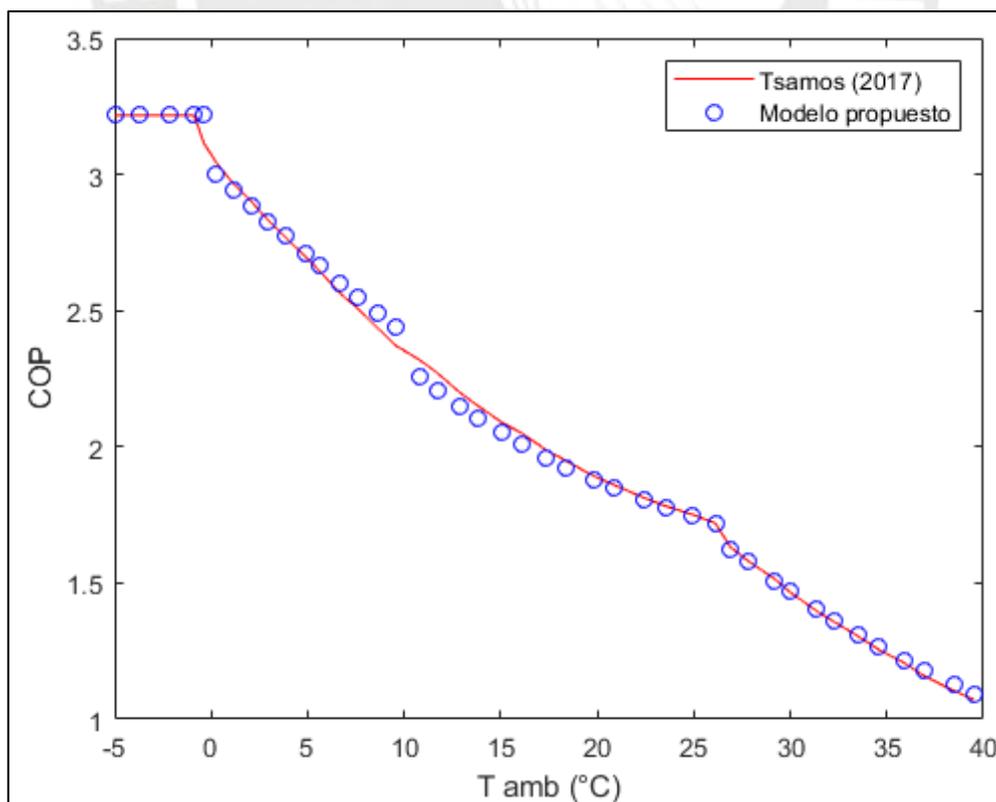


Figura 3. 1: Comparación entre COP obtenido con modelo de Tsamos (2017) vs. COP obtenido con modelamiento propio.

Como el modelo de Tsamos (2017) ha sido validado con data experimental, y el modelo desarrollado en este trabajo tiene una discrepancia máxima de 3.3% (para temperatura ambiente de -0.4°C) con respecto a la del modelo de Tsamos, se da por validado el modelo desarrollado en este trabajo (ver Figura 3.1).

A continuación, se muestra un esquema P-h del ciclo de refrigeración analizado a modo de ejemplo, elaborado con el software EES.

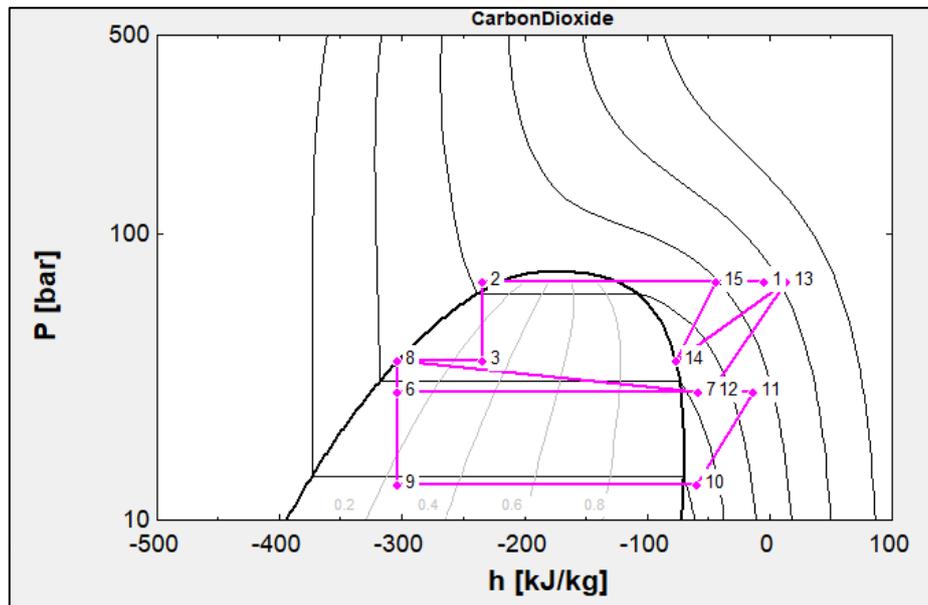


Figura 3. 2: Ciclo de refrigeración de dos niveles térmicos, usando compresión paralela con CO₂.

Con la data obtenida para cada temperatura ambiente trabajada, se tiene caracterizado a cada punto del sistema de la Figura 2.1. Se pueden ver las propiedades de cada punto en los Anexos, Tablas A.1 a A.4.

3.2 Análisis exergético

3.2.1 Análisis exergético simple

Con los resultados del modelo termodinámico (Tablas A.1 a A.4) y la metodología de solución descrita en el capítulo 3, se procede al cálculo exergético simple. En las Tablas A.5 y A.6 de los anexos se puede ver el detalle de la exergía de cada corriente de CO₂ y aire, respectivamente.

Además, en la Tabla A.7 de los anexos se detalla la exergía destruida total por equipo para cada temperatura ambiente analizada.

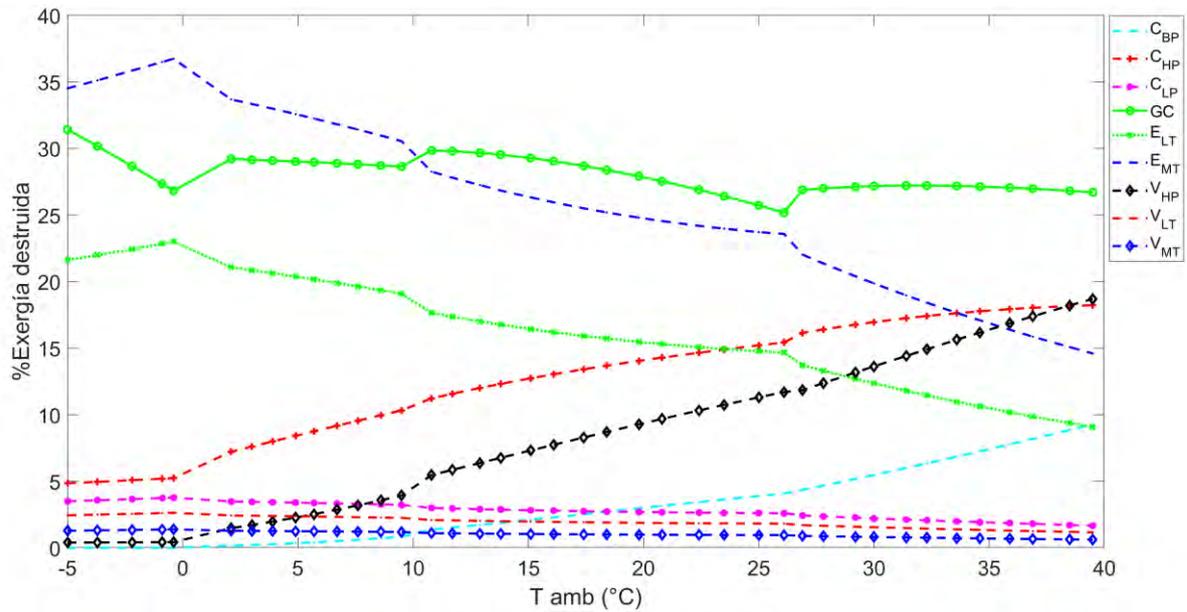


Figura 3. 3: Porcentaje de contribución a la exergía destruida total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas del ambiente de trabajo.

Se observa en la Figura 3.3 y en la Tabla 3.1 que para T_{amb} de -5°C a 10°C , el evaporador de media temperatura (E_{MT}) es el equipo que mayor exergía destruida tiene. Para T_{amb} de 10°C a 39.5°C es el enfriador de gas (GC) el equipo de mayor exergía destruida.

Tabla 3. 1: Porcentaje de contribución a la exergía destruida total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo.

T_{amb}	$\%Ex_{d,C_{BP}}$	$\%Ex_{d,C_{HP}}$	$\%Ex_{d,C_{LP}}$	$\%Ex_{d,GC}$	$\%Ex_{d,E_{LT}}$	$\%Ex_{d,E_{MT}}$	$\%Ex_{d,V_{HP}}$	$\%Ex_{d,V_{LT}}$	$\%Ex_{d,V_{MT}}$
-5.0	0	5	3	31	22	35	0	2	1
-3.7	0	5	4	30	22	35	0	2	1
-2.2	0	5	4	29	22	36	0	3	1
-0.9	0	5	4	27	23	36	0	3	1
-0.4	0	5	4	27	23	37	0	3	1
2.1	0	7	3	29	21	34	1	2	1
3.0	0	8	3	29	21	33	2	2	1
3.9	0	8	3	29	21	33	2	2	1
4.9	0	8	3	29	20	33	2	2	1
5.7	0	9	3	29	20	32	3	2	1
6.7	1	9	3	29	20	32	3	2	1
7.6	1	10	3	29	20	31	3	2	1
8.6	1	10	3	29	19	31	4	2	1
9.5	1	10	3	29	19	31	4	2	1
10.8	1	11	3	30	18	28	5	2	1
11.7	2	12	3	30	17	28	6	2	1
12.9	2	12	3	30	17	27	6	2	1
13.8	2	12	3	30	17	27	7	2	1
15.1	2	13	3	29	16	26	7	2	1
16.1	2	13	3	29	16	26	8	2	1
17.4	3	13	3	29	16	26	8	2	1
18.4	3	14	3	28	16	25	9	2	1
19.8	3	14	3	28	15	25	9	2	1
20.8	3	14	3	28	15	25	10	2	1
22.4	3	15	3	27	15	24	10	2	1

23.5	4	15	3	26	15	24	11	2	1
25.0	4	15	3	26	15	24	11	2	1
26.1	4	15	3	25	15	24	12	2	1
26.9	4	16	2	27	14	22	12	2	1
27.8	5	16	2	27	13	21	12	2	1
29.2	5	17	2	27	13	20	13	2	1
30.0	5	17	2	27	12	20	14	2	1
31.4	6	17	2	27	12	19	14	1	1
32.3	6	17	2	27	11	18	15	1	1
33.6	7	18	2	27	11	18	16	1	1
34.6	7	18	2	27	11	17	16	1	1
35.9	8	18	2	27	10	16	17	1	1
36.9	8	18	2	27	10	16	17	1	1
38.5	9	18	2	27	9	15	18	1	1
39.5	9	18	2	27	9	15	19	1	1

Basado sólo en este análisis (exergético simple), se debería optimizar el diseño de los equipos E_{MT} y GC. Sin embargo, se desarrollará el análisis exergético avanzado para hacer un contraste y comparar qué tanto difieren las conclusiones de estos.

3.2.2 Análisis exergético avanzado

Con la metodología descrita anteriormente, se procede al análisis exergético avanzado. Como se observa en las Tablas A.8 a A.10 de los anexos, la exergía destruida por cada equipo indicada en la Tabla A.7, se ha dividido en dos tipos: evitable e inevitable.

Para el análisis objetivo de este trabajo, la exergía destruida que se puede reducir es la evitable, por lo que se hará énfasis en la misma. Analizando cuál equipo es el que mayor exergía destruida evitable contiene, se llega a los resultados mostrados en la Figura 3.4 y Tabla 3.2:

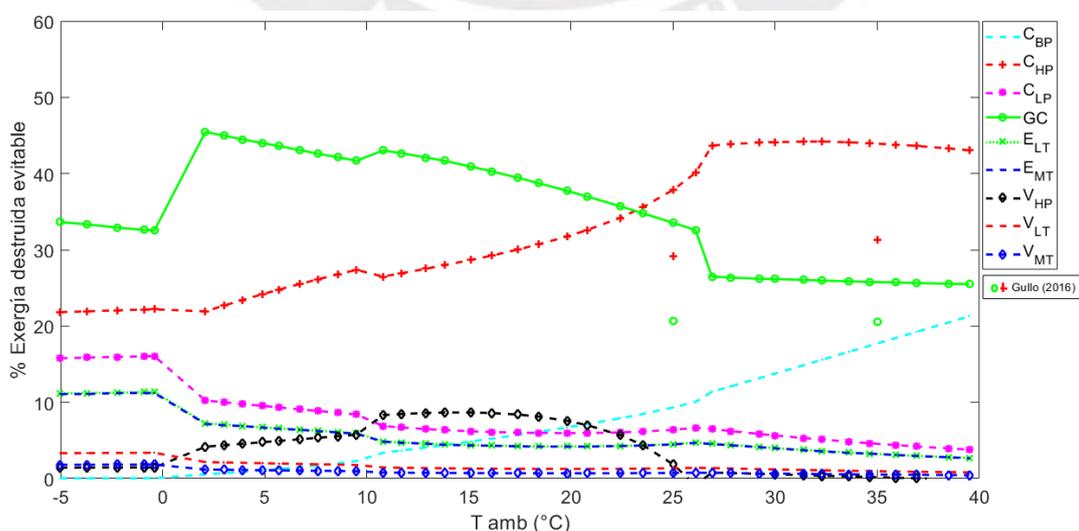


Figura 3. 4: Porcentaje de contribución a la exergía destruida evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo.

Tabla 3. 2: Porcentaje de contribución a la exergía destruida evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo.

T _{amb}	Exergía destruida evitable								
	%Ex _{d,CBP}	%Ex _{d,CHP}	%Ex _{d,CLP}	%Ex _{d,GC}	%Ex _{d,ELT}	%Ex _{d,EMT}	%Ex _{d,VHP}	%Ex _{d,VLIT}	%Ex _{d,VMT}
-5.0	0	22	16	34	11	11	1	3	2
-3.7	0	22	16	33	11	11	1	3	2
-2.2	0	22	16	33	11	11	1	3	2
-0.9	0	22	16	33	11	11	1	3	2
-0.4	0	22	16	33	11	11	1	3	2
2.1	1	22	10	45	7	7	4	2	1
3.0	1	23	10	45	7	7	4	2	1
3.9	1	23	10	44	7	7	5	2	1
4.9	1	24	10	44	7	7	5	2	1
5.7	1	25	9	44	7	7	5	2	1
6.7	1	25	9	43	6	6	5	2	1
7.6	2	26	9	43	6	6	5	2	1
8.6	2	27	9	42	6	6	6	2	1
9.5	2	27	8	42	6	6	6	2	1
10.8	3	26	7	43	5	5	8	1	1
11.7	4	27	7	43	5	5	8	1	1
12.9	4	28	6	42	5	5	9	1	1
13.8	4	28	6	42	4	4	9	1	1
15.1	5	29	6	41	4	4	9	1	1
16.1	5	29	6	40	4	4	9	1	1
17.4	6	30	6	39	4	4	8	1	1
18.4	6	31	6	39	4	4	8	1	1
19.8	7	32	6	38	4	4	8	1	1
20.8	7	33	6	37	4	4	7	1	1
22.4	8	34	6	36	4	4	6	1	1
23.5	8	36	6	35	4	4	4	1	1
25.0	9	38	6	34	5	4	2	1	1
26.1	10	40	7	33	5	5	-1	1	1
26.9	11	44	6	26	5	5	1	1	1
27.8	12	44	6	26	4	4	1	1	1
29.2	13	44	6	26	4	4	1	1	1
30.0	14	44	6	26	4	4	1	1	1
31.4	15	44	5	26	4	4	0	1	1
32.3	16	44	5	26	4	4	0	1	1
33.6	17	44	5	26	3	3	0	1	1
34.6	17	44	5	26	3	3	0	1	1
35.9	18	44	4	26	3	3	0	1	0
36.9	19	44	4	26	3	3	0	1	0
38.5	20	43	4	26	3	3	0	1	0
39.5	21	43	4	25	3	3	0	1	0

De la Figura 3.4 y Tabla 3.2 se observa que los equipos que mayor potencial de mejora (mayor exergía destruida evitable) son el enfriador de gas (GC) y el compresor de alta presión (C_{HP}).

A modo de validar los resultados obtenidos en el desarrollo matemático de esta parte, se contrastan los resultados obtenidos con los de Gullo (2016), quien realiza un análisis exergético avanzado de un sistema similar al analizado en este trabajo.

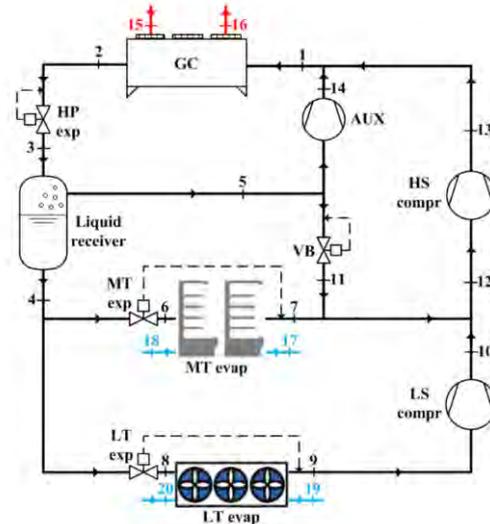


Figura 3. 5: Sistema de refrigeración con compresión paralela usando CO₂, trabajado por Gullo (2016).

La diferencia del sistema trabajado por Gullo (2016), mostrado en la Figura 3.5, con el analizado en este trabajo, es la válvula VB que permite el ingreso de una parte del refrigerante vaporizado en la zona de media temperatura (MT) hacia el compresor auxiliar. Gullo (2016) desarrolló un análisis exergético avanzado únicamente para 2 temperaturas ambiente (25°C y 35°C) y obtuvo los siguientes resultados presentados en la Figura 3.6:

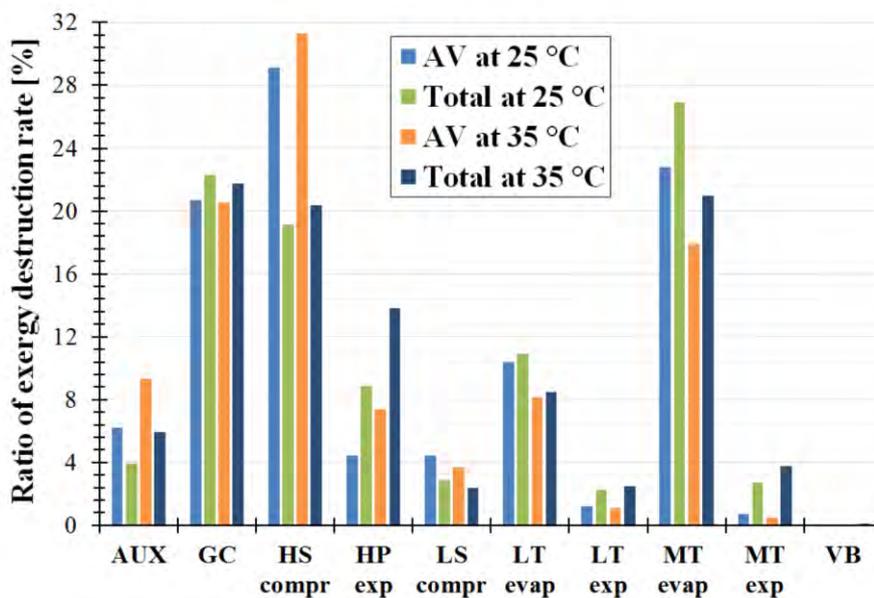


Figura 3. 6: Porcentaje de exergía destruida evitable (AV, por sus siglas en inglés) por cada equipo del sistema de la Figura 3.5. Fuente: [13]

Se observa que de acuerdo con los resultados de Gullo, para 25°C y 35°C, el equipo con mayor % de exergía destruida evitable es el compresor de alta presión. El segundo equipo con mayor % de exergía destruida evitable, para 25°C es el evaporador de media temperatura y para 35°C es el enfriador de gas. Gullo (2016) concluye su análisis indicando que el mayor énfasis debe hacerse sobre el compresor de alta presión.

Estos resultados se asemejan a los obtenidos en este trabajo. En la Figura 3.4 se muestran los puntos de % de exergía destruida evitable obtenidos por Gullo (2016) para el compresor de alta presión (en color rojo) y el enfriador de gas (en color verde) de su sistema, a 25°C y 35°C.

La exergía evitable es la que se puede reducir mejorando el diseño de los equipos involucrados en el sistema. Hasta el momento, el análisis exergético avanzado indica que el foco de atención deben ser el enfriador de gas (GC) y el compresor de alta presión (C_{HP}).

Para el caso del GC, este resultado coincide con el obtenido mediante el análisis exergético simple. Sin embargo, el C_{HP} no fue identificado en el análisis exergético simple.

Se puede ir notando, entonces, los beneficios de realizar un análisis exergético avanzado. De haber seguido adelante únicamente con el análisis exergético simple, se habría puesto esfuerzo en optimizar el evaporador de media temperatura (E_{MT}), cuando si bien es cierto tiene una alta exergía destruida, el análisis avanzado indica que aproximadamente el 93% de su exergía destruida es inevitable y, por ende, no puede ser optimizada.

Como siguiente paso, se divide la exergía en endógena y exógena, siguiendo la metodología del capítulo anterior. Los resultados son presentados en las Figuras 3.7 y 3.8. La exergía destruida exógena se calcula por diferencia, con los datos de la exergía destruida total (Tabla A.7 de los anexos).

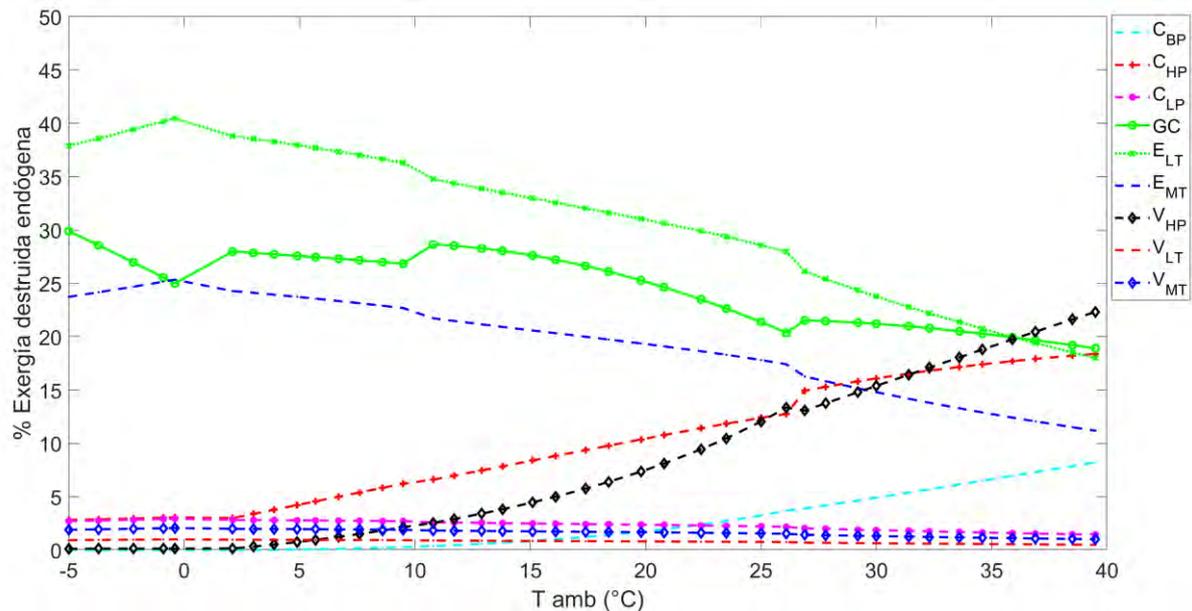


Figura 3. 7 Porcentaje de contribución a la exergía destruida endógena total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo.

A partir de la Figura 3.7 se constata que el equipo que tiene mayor exergía endógena del sistema es el evaporador de baja temperatura (E_{LT}), seguido por el enfriador de gas (GC).

Es decir, el E_{LT} es el equipo cuya exergía destruida se debe mayormente a irreversibilidades propias de su diseño y/o operación. Sin embargo, los resultados mostrados en la Figura 3.4 indican que esta exergía destruida endógena no es recuperable, pues presenta un bajo porcentaje de contribución a la exergía destruida evitable del sistema (<10%).

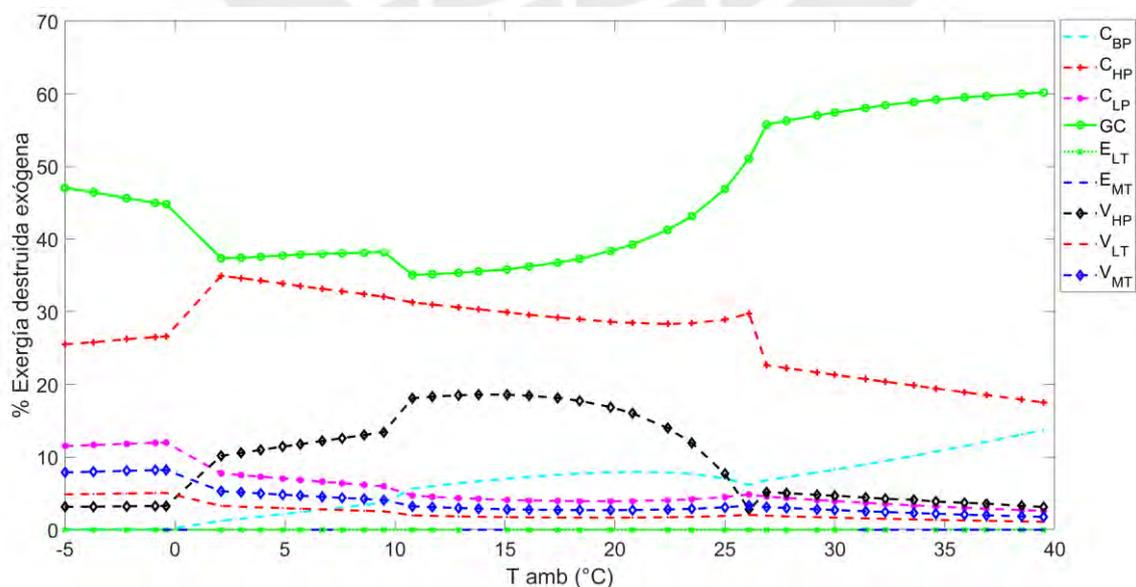


Figura 3. 8: Porcentaje de contribución a la exergía destruida exógena total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo.

En la Figura 3.8 se observa que el equipo que tiene mayor exergía exógena del sistema es el enfriador de gas (GC), seguido por el compresor de alta presión (C_{HP}).

Es decir, tanto el GC como el C_{HP} son los equipos cuya exergía destruida se debe mayormente a irreversibilidades externas, como las condiciones de operación y desempeño de equipos colindantes a estos. Además, los resultados mostrados en la Figura 3.4 indican que la exergía destruida exógena de estos equipos sí es recuperable, pues ambos presentan un alto porcentaje de contribución a la exergía destruida evitable del sistema (20% - 50%).

En las Tablas A.11 a A.13 de los anexos se detallan las exergías endógena y exógena de cada equipo del sistema analizado.

Esta división es útil para determinar cuánto de la exergía destruida es por factores internos del equipo, y para ver qué tan influyente es el mismo a los factores externos e irreversibilidades de los otros equipos del sistema.

Ahora, el análisis exergético avanzado se completará con una división aún mayor de las exergías destruidas.

En la Figura 3.9 y Tabla 3.3 se muestra que los equipos con mayor exergía destruida evitable exógena son el enfriador de gas (GC) y el compresor de alta presión (C_{HP}); mientras que en la Figura 3.10 y Tabla 3.4 también se muestra que los equipos con mayor exergía destruida evitable endógena son el GC y C_{HP} .

Con estos resultados, se confirma lo ya previsto en la mitad del análisis exergético avanzado. Los dos equipos sobre los que se debe trabajar para reducir la exergía destruida del sistema son el enfriador de gas (GC) y el compresor de alta presión (C_{HP}).

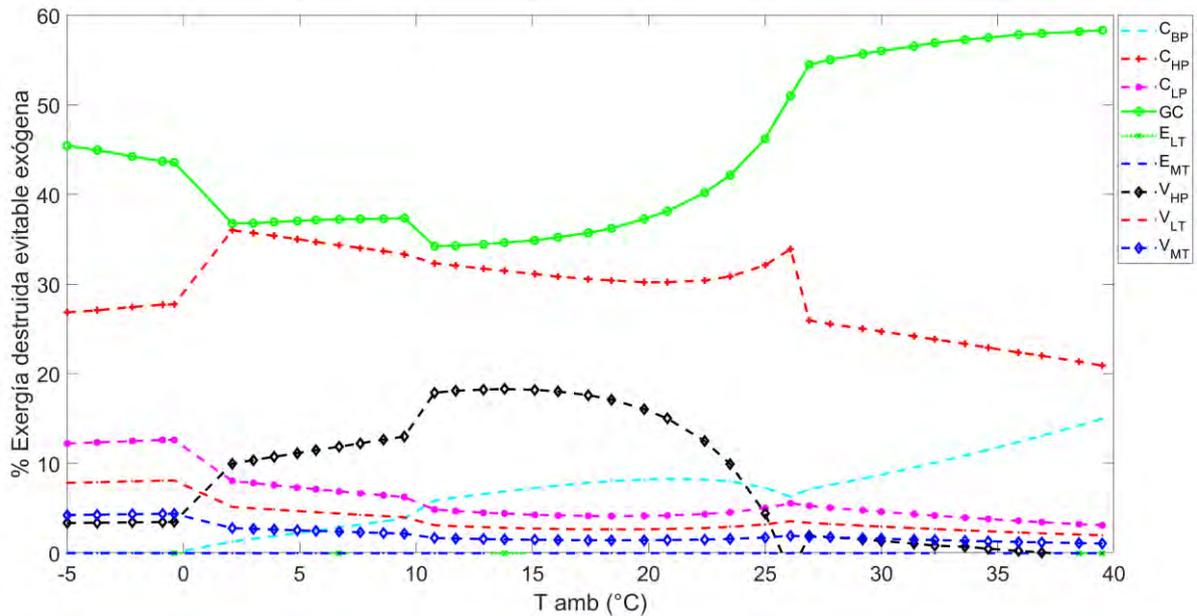


Figura 3. 9: Porcentaje de contribución a la exergía destruida exógena evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo.

Tabla 3. 3: Porcentaje de contribución por equipo al total de exergía endógena evitable del sistema.

T _{amb}	Exergía destruida evitable endógena								
	%Ex _{d,C_{BP}}	%Ex _{d,C_{HP}}	%Ex _{d,C_{LP}}	%Ex _{d,GC}	%Ex _{d,E_{LT}}	%Ex _{d,E_{MT}}	%Ex _{d,V_{HP}}	%Ex _{d,V_{LT}}	%Ex _{d,V_{MT}}
-5.0	0	18	18	25	19	19	0	0	0
-3.7	0	18	18	25	19	19	0	0	0
-2.2	0	18	18	25	19	19	0	0	0
-0.9	0	18	18	25	19	19	0	0	0
-0.4	0	18	18	25	19	19	0	0	0
2.1	0	12	12	52	12	12	0	0	0
3.0	0	13	12	51	12	12	0	0	0
3.9	0	15	11	50	12	12	0	0	0
4.9	0	16	11	49	12	12	0	0	0
5.7	0	17	11	48	12	11	0	0	0
6.7	0	19	11	48	11	11	0	0	0
7.6	1	20	11	47	11	11	0	0	0
8.6	1	21	10	46	11	11	0	0	0
9.5	1	23	10	45	11	10	0	0	0
10.8	1	21	9	51	9	9	0	0	0
11.7	1	22	8	50	9	9	0	0	0
12.9	2	24	8	49	9	9	0	0	0
13.8	2	25	8	48	9	8	0	0	0
15.1	3	26	8	46	8	8	0	0	0
16.1	3	28	8	45	8	8	0	0	0
17.4	4	30	8	43	8	8	0	0	0
18.4	4	31	8	41	8	8	0	0	0
19.8	5	33	8	38	8	8	0	0	0
20.8	6	35	8	36	8	8	0	0	0
22.4	8	37	7	32	8	8	0	0	0
23.5	9	39	7	29	8	8	0	0	0
25.0	11	42	7	24	8	8	0	0	0
26.1	12	44	7	21	8	8	0	0	0
26.9	14	56	7	7	8	8	0	0	0
27.8	15	56	7	7	7	7	0	0	0
29.2	16	57	7	6	7	7	0	0	0

30.0	17	57	6	6	7	7	0	0	0
31.4	18	58	6	6	6	6	0	0	0
32.3	19	58	6	5	6	6	0	0	0
33.6	20	58	5	5	6	6	0	0	0
34.6	21	58	5	5	5	5	0	0	0
35.9	22	58	5	4	5	5	0	0	0
36.9	23	58	5	4	5	5	0	0	0
38.5	25	58	4	4	5	5	0	0	0
39.5	25	58	4	4	4	4	0	0	0

Tabla 3. 4: Porcentaje de contribución por equipo al total de exergía exógena evitable del sistema.

T _{amb}	Exergía destruida evitable exógena								
	%Ex _{d,CBP}	%Ex _{d,CHP}	%Ex _{d,CLP}	%Ex _{d,GC}	%Ex _{d,ELT}	%Ex _{d,EMT}	%Ex _{d,VHP}	%Ex _{d,VLIT}	%Ex _{d,VMT}
-5.0	0	27	12	45	0	0	3	8	4
-3.7	0	27	12	45	0	0	3	8	4
-2.2	0	27	12	44	0	0	3	8	4
-0.9	0	28	13	44	0	0	3	8	4
-0.4	0	28	13	44	0	0	3	8	4
2.1	1	36	8	37	0	0	10	5	3
3.0	2	36	8	37	0	0	10	5	3
3.9	2	35	8	37	0	0	11	5	3
4.9	2	35	7	37	0	0	11	5	3
5.7	3	35	7	37	0	0	11	5	2
6.7	3	34	7	37	0	0	12	4	2
7.6	3	34	7	37	0	0	12	4	2
8.6	4	34	6	37	0	0	13	4	2
9.5	4	33	6	37	0	0	13	4	2
10.8	6	32	5	34	0	0	18	3	2
11.7	6	32	5	34	0	0	18	3	2
12.9	7	32	5	34	0	0	18	3	2
13.8	7	31	4	35	0	0	18	3	2
15.1	7	31	4	35	0	0	18	3	1
16.1	8	31	4	35	0	0	18	3	1
17.4	8	31	4	36	0	0	18	3	1
18.4	8	30	4	36	0	0	17	3	1
19.8	8	30	4	37	0	0	16	3	1
20.8	8	30	4	38	0	0	15	3	1
22.4	8	30	4	40	0	0	13	3	2
23.5	8	31	5	42	0	0	10	3	2
25.0	7	32	5	46	0	0	4	3	2
26.1	6	34	6	51	0	0	2	4	2
26.9	7	26	5	54	0	0	2	3	2
27.8	8	26	5	55	0	0	2	3	2
29.2	8	25	5	56	0	0	2	3	2
30.0	9	25	5	56	0	0	1	3	2
31.4	10	24	4	57	0	0	1	3	2
32.3	10	24	4	57	0	0	1	3	1
33.6	11	23	4	57	0	0	1	3	1
34.6	12	23	4	58	0	0	1	2	1
35.9	12	22	4	58	0	0	0	2	1
36.9	13	22	3	58	0	0	0	2	1
38.5	14	21	3	58	0	0	0	2	1
39.5	15	21	3	58	0	0	0	2	1

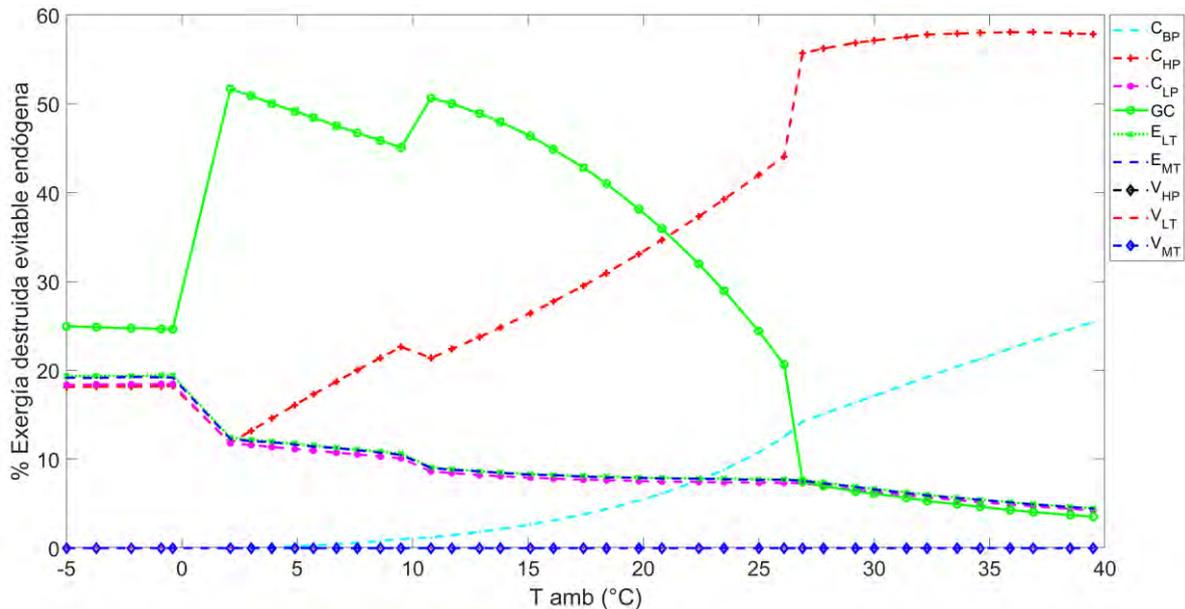


Figura 3. 10: Porcentaje de contribución a la exergía destruida endógena evitable total del sistema, por cada equipo, a diferentes temperaturas del ambiente de trabajo.

Se observa además en las Figuras 3.9 y 3.10, diferentes puntos de inflexión respecto al comportamiento de la exergía destruida evitable exógena y endógena, tanto para el C_{HP} como para el GC. Se debe recordar que al inicio de este capítulo se detalló por medio de ecuaciones, la dependencia de las condiciones de operación del enfriador de gas con las condiciones ambientales (ver Ec. 2.9 a Ec. 2.16). Estas ecuaciones han sido obtenidas por Tsamos (2017) durante sus ensayos experimentales.

Para el caso de los puntos de inflexión en 0°C y 10°C, se atribuyen los cambios únicamente a las condiciones ambientales a las que trabaja el sistema. Para el punto de inflexión a 26.8°C, en adición a las condiciones ambientales, los cambios producidos de aquí en adelante en el sistema se deben a que el CO₂ comienza a trabajar en condiciones transcríticas (ver Tabla A.2 de los anexos). La presión de trabajo P₁ a la salida del C_{HP} a partir de T_{amb} ≥ 26.8°C, se encuentra por encima de 73.8 bar (presión crítica del CO₂, ver Tabla I.1).

A partir de T_{amb} ≥ 26.8°C se producen cambios importantes entre el C_{HP} y el GC: Para el caso de la exergía destruida evitable endógena, a partir de esa temperatura ambiente, la contribución del GC cae hasta valores menores al 10%, y la contribución del C_{HP} sube hasta valores de casi 60%.

Por otro lado, en la exergía destruida evitable exógena, a partir de 26.8°C de temperatura ambiente, la contribución del GC se incrementa hasta valores de casi 60% y la contribución del C_{HP} cae a valores de casi 20%.

Se resalta además que el GC es un equipo que trabaja inmediatamente después del C_{HP}. Por ende, integrando todo lo mencionado se llega a lo siguiente: para $T_{amb} \geq 26.8^{\circ}\text{C}$ la exergía destruida evitable endógena del C_{HP} es tan alta, que comienza a afectar a la exergía destruida evitable exógena del GC. Es decir, las condiciones de operación y desempeño del C_{HP} comienzan a influir de forma representativa en las irreversibilidades del GC. Ambos equipos se encuentran fuertemente interrelacionados.

Desde el punto de vista exergético, esta interrelación es positiva, pues indica que de mejorar el desempeño reduciendo las irreversibilidades endógenas del C_{HP}, se reducirán las irreversibilidades exógenas del GC. Esto se detallará más adelante.

3.3 Análisis exergoeconómico

3.3.1 Cálculo de coeficientes de transferencia *U* de intercambiadores de calor

De acuerdo con la metodología descrita en el capítulo 2, siguiendo las ecuaciones indicadas, uno de los primeros cálculos a realizar es el del *U* promedio para cada intercambiador de calor. Los resultados de los valores de *U* son indicados en el Capítulo 2; sin embargo, aquí se muestra el conjunto de datos aleatoriamente seleccionados para realizar el cálculo de los valores de *U* representativos en el GC. Ver Tabla 3.5.

Tabla 3. 5: Condiciones de operación del enfriador de gas.

T _{amb}	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₁₆ (°C)	P ₁ (bar)	M _{air} (kg/s)	M _{co2} (kg/s)
2.3	46.4	7.3	2.3	44.3	29.9	0.6
7.6	56.2	12.6	7.6	50.4	31.0	0.6
13.8	70.9	20.6	13.8	61.0	33.1	0.7
19.8	79.8	24.5	19.8	67.9	34.6	0.7
25.0	85.0	27.0	25.0	72.3	35.7	0.8
26.1	85.8	27.4	26.1	73.1	35.9	0.8
32.3	107.7	33.8	32.3	90.7	39.8	0.9

A modo de ejemplo, en la Tabla 3.6 se muestran los valores de *U* obtenidos para cada conjunto de datos analizados para el GC.

Tabla 3. 6: Valores del coeficiente global de transferencia de calor (U) para el enfriador de gas con CO_2 , en el rango operativo de temperaturas ambiente del presente trabajo.

T_{amb} (°C)	2.3	7.6	13.8	19.8	25.0	26.1	32.3
U (W/m ² -°C)	703.2	695.3	641.1	644.5	655.4	652.4	698.6

Se observa que los coeficientes U obtenidos están muy cercanos en todo el rango de trabajo. Se toma, finalmente, un valor promedio de 670.1 W/m²-°C para el caso del GC. Este procedimiento se repitió para el E_{MT} y E_{LT}, con un conjunto de datos a la misma T_{amb} que para el GC.

3.3.2 Cálculo de costos unitarios para cada corriente y de inversión para cada equipo

A continuación, se muestra en la Tabla 3.7 el detalle de los costos de cada corriente a diferentes temperaturas ambientes analizadas.

Tabla 3. 7: Costos unitarios para cada corriente del sistema analizado (US\$/GJ), a diferentes temperaturas ambiente de trabajo del sistema de refrigeración de CO_2 .

T_{amb}	c_1	c_2	c_3	c_4	c_5	c_6	c_7	c_8	c_9	c_{10}	c_{11}	c_{12}	c_{13}	c_{14}	c_{15}	c_{17}	c_{19}	c_{21}
2.1	70	70	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	69	70	73	497	891	101
3.0	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	69	70	73	501	722	96
3.9	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	69	70	72	504	600	91
4.9	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	69	70	72	508	500	86
5.7	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	69	70	72	512	438	83
6.7	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	68	70	71	517	378	79
7.6	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	68	70	71	522	334	76
8.6	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	68	70	71	527	295	72
9.5	69	69	70	70	70	70	70	70	73	73	72	71	68	70	71	533	266	70
10.8	69	69	71	71	71	71	71	71	74	74	73	72	69	71	71	599	234	66
11.7	69	69	71	71	71	71	71	71	74	74	73	72	69	71	71	607	214	64
12.9	69	69	71	71	71	72	72	71	74	74	73	72	69	71	71	617	193	61
13.8	70	70	71	71	71	72	72	71	74	74	73	72	69	71	71	623	179	59
15.1	70	70	72	72	72	72	72	72	75	75	74	73	69	72	71	630	162	56
16.1	70	70	72	72	72	72	72	72	75	75	74	73	69	72	71	634	151	55
17.4	70	70	72	72	72	73	73	72	75	75	74	73	69	72	72	638	138	52
18.4	70	70	73	73	73	73	73	73	76	76	74	74	70	73	72	640	130	51
19.8	71	71	73	73	73	74	74	73	76	76	75	74	70	73	72	641	120	49
20.8	71	71	73	73	73	74	74	73	76	76	75	74	70	73	72	640	113	47
22.4	71	71	74	74	74	74	74	74	77	77	76	75	70	74	73	638	104	45
23.5	71	71	74	74	74	75	75	74	77	77	76	75	71	74	73	636	99	44
25.0	72	72	75	75	75	75	75	75	78	78	76	76	71	75	73	635	92	42
26.1	72	72	75	75	75	76	76	75	78	78	77	76	71	75	73	640	88	41
26.9	71	71	75	75	75	75	75	75	78	78	76	76	71	75	73	714	85	40
27.8	72	72	75	75	75	76	76	75	78	78	77	76	71	75	73	737	82	39
29.2	72	72	76	76	76	76	76	76	79	79	77	77	71	76	74	773	78	38

30.0	73	73	76	76	76	77	77	76	80	80	78	77	71	76	74	793	76	38
31.4	73	73	77	77	77	78	78	77	80	80	79	78	72	77	74	828	72	37
32.3	73	73	78	78	78	78	78	78	81	81	79	79	72	78	75	851	71	36
33.6	74	74	79	79	79	79	79	79	82	82	80	80	73	79	75	883	68	35
34.6	74	74	79	79	79	80	80	79	83	83	80	80	73	79	76	908	66	35
35.9	75	75	80	80	80	81	81	80	84	84	81	81	74	80	76	940	64	34
36.9	76	76	81	81	81	82	82	81	84	84	82	82	74	81	77	965	62	34
38.5	76	76	82	82	82	83	83	82	86	86	83	83	75	82	78	1004	60	33
39.5	77	77	83	83	83	84	84	83	86	86	84	84	75	83	78	1029	59	32

Además, se obtuvieron los costos Z_k por cada equipo del sistema estudiado, los costos son mostrados en la Tabla 3.8.

Tabla 3. 8: Costos de inversión/operación/mantenimiento para cada equipo del sistema analizado (US\$/h), a diferentes temperaturas ambiente de trabajo del sistema de refrigeración.

T_{amb}	Z_{CBP}	Z_{CHP}	Z_{CLP}	Z_{GC}	Z_{ELT}	Z_{EMT}
2.1	0.10	0.55	0.36	0.14	0.27	0.79
3.0	0.11	0.57	0.36	0.14	0.27	0.79
3.9	0.12	0.58	0.36	0.14	0.27	0.79
4.9	0.14	0.59	0.36	0.13	0.27	0.79
5.7	0.15	0.61	0.36	0.13	0.27	0.79
6.7	0.17	0.62	0.36	0.13	0.27	0.79
7.6	0.18	0.63	0.36	0.13	0.27	0.79
8.6	0.20	0.65	0.36	0.13	0.27	0.79
9.5	0.21	0.66	0.36	0.13	0.27	0.79
10.8	0.27	0.70	0.36	0.11	0.27	0.79
11.7	0.29	0.71	0.36	0.11	0.27	0.79
12.9	0.30	0.73	0.36	0.11	0.27	0.79
13.8	0.32	0.74	0.36	0.11	0.27	0.79
15.1	0.34	0.75	0.36	0.11	0.27	0.79
16.1	0.35	0.77	0.36	0.11	0.27	0.79
17.4	0.37	0.78	0.36	0.12	0.27	0.79
18.4	0.38	0.79	0.36	0.12	0.27	0.79
19.8	0.40	0.80	0.36	0.13	0.27	0.79
20.8	0.41	0.81	0.36	0.14	0.27	0.79
22.4	0.43	0.82	0.36	0.16	0.27	0.79
23.5	0.44	0.82	0.36	0.18	0.27	0.79
25.0	0.45	0.83	0.36	0.22	0.27	0.79
26.1	0.46	0.84	0.36	0.30	0.27	0.79
26.9	0.49	0.87	0.36	0.26	0.27	0.79
27.8	0.51	0.89	0.36	0.26	0.27	0.79
29.2	0.54	0.91	0.36	0.26	0.27	0.79
30.0	0.56	0.92	0.36	0.26	0.27	0.79
31.4	0.59	0.94	0.36	0.26	0.27	0.79
32.3	0.61	0.96	0.36	0.26	0.27	0.79
33.6	0.64	0.98	0.36	0.26	0.27	0.79

34.6	0.67	0.99	0.36	0.26	0.27	0.79
35.9	0.70	1.01	0.36	0.26	0.27	0.79
36.9	0.72	1.02	0.36	0.26	0.27	0.79
38.5	0.76	1.04	0.36	0.26	0.27	0.79
39.5	0.79	1.06	0.36	0.26	0.27	0.79

Se puede observar en la Tabla 3.8 que los costos de los compresores de alta presión $Z_{C_{HP}}$ y de by-pass $Z_{C_{BP}}$ son los que más se ven afectados por la temperatura de operación, al requerir mayor consumo eléctrico para obtener la capacidad refrigerante requerida.

Para el caso del compresor de baja presión el correspondiente costo $Z_{C_{LP}}$, casi no se ve afectado por la temperatura ambiente a la cual trabaje el sistema de refrigeración.

De los intercambiadores de calor, el único afectado es el enfriador de gas debido a que su costo Z_{GC} , presenta un mayor valor operativo a medida que aumenta la temperatura ambiental.

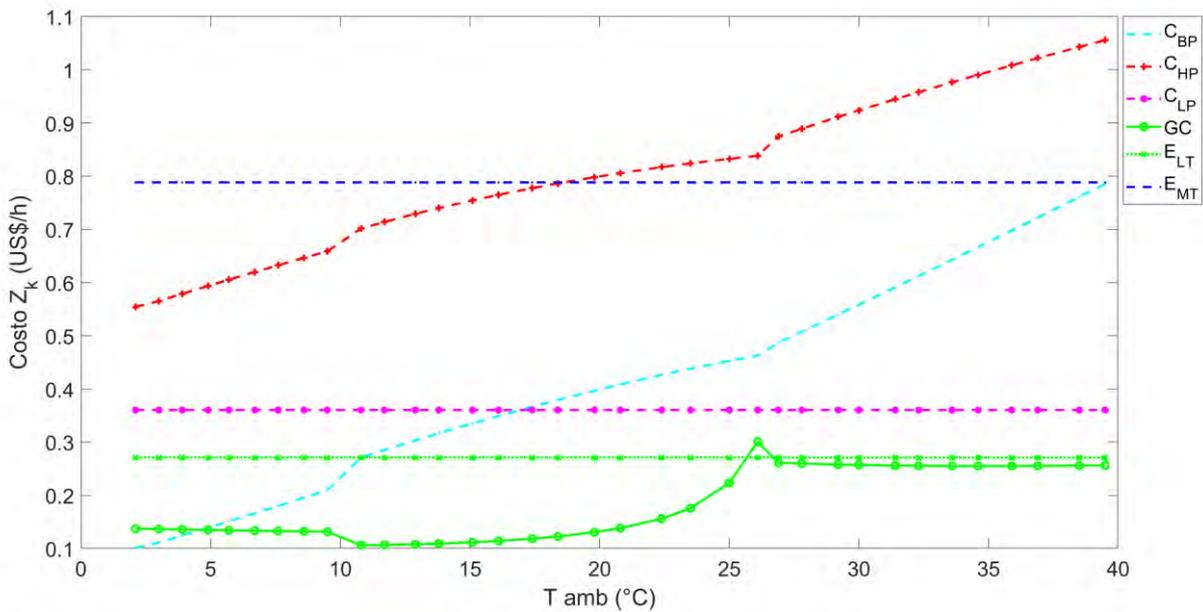


Figura 3. 11: Costos de inversión/operación/mantenimiento para cada equipo del sistema analizado en US\$/h, a diferentes temperaturas ambiente de trabajo del sistema de refrigeración.

3.3.3 Análisis exergoeconómico

Ahora, con los costos unitarios de cada corriente, así como con los costos de inversión/operación/mantenimiento de cada equipo del sistema de refrigeración con

compresión paralela de CO₂, se procede al análisis exergoeconómico mediante el factor f_k . Ver Tabla 3.9.

Tabla 3. 9: Factor exergoeconómico, expresado en % para cada equipo del sistema de refrigeración¹².

T _{amb}	%f _{C_{BP}}	%f _{C_{HP}}	%f _{C_{LP}}	%f _{GC}	%f _{E_{LT}}	%f _{E_{MT}}
2.1	93	62	68	3	8	14
3.0	91	61	68	3	8	14
3.9	90	60	68	3	8	14
4.9	89	59	68	3	8	14
5.7	88	58	68	3	8	14
6.7	87	57	68	3	8	14
7.6	85	56	68	3	8	14
8.6	84	55	68	3	8	14
9.5	83	55	68	3	8	14
10.8	77	52	68	2	8	13
11.7	76	51	68	2	8	13
12.9	75	50	68	2	8	13
13.8	74	50	68	2	8	13
15.1	72	49	67	2	8	13
16.1	71	48	67	2	8	13
17.4	69	48	67	2	8	13
18.4	68	47	67	2	8	13
19.8	67	46	67	2	7	13
20.8	66	46	67	2	7	13
22.4	65	45	67	3	7	13
23.5	64	45	67	3	7	13
25.0	63	44	67	4	7	13
26.1	62	44	67	5	7	13
26.9	60	42	67	4	7	13
27.8	59	41	66	4	7	13
29.2	56	40	66	4	7	13
30.0	55	40	66	3	7	13
31.4	53	39	66	3	7	13
32.3	52	38	66	3	7	12
33.6	50	37	66	3	7	12
34.6	49	37	66	3	7	12
35.9	47	36	66	3	7	12
36.9	46	35	66	3	7	12
38.5	44	34	66	3	7	12

¹² Nótese que no se han incluido las válvulas de expansión, pues se ha despreciado el valor Z_k de las mismas, y por ende su factor exergoeconómico.

39.5	43	34	66	2	7	12
------	----	----	----	---	---	----

En primera instancia, se constata que los menores valores de f_k corresponden a los de los intercambiadores de calor (enfriador de gas y evaporadores MT/LT). Esto ocurre porque los mayores valores de exergía destruida se dan con estos equipos (ver Tabla 3.1).

De haber realizado sólo un análisis exergético simple y el análisis exergoeconómico correspondiente, la conclusión a la que se llegaría es que los equipos sobre los cuales hay que mejorar diseño son el enfriador de gas y los evaporadores MT/LT; pues de acuerdo a [31], una mejora en el diseño de estos equipos implicaría una menor exergía destruida en los mismos.

Sin embargo, al haber realizado el análisis exergético avanzado del sistema, los resultados de la Tabla 3.2 indican que los evaporadores MT/LT no presentan exergía destruida evitable significativa. Es decir, **mejoras en el diseño no evitarán que la exergía destruida en estos equipos disminuya en proporciones considerables**. De la Tabla 3.2, se puede ver que aproximadamente entre el 7% al 11% de la exergía destruida de los evaporadores es evitable, es decir, el otro 93% al 89% es inevitable, y se perderá debido a las condiciones termodinámicas del sistema, independientemente del diseño del equipo.

Con lo anterior mencionado, se vuelve a recalcular el factor f_k , utilizando esta vez los resultados de exergía destruida **evitable** (Tablas A.8 a A.10), obteniendo los resultados presentados en la Figura 3.12 y Tabla 3.10.

Tabla 3. 10: Factor exergoeconómico expresado en % para cada equipo del sistema de refrigeración, calculado con las exergías destruidas evitables para cada equipo.

T_{amb}	$\%f_{C_{BP}}$	$\%f_{C_{HP}}$	$\%f_{C_{LP}}$	$\%f_{GC}$	$\%f_{E_{LT}}$	$\%f_{E_{MT}}$
2.1	93	64	71	6	45	71
3.0	92	63	71	6	45	71
3.9	91	62	71	6	45	71
4.9	89	61	71	6	45	71
5.7	88	60	71	6	45	71
6.7	87	60	71	6	45	71
7.6	86	59	71	6	44	71
8.6	85	58	70	6	44	71

9.5	84	57	70	5	44	71
10.8	78	55	70	4	44	70
11.7	77	54	70	3	44	70
12.9	76	53	70	3	44	70
13.8	75	52	70	3	44	70
15.1	74	51	70	3	43	70
16.1	72	51	70	3	43	69
17.4	71	50	70	4	43	69
18.4	70	49	70	4	43	69
19.8	69	49	70	4	43	69
20.8	68	48	70	4	43	69
22.4	67	48	69	5	42	69
23.5	67	47	69	6	42	69
25.0	66	47	69	8	42	68
26.1	66	46	69	11	42	68
26.9	63	45	69	11	42	68
27.8	62	44	69	11	42	68
29.2	60	43	69	10	41	68
30.0	58	42	69	10	41	68
31.4	56	41	69	9	41	67
32.3	55	40	69	9	41	67
33.6	53	39	69	8	40	67
34.6	52	39	69	8	40	67
35.9	50	38	69	7	40	66
36.9	49	37	68	7	40	66
38.5	47	36	68	7	39	66
39.5	45	36	68	6	39	66

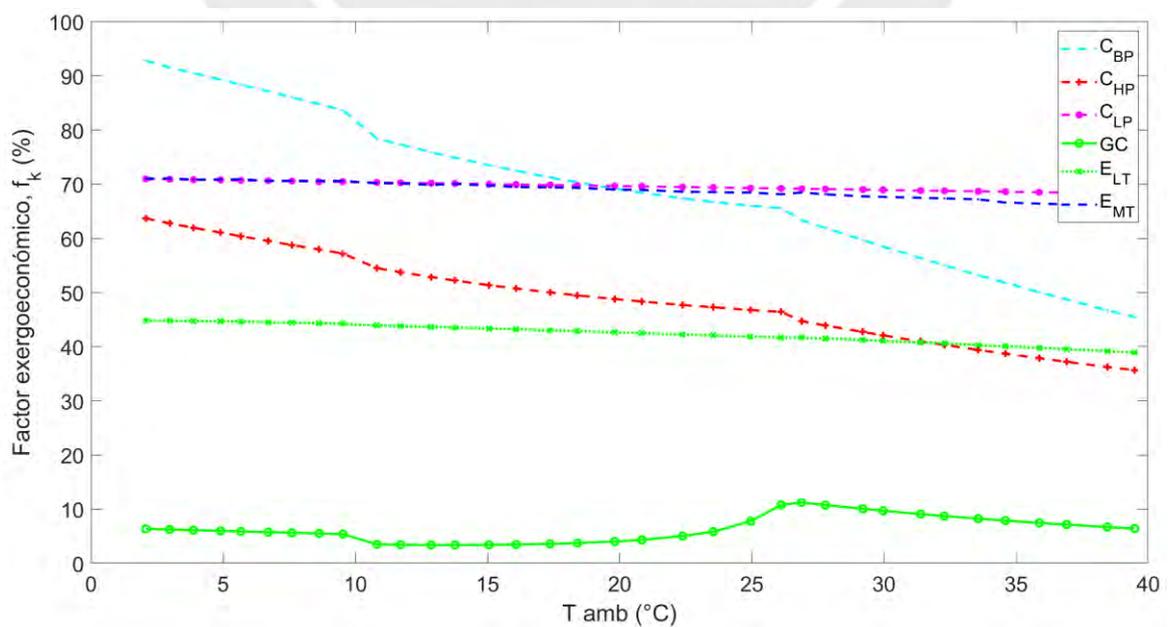


Figura 3. 12: Factor exergoeconómico sólo para los equipos cuya exergía destruida evitable es representativa (%).

De esta forma se observa que los equipos cuyo factor f_k se ve fuertemente afectado por la temperatura ambiente, son los compresores de alta y baja presión y el enfriador de gas. Para el caso del compresor de by-pass y los evaporadores, el factor f_k se mantiene prácticamente constante a lo largo del rango de temperaturas ambiente analizadas, y son los que mayor factor f_k presentan. Por lo tanto, son la última opción para la optimización del sistema.

Entonces, integrando los resultados del análisis exergético avanzado con el análisis termoeconómico, se tiene que los equipos que presentan oportunidades de diseño son el compresor de alta presión C_{HP} y el enfriador de gas GC, y cuya mejora en su diseño sí repercutirá en una reducción de la exergía destruida, debido al alto potencial de exergía destruida evitable de ambos equipos.

A modo de comparación, se contrastan los valores de f_k obtenidos para los componentes del sistema, con aquellos reportados en la literatura [31]. Se verifica que los valores de f_k para compresores, según la referencia [31], se encuentran típicamente entre 35% y 75%.

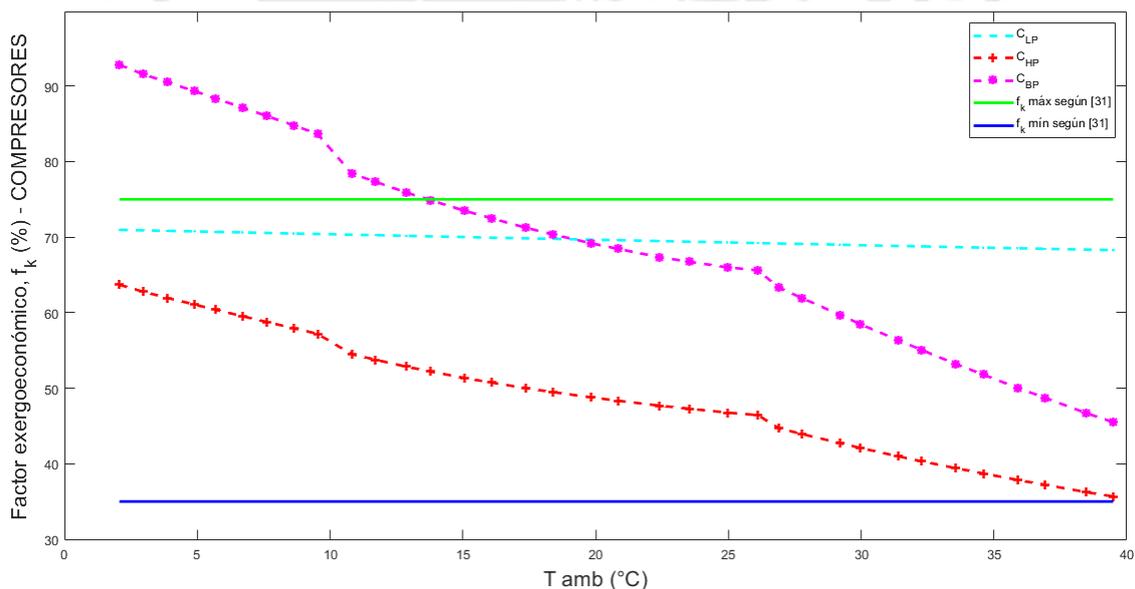


Figura 3. 13: Comparación entre los valores de factor exergoeconómico (%) de compresores obtenidos en este trabajo con los típicos de la literatura [31].

Asimismo, la referencia [31] indica que los valores de f_k para intercambiadores de calor son típicamente $\leq 55\%$. Este valor es comparado con los resultados del presente estudio (Figura 3.14), verificándose que los cálculos realizados son correctos.

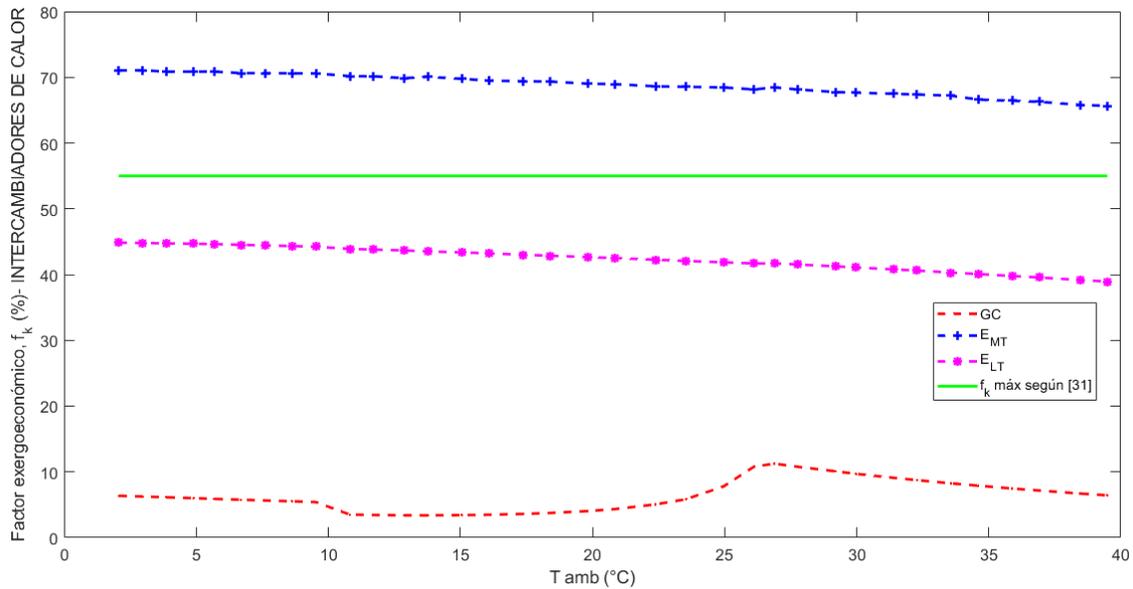


Figura 3. 14: Comparación entre los valores de factor exergoeconómico (%) de intercambiadores de calor obtenidos en este trabajo con los típicos de la literatura [31].

De las Figuras 3.12 y 3.13 se pueden validar los valores de f_k obtenidos en este trabajo, pues se encuentran dentro de los típicos dentro de la literatura. Para el caso del E_{MT} , es el único equipo cuyos valores de f_k se encuentran por encima del valor típico superior según [31]. Esto puede explicarse con lo observado en el análisis exergético avanzado. El evaporador de media temperatura E_{MT} es uno de los equipos cuya exergía destruida evitable es una de las más bajas del sistema, indicando que ya se encuentra trabajando al máximo de su eficiencia posible y no tiene potencial de mejora y esto se contrasta con el hecho de que sus valores de f_k son inusualmente altos, por lo que deberá ser el último equipo a considerar en la búsqueda de reducción de costos operativos del sistema de refrigeración con CO_2 .

Finalmente, para definir sobre cuál de los equipos se centrará la mejora del diseño, se revisará la data experimental de Tsamos (2017) detallada en el capítulo 2. Se observa que el investigador no hace referencia al diseño del enfriador de gas utilizado en su experimento. Sin embargo, sí da referencia respecto a los compresores (con especial interés en el compresor de alta presión C_{HP}) utilizados en su experimento.

Tsamos (2017) indica la siguiente correlación para sus compresores:

$$n_{isoentrópico} = 0.00476 R_p^2 - 0.09238 R_p + 0.89810 \quad \text{Ec. 2. 7}$$

Este modelo de ecuación es único para cada compresor. Es decir, de forma indirecta el investigador está detallando una característica particular de los compresores utilizados en su estudio.

En el presente trabajo de tesis se propone modificar el diseño del compresor de alta presión C_{HP} , usando data real de proveedores de compresores, se puede modificar la Ec. 2.7 para evaluar el impacto en la exergía destruida del equipo y en la reducción de costos de operación del mismo.

3.4 Optimización del sistema

Para evaluar las mejoras de un sistema de refrigeración con compresión paralela de CO_2 , es necesario incidir en la optimización del equipo menos eficiente exergéticamente y que presente un mayor costo exergoeconómico. De acuerdo a las evaluaciones realizadas, la conclusión es que los equipos cuyo desempeño se puede mejorar son el compresor de alta presión C_{HP} y el enfriador de gas GC. Sin embargo, tal como se explicó anteriormente, la data experimental de la cual parte este trabajo (Tsamos, 2017) no da mayor detalle del diseño del enfriador de gas. Para el caso de los compresores del sistema, la data brindada es la siguiente:

$$n_{isoentrópico} = 0.00476 R_p^2 - 0.09238 R_p + 0.89810 \quad \text{Ec. 2.7}$$

Siendo esta ecuación, característica del diseño de cada compresor, por lo que indirectamente se está dando la data del diseño del compresor utilizado en los experimentos del investigador.

Se utilizará, entonces, data similar a la de la Ecuación 2.7, para verificar el desempeño del sistema de refrigeración con compresión paralela de CO_2 y evaluar las mejoras del COP.

Para el desarrollo de este capítulo, se utilizará la data de Christen (2000), donde se analiza el comportamiento de diferentes tipos de compresores (ver Tabla 3.11), y con ensayos experimentales se obtiene la curva de eficiencia isoentrópica para cada uno de ellos (ver Figura 3.15).

Tabla 3. 11: Características generales de los 5 tipos de compresores analizados en la referencia [33].

	Type A	Type B	Type C	Type D	Type E
Configuration	semi-hermetic	Hermetic	semi-hermetic	semi-hermetic	semi-hermetic
Type	reciprocating	rotary	reciprocating	reciprocating	reciprocating
Stages	1	2 (test without intercooling)	2 (test with intercooling)	1	1
Cylinders	2	2	2	1	1
Displacement	2 x 20.9 cm ³	3.33 cm ³ /1.88 cm ³	28.8 cm ³ / 17.1 cm ³	2.45 cm ³	4.18 cm ³
Est. Cooling Cap.	8.3 kW	2.4 kW	10.5 kW	0.8 kW	1.6 kW
Shaft Speed	1740 rpm	4800 rpm	3588 rpm	3000 rpm	3525 rpm
Motor	3 x 480 V/60 Hz	DC-brushless	3 x 240 V/60 Hz	3 x 220 V/50 Hz	1 x 220 V/ 60Hz
Lubrication Oil	AN 32cSt	PAG 100cSt	PAG/AN 68 cSt	POE 85 cSt	PAG/AN 68 cSt

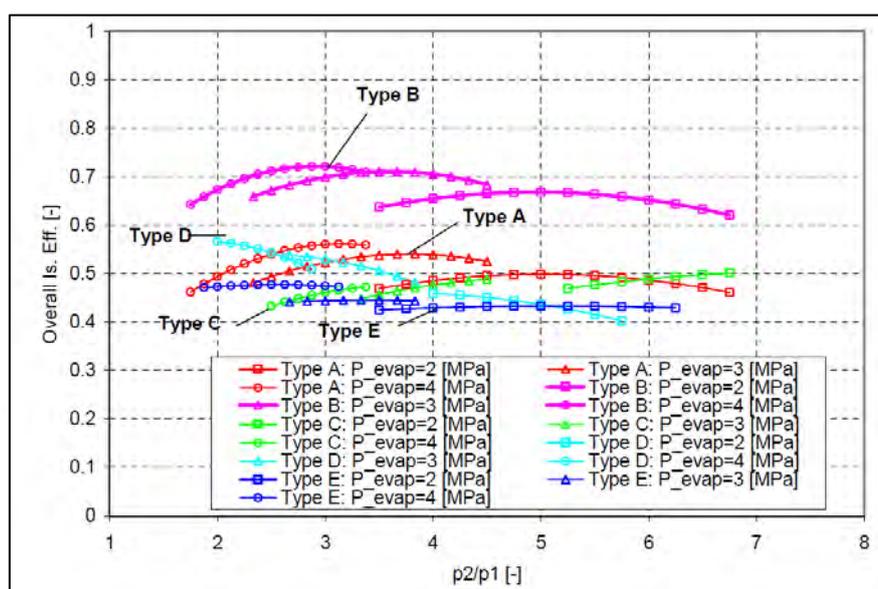


Figura 3. 15: Eficiencias isoentrópicas de 5 tipos de compresores analizados en [33], respecto al ratio de presiones del compresor.

En la Figura 3.15 se puede ver la relación de eficiencia isoentrópica encontrada para cada uno de los 5 tipos de compresores analizados en [33]. Se observa, además, que la misma es dependiente de la presión de succión de compresor (P_{evap} en la Figura 3.15). Para el caso analizado en este capítulo, el compresor de alta presión (C_{HP}) de Tsamos (2017), la presión de succión es 28.03 bar (2.8 MPa) y permanece constante en todo el rango de temperaturas ambiente analizadas. Debido a ello, se optó por trabajar con la data de la Figura 3.15 correspondiente a las P_{evap} de 3 MPa (por su proximidad a 2.8 MPa).

En la Tabla 3.11 se observa que la capacidad refrigerante de los 5 tipos de compresores analizados es considerablemente menor con respecto a la capacidad refrigerante del sistema analizado en este trabajo (100 kW para el circuito de media temperatura y 30

kW para el de baja temperatura). No obstante estas diferencias, las eficiencias de los compresores pueden ser comparadas sin tener en cuenta este aspecto [33].

3.4.1 Desarrollo matemático

Con la data obtenida de la Figura 3.15 (para una presión de succión de 3 MPa) se representa la eficiencia del C_{HP} en la Figura 3.16:

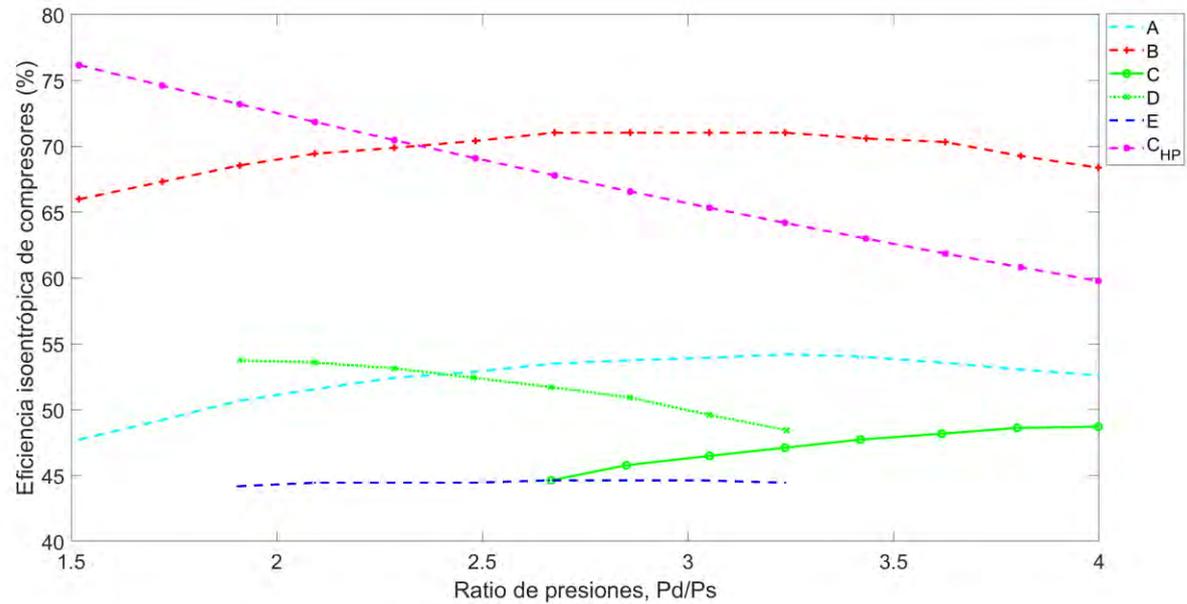


Figura 3. 16: Eficiencia isoentrópica de los 5 tipos de compresores a analizar vs. el ratio de presiones. Se incluye el compresor de alta presión C_{HP} del sistema analizado.

Al correlacionar el ratio de presiones en cada compresor de la referencia [31] vs. la eficiencia isoentrópica de cada uno, se obtiene la siguiente expresión:

$$n_{isoentrópica} = a_0 + a_1 \left(\frac{P_{descarga}}{P_{succión}} \right) + a_2 \left(\frac{P_{descarga}}{P_{succión}} \right)^2 \quad \text{Ec. 3. 1}$$

donde los coeficientes para cada tipo de compresor son detallados en la Tabla 3.12:

Tabla 3. 12: Coeficientes de la Ecuación 3.1 para cada tipo de compresor analizado.

Compresor	a_0	a_1	a_2	r^2
A	0.3109	0.1453	-0.0229	0.9962
B	0.4949	0.1463	-0.0247	0.9931
C	0.1828	0.1451	-0.0172	0.9969
D	0.4701	0.0801	-0.0234	0.9987
E	0.4066	0.0285	-0.0051	0.8216

Con la Ecuación 3.1 definida para cada tipo de compresor, se determinó la eficiencia del compresor de alta presión C_{HP} considerando las presiones de descarga y succión (P_{13} y P_{12} respectivamente), obteniendo los siguientes resultados de la Tabla 3.13.

Tabla 3. 13: Eficiencias isoentrópicas del compresor original de Tsamos (2017) y de los 5 tipos de compresores adicionales analizados (A, B, C, D y E) de la referencia [33] vs. la temperatura ambiente ($^{\circ}C$).

T_{amb}	Eficiencia compresores (%)					
	Tsamos	A	B	C	D	E
2.1	76	48	66	37	54	44
3	76	49	67	37	54	44
3.9	76	49	67	37	54	44
4.9	76	49	67	38	54	44
5.7	75	49	67	38	54	44
6.7	75	50	68	38	54	44
7.6	75	50	68	39	54	44
8.6	74	50	68	39	54	44
9.5	74	50	68	39	54	44
10.8	73	51	69	41	54	44
11.7	73	51	69	41	54	44
12.9	72	52	69	41	53	44
13.8	72	52	70	42	53	44
15.1	72	52	70	42	53	44
16.1	71	52	70	42	53	45
17.4	71	53	70	43	53	45
18.4	71	53	70	43	53	45
19.8	70	53	70	43	53	45
20.8	70	53	71	44	53	45
22.4	70	53	71	44	52	45
23.5	69	53	71	44	52	45
25	69	53	71	44	52	45
26.1	69	53	71	44	52	45
26.9	68	54	71	45	51	45
27.8	67	54	71	46	51	45
29.2	67	54	71	46	50	45
30	66	54	71	47	50	45
31.4	65	54	71	47	49	45
32.3	65	54	71	47	48	45
33.6	64	54	71	48	48	44
34.6	64	54	71	48	47	44
35.9	63	54	70	48	46	44
36.9	63	54	70	48	45	44
38.5	62	53	70	49	44	44
39.5	61	53	69	49	43	44

En la Tabla 3.13, se observa que el compresor de Tsamos (2017) presenta altas eficiencias para $T_{amb} < 20^{\circ}\text{C}$, pero para temperaturas ambiente $T_{amb} \geq 20^{\circ}\text{C}$ es conveniente cambiar de compresor y utilizar el tipo B (de acuerdo a Tabla 3.11, rotatorio de 2 etapas con interenfriamiento).

3.4.2 Evaluación de optimización

A continuación, se analiza el impacto de cambio de compresor planteado (de Tsamos al tipo B) para $T_{amb} \geq 20^{\circ}\text{C}$, sobre el COP, las exergías destruidas, y el factor exergoeconómico f_k .

a) Impacto sobre el COP

De la Figura 3.13 se obtiene un incremento de hasta un 7% (para las T_{amb} más altas del estudio) en el COP del sistema de refrigeración analizado, utilizando el compresor tipo B.

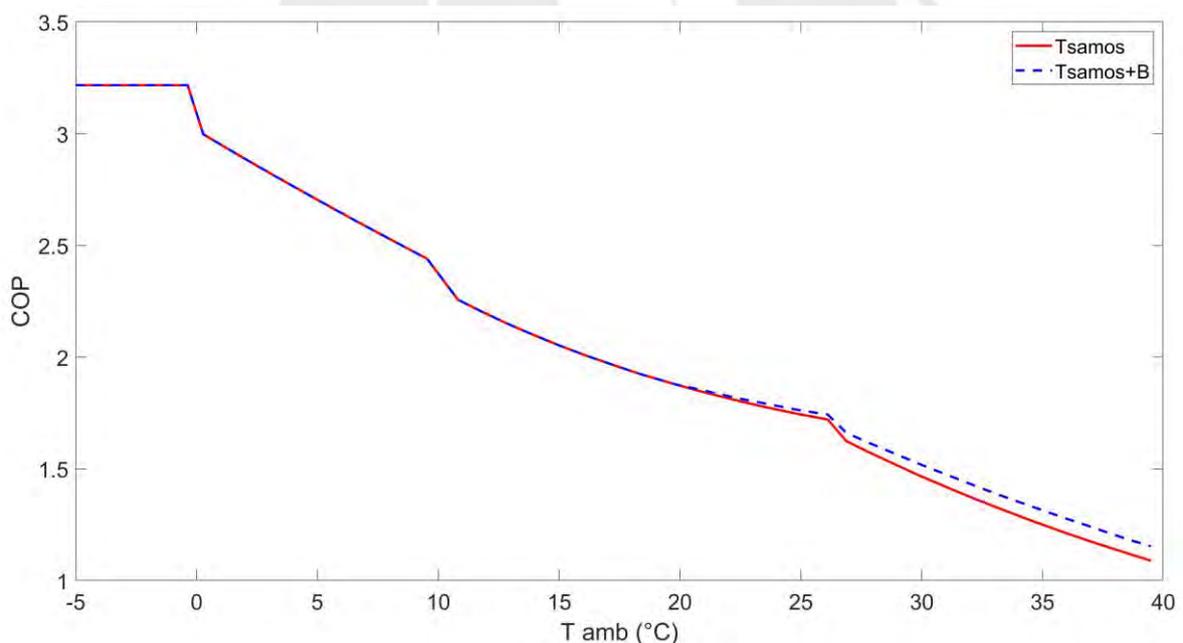


Figura 3. 17: COP vs. temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$) para 2 escenarios: Usando sólo compresor original y usando el compresor original hasta 20°C y a partir de allí el compresor B propuesto.

Un incremento de COP del 7% supone un mayor desempeño del sistema de refrigeración con compresión paralela usando CO_2 .

b) Impacto sobre exergías destruidas

Se espera que, con el incremento de COP, la exergía destruida en el compresor de alta presión C_{HP} también disminuya, incluyendo la exergía destruida evitable; pues la misma debería reducirse al usar un diseño mejorado del compresor de alta presión C_{HP} . Los resultados se presentan en la Tabla 3.14.

Tabla 3. 14: Exergía destruida (total y evitable, en kW) del compresor de alta presión con el diseño original, y con el diseño original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$.

T_{amb}	Original		Original + B	
	$Ex_{d,C_{HP}}$	$Ex_{d,evitable}$	$Ex_{d,C_{HP}}$	$Ex_{d,evitable}$
2.1	2.9	2.6	2.9	2.6
3.0	3.1	2.8	3.1	2.8
3.9	3.3	3.0	3.3	3.0
4.9	3.5	3.2	3.5	3.2
5.7	3.7	3.3	3.7	3.3
6.7	3.9	3.5	3.9	3.5
7.6	4.1	3.7	4.1	3.7
8.6	4.3	3.9	4.3	3.9
9.5	4.6	4.1	4.6	4.1
10.8	5.4	4.9	5.4	4.9
11.7	5.6	5.1	5.6	5.1
12.9	6.0	5.4	6.0	5.4
13.8	6.2	5.6	6.2	5.6
15.1	6.6	6.0	6.6	6.0
16.1	6.8	6.2	6.8	6.2
17.4	7.1	6.5	7.1	6.5
18.4	7.4	6.7	7.4	6.7
19.8	7.7	7.0	7.6	6.9
20.8	7.9	7.2	7.7	7.0
22.4	8.3	7.5	7.9	7.1
23.5	8.5	7.7	8.0	7.2
25.0	8.8	7.9	8.1	7.2
26.1	9.0	8.1	8.2	7.3
26.9	10.0	9.0	8.6	7.6
27.8	10.5	9.5	8.8	7.8
29.2	11.3	10.2	9.1	8.0
30.0	11.7	10.6	9.3	8.2
31.4	12.5	11.3	9.7	8.5
32.3	13.0	11.8	9.9	8.7
33.6	13.7	12.5	10.3	9.0
34.6	14.3	13.1	10.6	9.3
35.9	15.1	13.8	11.0	9.7
36.9	15.7	14.4	11.3	10.0

38.5	16.6	15.3	11.9	10.5
39.5	17.3	15.9	12.3	10.9

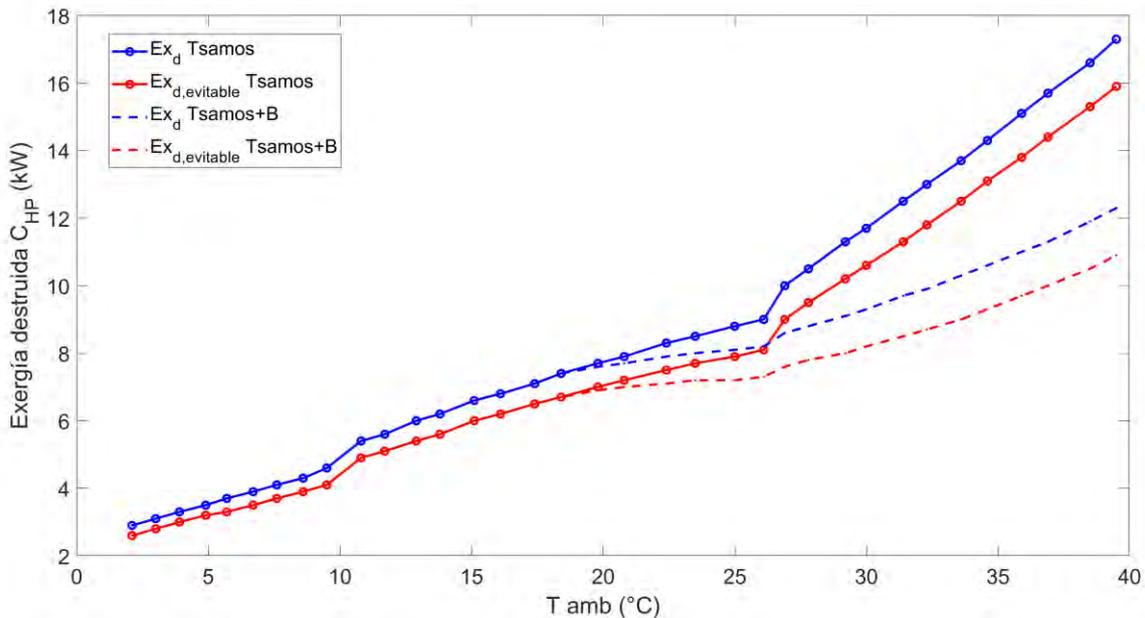


Figura 3. 18: Exergía destruida (total y evitable, en kW) del compresor de alta presión con el diseño original, y con el diseño original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$.

De los resultados mostrados en la Tabla 3.14, se calcula una reducción máxima en la exergía destruida total para el compresor de alta presión C_{HP} de hasta el 40% (para $T_{amb} \geq 38.5^\circ\text{C}$), y una reducción máxima en la exergía destruida evitable de hasta el 45% (para $T_{amb} \geq 38.5^\circ\text{C}$).

Otro equipo que se analizó fue el enfriador de gas GC, pues se determinó que este componente del sistema, luego del C_{HP} , presentaba un alto potencial de mejora de exergía destruida evitable exógena; es decir, la optimización en el diseño de algún equipo colindante al enfriador de gas (tal como el C_{HP}), conllevaría a la mejora en el desempeño del enfriador de gas GC.

Los resultados para el GC son mostrados en la Figura 3.19 y Tabla 3.15.

Tabla 3. 15: Exergía destruida (total, evitable y exógena en kW) del enfriador de gas con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$.

T_{amb}	Original			Original + B		
	$Ex_{d,GC}$	$Ex_{d,evitable}$	$Ex_{d,exógena}$	$Ex_{d,GC}$	$Ex_{d,evitable}$	$Ex_{d,exógena}$
2.1	11.6	5.5	2.0	11.6	5.5	2.0
3.0	11.7	5.5	2.0	11.7	5.5	2.0
3.9	11.9	5.6	2.1	11.9	5.6	2.1
4.9	12.0	5.7	2.2	12.0	5.7	2.2
5.7	12.1	5.8	2.3	12.1	5.8	2.3

6.7	12.2	5.9	2.4	12.2	5.9	2.4
7.6	12.4	6.0	2.5	12.4	6.0	2.5
8.6	12.5	6.1	2.6	12.5	6.1	2.6
9.5	12.7	6.3	2.7	12.7	6.3	2.7
10.8	14.3	7.9	3.1	14.3	7.9	3.1
11.7	14.5	8.1	3.3	14.5	8.1	3.3
12.9	14.7	8.3	3.4	14.7	8.3	3.4
13.8	14.9	8.4	3.6	14.9	8.4	3.6
15.1	15.1	8.5	3.7	15.1	8.5	3.7
16.1	15.2	8.5	3.9	15.2	8.5	3.9
17.4	15.3	8.5	4.0	15.3	8.5	4.0
18.4	15.3	8.4	4.1	15.3	8.4	4.1
19.8	15.3	8.3	4.2	15.3	8.3	4.2
20.8	15.3	8.1	4.3	15.2	8.1	4.3
22.4	15.2	7.8	4.5	15.1	7.7	4.4
23.5	15.0	7.5	4.5	15.0	7.4	4.4
25.0	14.8	7.0	4.6	14.7	6.8	4.5
26.1	14.6	6.5	4.6	14.5	6.4	4.5
26.9	16.7	5.5	5.4	16.4	5.1	5.1
27.8	17.3	5.7	5.7	16.9	5.2	5.3
29.2	18.2	6.1	6.2	17.7	5.5	5.7
30.0	18.8	6.3	6.5	18.2	5.6	5.9
31.4	19.7	6.7	7.1	19.0	5.9	6.3
32.3	20.3	6.9	7.4	19.6	6.1	6.6
33.6	21.2	7.3	8.0	20.3	6.3	7.0
34.6	21.9	7.7	8.4	20.9	6.6	7.3
35.9	22.8	8.1	9.0	21.7	6.9	7.8
36.9	23.5	8.4	9.5	22.3	7.1	8.2
38.5	24.6	9.0	10.3	23.3	7.6	8.8
39.5	25.3	9.4	10.8	23.9	7.9	9.3

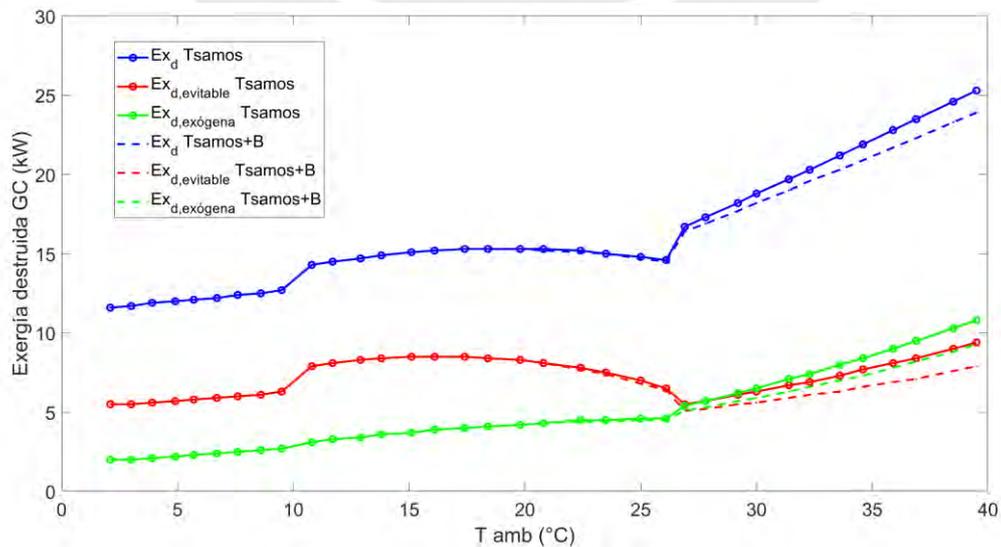


Figura 3. 19: Exergía destruida (total, evitable y exógena en kW) del enfriador de gas con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$.

De la Tabla 3.15, se obtiene una reducción importante en la exergía destruida del enfriador de gas, con un máximo de reducción del 6% (para $T_{amb} = 39.5^{\circ}\text{C}$), en la exergía destruida evitable un máximo de reducción del 19% (para $T_{amb} = 39.5^{\circ}\text{C}$) y en la exergía destruida exógena un máximo de reducción del 16% (para $T_{amb} = 39.5^{\circ}\text{C}$).

Esto confirma lo analizado anteriormente, comprobando que una mejora en el diseño del compresor de alta presión C_{HP} , impacta de forma positiva en el enfriador de gas GC, reduciendo su exergía destruida.

c) Impacto en el factor exergoeconómico

Se espera que, con el incremento de COP y reducción en la exergía destruida (total y evitable) del compresor de alta presión C_{HP} , su factor exergoeconómico f_k debería aumentar, indicando que el equipo se ha optimizado. A continuación, se muestran los resultados obtenidos.

Tabla 3. 16: Factor exergoeconómico para el compresor de alta presión C_{HP} con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^{\circ}\text{C}$.

	Original	Original + B
T_{amb}	$f_{C_{HP}}$ (%)	$f_{C_{HP}}$ (%)
2.1	64	64
3.0	63	63
3.9	62	62
4.9	61	61
5.7	60	60
6.7	60	60
7.6	59	59
8.6	58	58
9.5	57	57
10.8	55	55
11.7	54	54
12.9	53	53
13.8	52	52
15.1	51	51
16.1	51	51
17.4	50	50
18.4	49	49
19.8	49	49
20.8	48	49
22.4	48	49
23.5	47	49
25.0	47	49
26.1	46	49

26.9	45	48
27.8	44	48
29.2	43	48
30.0	42	48
31.4	41	47
32.3	40	47
33.6	39	46
34.6	39	46
35.9	38	45
36.9	37	45
38.5	36	44
39.5	36	43

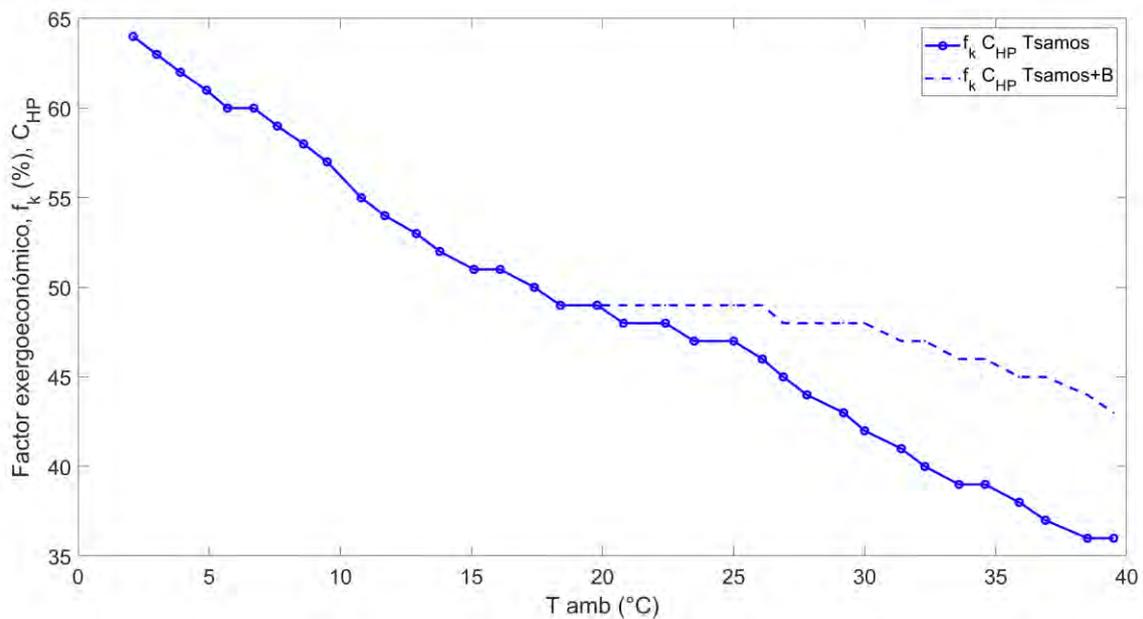


Figura 3. 20: Factor exergoeconómico para el compresor de alta presión C_{HP} con el compresor original, y con el compresor original más el compresor tipo B trabajando a partir de $T_{amb} \geq 20^\circ\text{C}$.

En la Tabla 3.16, se observa un incremento de hasta 16% (a $T_{amb} = 39.5^\circ\text{C}$) como máximo en el factor exergoeconómico para el compresor de alta presión, indicando un mejor desempeño tanto energéticamente como económicamente.

CONCLUSIONES

A continuación, se presentan las conclusiones generales del trabajo y algunas recomendaciones para trabajos futuros:

- Un análisis exergético simple es válido únicamente para determinar dónde están las mayores pérdidas de exergía de un sistema de varios equipos. Si se requiere definir cuál (o cuáles) equipo se debe optimizar para reducir la máxima exergía destruida posible del sistema, se requiere un análisis exergético avanzado, pues uno simple puede conllevar a resultados erróneos.
- Del sistema analizado en este trabajo (Figura 2.1: refrigeración en dos niveles con CO₂, usando compresión paralela), se concluye que para un rango de T_{amb} de -5°C a 39.5°C, los equipos a optimizar para reducir la máxima exergía destruida posible, son el **enfriador de gas (GC)** y el **compresor de alta presión (C_{HP})**.
- Para T_{amb} ≥ 26.8°C, CO₂ a condiciones transcíticas, la exergía destruida evitable endógena del compresor de alta presión (C_{HP}) es tan alta, que comienza a afectar a la exergía destruida evitable exógena del enfriador de gas (GC). Es decir, las condiciones de operación y desempeño del C_{HP} comienzan a influir de forma representativa en las irreversibilidades del GC.
- Al realizar el análisis exergoeconómico, se requiere contar con los resultados previos del análisis exergético avanzado, para poder analizar si los resultados obtenidos son coherentes. Del trabajo analizado, se evidencia que durante el análisis exergoeconómico, es conveniente utilizar para el costeo de la exergía destruida, únicamente la exergía destruida evitable. Si se hubiese realizado únicamente el análisis exergético simple, tanto ese análisis como el exergoeconómico hubiesen llevado a la mejora en el diseño de los evaporadores MT/LT, sin resultados notorios en la exergía destruida, pues aproximadamente del 89% al 93% de la exergía destruida en esos equipos no se puede recuperar (inevitable).

- Del sistema analizado exergoeconómicamente, se concluye que los equipos sobre los cuales se puede mejorar el diseño son el **enfriador de gas GC** y el **compresor de alta presión C_{HP}** .
- Al mejorar el diseño del compresor de alta presión, no sólo se reduce la exergía destruida (total, endógena y evitable) del compresor de alta presión C_{HP} ; sino además la exergía destruida (total, exógena y evitable) del enfriador de gas GC, al verse impactadas sus condiciones de operación por el compresor de alta presión que se ubica aguas arriba del mismo en el sistema de refrigeración analizado.
- Se evidencia, en este trabajo, el impacto de las mejoras en el diseño del equipo de mayor exergía destruida evitable sobre la operación del resto de equipos que tengan un potencial de mejora de exergía destruida exógena.
- Para diseños futuros de sistemas de refrigeración similares a la analizada en este trabajo, pero con otro fluido refrigerante, se recomienda realizar un análisis exergético avanzado tal como el realizado en este trabajo, debido a que para cada fluido refrigerante existe un equipo del sistema que ocasiona las mayores exergías destruidas [23].
- Se recomienda, para publicaciones futuras, el desarrollo de trabajos experimentales a escala, que complementen lo desarrollado en esta tesis. Se pueden desarrollar correlaciones nuevas que permitan suavizar los cambios en los puntos de inflexión, debido a los rangos de temperatura ambiente fijados por Tsamos.
- Se puede complementar este trabajo con el desarrollo matemático de la optimización del costo de operación del sistema de refrigeración de Tsamos. Se tendrían que utilizar los costos unitarios del Capítulo 3 y proponer una ecuación de costo de producción global (de todo el sistema), y realizar los cambios de diseño o de condiciones de operación que se crean convenientes, para minimizar

el costo de producción de los 100 kW de refrigeración para media temperatura (-8°C) y de los 30 kW de refrigeración para baja temperatura (-32°C).



BIBLIOGRAFÍA

- [1] International Panel Climate Change, "Global Warming Potential Values. Fifth assesment" *Greenh. Gas Protoc.*, vol. 2014, no. 1995, pp. 2–5, 2016.
- [2] N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, and M. S. Saleem, "Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review" *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 90, no. February, pp. 557–569, 2018.
- [3] J. M. Calm, "The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook" *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 7, pp. 1123–1133, 2008.
- [4] S. Sawalha, *Carbon Dioxide in Supermarket*, no. October. 2015.
- [5] Y. Chen and J. Gu, "The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers" *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 8, pp. 1238–1249, 2005.
- [6] C. Aprea and A. Maiorino, "An experimental evaluation of the transcritical CO₂ refrigerator performances using an internal heat exchanger" *Int. J. Refrig.*, vol. 31, no. 6, pp. 1006–1011, 2008.
- [7] R. Cabello, D. Sánchez, R. Llopis, and E. Torrella, "Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions" *Appl. Therm. Eng.*, vol. 28, no. 13, pp. 1596–1604, 2008.
- [8] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, and R. Cabello, "Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data" *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 1, pp. 40–49, 2011.
- [9] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, and C. Zilio, "Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis" *Int. J. Refrig.*, vol. 28, no. 8, pp. 1274–1283, 2005.
- [10] J. Sarkar and N. Agrawal, "Performance optimization of transcritical CO₂ cycle with parallel compression economization" *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 49, no. 5, pp. 838–843, 2010.

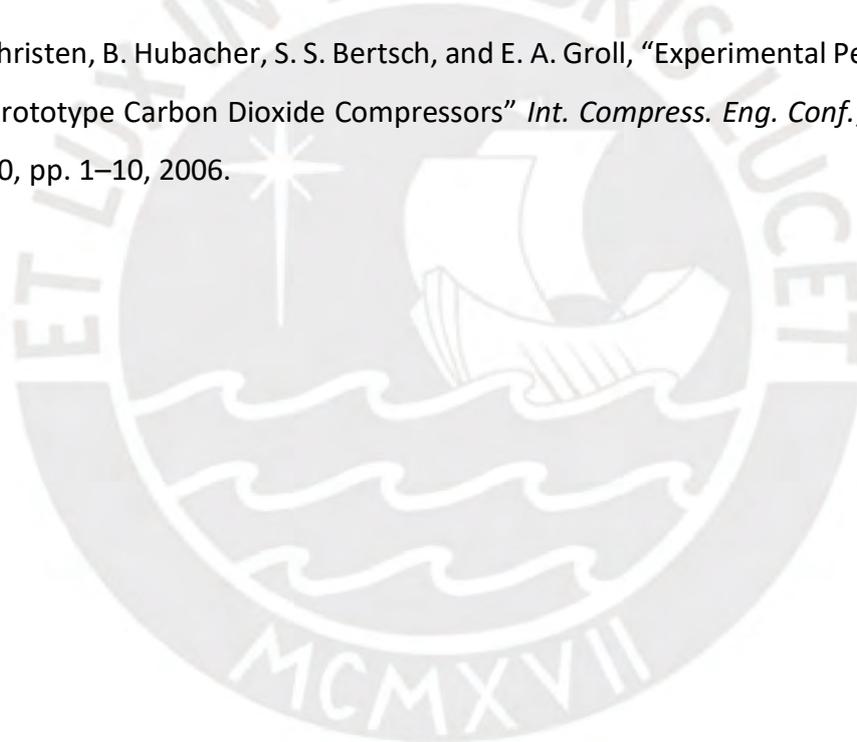
- [11] P. Gullo, B. Elmegaard, and G. Cortella, "Energetic, Exergetic and Exergoeconomic Analysis of CO₂ Refrigeration Systems Operating in Hot Climates" *Citation*, 2012.
- [12] A. Chesi, F. Esposito, G. Ferrara, and L. Ferrari, "Experimental analysis of R744 parallel compression cycle" *Appl. Energy*, vol. 135, pp. 274–285, 2014.
- [13] P. Gullo, B. Elmegaard, and G. Cortella, "Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression" *Energy*, vol. 107, pp. 562–571, 2016.
- [14] M. Nakagawa, A. R. Marasigan, T. Matsukawa, and A. Kurashina, "Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger" *Int. J. Refrig.*, vol. 34, no. 7, pp. 1604–1613, 2011.
- [15] Y. Zhu, C. Li, F. Zhang, and P. X. Jiang, "Comprehensive experimental study on a transcritical CO₂ ejector-expansion refrigeration system" *Energy Convers. Manag.*, vol. 151, no. August, pp. 98–106, 2017.
- [16] G. Chen, O. Volovyk, D. Zhu, V. Ierin, and K. Shestopalov, "Analyse théorique et optimisation d'un cycle de refroidissement hybride transcritique au CO₂ à compression mécanique-éjecteur" *Int. J. Refrig.*, vol. 74, pp. 84–92, 2017.
- [17] S. Taslimitaleghani, M. Sorin, and S. Poncet, "Energy and exergy efficiencies of different configurations of the ejector-based CO₂ refrigeration systems" *Int. J. Energy Prod. Manag.*, vol. 3, no. 1, pp. 22–33, 2018.
- [18] R. Llopis, R. Cabello, D. Sánchez, and E. Torrella, "Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling" *Int. J. Refrig.*, vol. 55, pp. 129–141, 2015.
- [19] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, D. Sánchez, and J. Catalán-Gil, "Évaluation expérimentale d'une installation frigorifique transcritique au CO₂ avec un sous-refroidissement mécanique dédié" *Int. J. Refrig.*, vol. 69, pp. 361–368, 2016.
- [20] H. Fritschi, F. Tillenkamp, R. Löhner, and M. Brügger, "Efficiency increase in carbon dioxide refrigeration technology with parallel compression" *Int. J. Low-Carbon*

Technol., vol. 12, no. 2, pp. 171–180, 2017.

- [21] M. Karampour and S. Sawalha, “Id : 530 Theoretical Analysis of CO₂ Trans-Critical System With Parallel Compression for Heat Recovery and Air Conditioning in Supermarkets” *Int. Congr. Refrig.*, no. August 2015, 2015.
- [22] E. Gholamian, P. Hanafizadeh, and P. Ahmadi, “Advanced exergy analysis of a carbon dioxide ammonia cascade refrigeration system” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 137, pp. 689–699, 2018.
- [23] T. Morosuk and G. Tsatsaronis, “Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids” *Energy*, vol. 34, no. 12, pp. 2248–2258, 2009.
- [24] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, Id. Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, and Z. Mylona, “Energy analysis of alternative CO₂refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates” *Energy Convers. Manag.*, vol. 150, pp. 822–829, 2017.
- [25] F. Fazelpour and T. Morosuk, “Exergoeconomic analysis of carbon dioxide transcritical refrigeration machines” *Int. J. Refrig.*, vol. 38, no. 1, pp. 128–139, 2014.
- [26] C. Wu, S. sen Wang, X. jia Feng, and J. Li, “Energy, exergy and exergoeconomic analyses of a combined supercritical CO₂ recompression Brayton/absorption refrigeration cycle” *Energy Convers. Manag.*, vol. 148, pp. 360–377, 2017.
- [27] S. M. S. Mahmoudi, A. D. Akbari, and M. A. Rosen, “Thermoeconomic analysis and optimization of a new combined supercritical carbon dioxide recompression Brayton/Kalina cycle” *Sustain.*, vol. 8, no. 10, 2016.
- [28] A. Z. Miran, A. Nemati, and M. Yari, “Performance analysis and exergoeconomic evaluation of a TRC system enhanced by a dedicated mechanical subcooling” *Energy Convers. Manag.*, vol. 197, no. July, p. 111890, 2019.
- [29] O. Rezayan and A. Behbahaninia, “Thermoeconomic optimization and exergy analysis of CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems” *Energy*, vol. 36, no. 2, pp.

888–895, 2011.

- [30] N. Javanshir, S. M. Seyed Mahmoudi, and M. A. Rosen, “Thermodynamic and Exergoeconomic Analyses of a Novel Combined Cycle Comprised of Vapor-Compression Refrigeration and Organic Rankine Cycles” *Sustainability*, vol. 11, no. 12, p. 3374, 2019.
- [31] A. Bejan and M. Tsatsaronis, George Moran, *Thermal design and optimization*, vol. 21, no. 5. 1996.
- [32] T. Ommen and B. Elmegaard, “Numerical model for thermoeconomic diagnosis in commercial transcritical/subcritical booster refrigeration systems” *Energy Convers. Manag.*, vol. 60, pp. 161–169, 2012.
- [33] T. Christen, B. Hubacher, S. S. Bertsch, and E. A. Groll, “Experimental Performance of Prototype Carbon Dioxide Compressors” *Int. Compress. Eng. Conf.*, vol. 2, no. 2000, pp. 1–10, 2006.



ANEXOS

Tabla A. 1: Temperaturas del proceso de refrigeración, para cada Tamb trabajada.

T _{amb}	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	T ₁₀	T ₁₁	T ₁₂	T ₁₃	T ₁₄	T ₁₅
-5.0	36.5	2.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	36.8	1.2	6.6
-3.7	36.5	2.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	36.8	1.2	6.6
-2.2	36.5	2.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	36.8	1.2	6.6
-0.9	36.5	2.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	36.8	1.2	6.6
-0.4	36.5	2.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	36.8	1.2	6.6
2.1	46.0	7.1	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	48.4	1.2	16.5
3.0	47.7	8.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	50.4	1.2	18.3
3.9	49.4	8.9	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	52.5	1.2	20.0
4.9	51.2	9.9	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	54.8	1.2	22.0
5.7	52.7	10.7	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	56.7	1.2	23.6
6.7	54.5	11.7	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	59.0	1.2	25.5
7.6	56.2	12.6	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	61.1	1.2	27.3
8.6	58.0	13.6	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	63.5	1.2	29.3
9.5	59.7	14.5	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	65.6	1.2	31.1
10.8	65.1	18.3	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	73.3	1.2	37.5
11.7	67.0	19.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	75.6	1.2	39.4
12.9	69.3	20.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	78.5	1.2	41.8
13.8	70.9	20.6	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	80.6	1.2	43.5
15.1	73.1	21.6	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	83.4	1.2	45.9
16.1	74.7	22.2	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	85.4	1.2	47.5
17.4	76.6	23.1	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	87.9	1.2	49.6
18.4	78.0	23.7	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	89.7	1.2	51.1
19.8	79.8	24.5	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	92.1	1.2	53.0
20.8	80.9	25.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	93.7	1.2	54.3
22.4	82.6	25.8	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	96.0	1.2	56.2
23.5	83.7	26.4	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	97.4	1.2	57.4
25.0	85.0	27.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	99.3	1.2	58.8
26.1	85.8	27.4	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	100.5	1.2	59.8
26.9	93.1	28.4	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	108.3	1.2	66.1
27.8	95.7	29.3	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	111.5	1.2	68.7
29.2	99.5	30.7	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	116.5	1.2	72.6
30.0	101.7	31.5	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	119.2	1.2	74.8
31.4	105.4	32.9	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	124.1	1.2	78.6
32.3	107.7	33.8	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	127.1	1.2	80.9
33.6	111.0	35.1	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	131.5	1.2	84.3
34.6	113.5	36.1	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	134.8	1.2	86.9
35.9	116.7	37.4	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	139.1	1.2	90.2
36.9	119.1	38.4	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	142.4	1.2	92.7
38.5	122.9	40.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	147.5	1.2	96.6
39.5	125.2	41.0	1.2	1.2	1.2	-8.0	2.0	1.2	-32.0	-22.0	39.7	10.0	150.7	1.2	99.1

Tabla A. 2: Presiones del proceso de refrigeración, para cada Tamb trabajada.

T _{amb}	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈	P ₉	P ₁₀	P ₁₁	P ₁₂	P ₁₃	P ₁₄	P ₁₅
-5.0	38.7	38.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	38.7	36.0	38.7
-3.7	38.7	38.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	38.7	36.0	38.7
-2.2	38.7	38.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	38.7	36.0	38.7
-0.9	38.7	38.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	38.7	36.0	38.7
-0.4	38.7	38.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	38.7	36.0	38.7
2.1	44.0	44.0	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	44.0	36.0	44.0
3.0	45.0	45.0	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	45.0	36.0	45.0
3.9	46.0	46.0	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	46.0	36.0	46.0
4.9	47.2	47.2	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	47.2	36.0	47.2
5.7	48.1	48.1	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	48.1	36.0	48.1
6.7	49.3	49.3	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	49.3	36.0	49.3
7.6	50.4	50.4	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	50.4	36.0	50.4
8.6	51.6	51.6	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	51.6	36.0	51.6
9.5	52.7	52.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	52.7	36.0	52.7
10.8	56.9	56.9	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	56.9	36.0	56.9
11.7	58.2	58.2	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	58.2	36.0	58.2
12.9	59.8	59.8	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	59.8	36.0	59.8
13.8	61.0	61.0	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	61.0	36.0	61.0
15.1	62.7	62.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	62.7	36.0	62.7
16.1	63.9	63.9	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	63.9	36.0	63.9
17.4	65.4	65.4	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	65.4	36.0	65.4
18.4	66.4	66.4	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	66.4	36.0	66.4
19.8	67.9	67.9	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	67.9	36.0	67.9
20.8	68.8	68.8	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	68.8	36.0	68.8
22.4	70.3	70.3	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	70.3	36.0	70.3
23.5	71.2	71.2	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	71.2	36.0	71.2
25.0	72.3	72.3	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	72.3	36.0	72.3
26.1	73.1	73.1	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	73.1	36.0	73.1
26.9	78.1	78.1	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	78.1	36.0	78.1
27.8	80.2	80.2	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	80.2	36.0	80.2
29.2	83.5	83.5	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	83.5	36.0	83.5
30.0	85.3	85.3	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	85.3	36.0	85.3
31.4	88.6	88.6	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	88.6	36.0	88.6
32.3	90.7	90.7	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	90.7	36.0	90.7
33.6	93.8	93.8	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	93.8	36.0	93.8
34.6	96.1	96.1	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	96.1	36.0	96.1
35.9	99.2	99.2	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	99.2	36.0	99.2
36.9	101.5	101.5	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	101.5	36.0	101.5
38.5	105.2	105.2	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	105.2	36.0	105.2
39.5	107.6	107.6	36.0	36.0	36.0	28.0	28.0	36.0	13.3	13.3	28.0	28.0	107.6	36.0	107.6

Tabla A. 3: Entalpías específicas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada.

T_{amb}	h_1	h_2	h_3	h_4	h_5	h_6	h_7	h_8	h_9	h_{10}	h_{11}	h_{12}	h_{13}	h_{14}	h_{15}
-5.0	-29.5	-302.1	-302.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-29.1	-76.6	-73.4
-3.7	-29.5	-302.1	-302.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-29.1	-76.6	-73.4
-2.2	-29.5	-302.1	-302.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-29.1	-76.6	-73.4
-0.9	-29.5	-302.1	-302.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-29.1	-76.6	-73.4
-0.4	-29.5	-302.1	-302.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-29.1	-76.6	-73.4
2.1	-23.8	-289.2	-289.2	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-20.9	-76.6	-67.4
3.0	-22.9	-286.9	-286.9	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-19.4	-76.6	-66.4
3.9	-21.9	-284.5	-284.5	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-17.9	-76.6	-65.3
4.9	-20.8	-281.8	-281.8	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-16.2	-76.6	-64.1
5.7	-19.9	-279.7	-279.7	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-14.8	-76.6	-63.1
6.7	-18.9	-276.9	-276.9	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-13.1	-76.6	-61.9
7.6	-17.9	-274.5	-274.5	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-11.5	-76.6	-60.8
8.6	-16.8	-271.7	-271.7	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-9.8	-76.6	-59.5
9.5	-15.9	-269.1	-269.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-8.2	-76.6	-58.4
10.8	-13.0	-257.4	-257.4	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-2.4	-76.6	-54.3
11.7	-11.9	-255.3	-255.3	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	-0.7	-76.6	-53.1
12.9	-10.4	-252.6	-252.6	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	1.6	-76.6	-51.5
13.8	-9.4	-250.6	-250.6	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	3.2	-76.6	-50.4
15.1	-8.0	-247.7	-247.7	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	5.3	-76.6	-48.9
16.1	-7.1	-245.7	-245.7	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	6.9	-76.6	-47.8
17.4	-5.9	-243.0	-243.0	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	8.9	-76.6	-46.4
18.4	-5.1	-241.1	-241.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	10.3	-76.6	-45.4
19.8	-4.0	-238.5	-238.5	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	12.2	-76.6	-44.1
20.8	-3.3	-236.8	-236.8	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	13.5	-76.6	-43.3
22.4	-2.3	-234.1	-234.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	15.3	-76.6	-42.0
23.5	-1.6	-232.4	-232.4	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	16.5	-76.6	-41.2
25.0	-0.9	-230.3	-230.3	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	18.0	-76.6	-40.2
26.1	-0.3	-228.8	-228.8	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	18.9	-76.6	-39.5
26.9	5.4	-228.8	-228.8	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	25.4	-76.6	-35.1
27.8	7.1	-226.4	-226.4	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	28.0	-76.6	-33.3
29.2	9.8	-222.7	-222.7	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	32.2	-76.6	-30.5
30.0	11.3	-220.7	-220.7	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	34.5	-76.6	-28.9
31.4	13.9	-217.1	-217.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	38.7	-76.6	-26.1
32.3	15.6	-214.9	-214.9	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	41.3	-76.6	-24.4
33.6	18.0	-211.7	-211.7	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	45.1	-76.6	-21.8
34.6	19.8	-209.2	-209.2	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	48.0	-76.6	-19.9
35.9	22.1	-206.1	-206.1	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	51.8	-76.6	-17.4
36.9	23.9	-203.8	-203.8	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	54.7	-76.6	-15.4
38.5	26.7	-200.2	-200.2	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	59.4	-76.6	-12.3
39.5	28.4	-198.0	-198.0	-303.7	-303.7	-303.7	-57.9	-303.7	-303.7	-59.3	-13.5	-47.6	62.3	-76.6	-10.4

Tabla A. 4: Entropías específicas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada.

T_{amb}	\dot{s}_1	\dot{s}_2	\dot{s}_3	\dot{s}_4	\dot{s}_5	\dot{s}_6	\dot{s}_7	\dot{s}_8	\dot{s}_9	\dot{s}_{10}	\dot{s}_{11}	\dot{s}_{12}	\dot{s}_{13}	\dot{s}_{14}	\dot{s}_{15}
-5.0	-0.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
-3.7	-0.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
-2.2	-0.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
-0.9	-0.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
-0.4	-0.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
2.1	-0.8	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
3.0	-0.8	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
3.9	-0.8	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
4.9	-0.8	-1.7	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
5.7	-0.8	-1.6	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
6.7	-0.8	-1.6	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
7.6	-0.8	-1.6	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
8.6	-0.8	-1.6	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
9.5	-0.8	-1.6	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
10.8	-0.8	-1.6	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
11.7	-0.8	-1.6	-1.6	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
12.9	-0.8	-1.6	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
13.8	-0.8	-1.6	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
15.1	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
16.1	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
17.4	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
18.4	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
19.8	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
20.8	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
22.4	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
23.5	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
25.0	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
26.1	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
26.9	-0.8	-1.5	-1.5	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
27.8	-0.8	-1.5	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
29.2	-0.7	-1.5	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
30.0	-0.7	-1.5	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
31.4	-0.7	-1.5	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
32.3	-0.7	-1.4	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
33.6	-0.7	-1.4	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
34.6	-0.7	-1.4	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.9
35.9	-0.7	-1.4	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.8
36.9	-0.7	-1.4	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.8
38.5	-0.7	-1.4	-1.4	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.8
39.5	-0.7	-1.4	-1.3	-1.7	-1.7	-1.7	-0.8	-1.7	-1.7	-0.7	-0.6	-0.8	-0.7	-0.9	-0.8

Tabla A. 5: Energías específicas del proceso de refrigeración, para cada Tamb trabajada, fluido CO2.

T _{amb}	ex_1	ex_2	ex_3	ex_4	ex_5	ex_6	ex_7	ex_8	ex_9	ex_{10}	ex_{11}	ex_{12}	ex_{13}	ex_{14}	ex_{15}
-5.0	172.3	161.1	160.8	160.7	160.7	159.5	157.0	160.7	153.0	125.9	160.7	157.4	172.3	165.9	168.5
-3.7	173.2	163.3	163.0	163.0	163.0	161.7	158.0	163.0	155.3	126.8	161.6	158.4	173.3	167.1	169.6
-2.2	174.4	165.9	165.6	165.6	165.6	164.3	159.2	165.6	157.8	127.8	162.6	159.5	174.4	168.4	171.0
-0.9	175.3	168.1	167.8	167.8	167.8	166.6	160.3	167.8	160.0	128.7	163.4	160.5	175.4	169.6	172.2
-0.4	175.7	169.0	168.7	168.7	168.7	167.4	160.7	168.7	160.9	129.1	163.7	160.9	175.8	170.0	172.6
2.1	183.7	174.0	173.0	173.0	173.0	171.7	162.6	173.0	165.1	130.8	165.3	162.8	184.1	172.3	179.7
3.0	185.4	175.7	174.4	174.6	174.6	173.3	163.4	174.6	166.6	131.4	165.9	163.5	185.9	173.1	181.3
3.9	187.2	177.3	175.9	176.1	176.1	174.9	164.1	176.1	168.2	132.0	166.5	164.2	187.8	173.9	183.0
4.9	189.1	179.1	177.5	177.8	177.8	176.6	164.9	177.8	169.9	132.7	167.1	164.9	189.8	174.8	184.8
5.7	190.7	180.6	178.8	179.2	179.2	178.0	165.5	179.2	171.2	133.3	167.7	165.5	191.4	175.5	186.3
6.7	192.6	182.4	180.4	181.0	181.0	179.7	166.3	181.0	172.9	134.0	168.3	166.3	193.5	176.4	188.1
7.6	194.3	184.1	181.8	182.5	182.5	181.2	167.0	182.5	174.5	134.6	168.9	167.0	195.3	177.2	189.8
8.6	196.3	185.9	183.4	184.2	184.2	183.0	167.8	184.2	176.2	135.3	169.5	167.7	197.4	178.1	191.7
9.5	198.0	187.5	184.7	185.8	185.8	184.5	168.6	185.8	177.7	135.9	170.1	168.4	199.2	178.9	193.3
10.8	202.7	190.4	186.4	188.0	188.0	186.7	169.6	188.0	179.9	136.8	171.0	169.4	204.5	180.1	197.6
11.7	204.5	192.0	187.7	189.6	189.6	188.3	170.3	189.6	181.4	137.4	171.5	170.1	206.4	180.9	199.3
12.9	206.8	194.1	189.5	191.7	191.7	190.4	171.3	191.7	183.5	138.2	172.3	171.0	208.9	182.0	201.6
13.8	208.5	195.7	190.8	193.2	193.2	191.9	172.0	193.2	185.0	138.8	172.9	171.7	210.7	182.8	203.2
15.1	210.8	198.0	192.6	195.5	195.5	194.2	173.0	195.5	187.2	139.7	173.7	172.7	213.2	184.0	205.5
16.1	212.6	199.7	194.1	197.2	197.2	195.9	173.8	197.2	188.9	140.4	174.4	173.4	215.1	184.9	207.2
17.4	214.8	202.0	195.9	199.4	199.4	198.1	174.9	199.4	191.1	141.3	175.2	174.4	217.5	186.1	209.3
18.4	216.4	203.7	197.3	201.2	201.2	199.9	175.7	201.2	192.8	142.0	175.9	175.2	219.2	187.0	210.9
19.8	218.5	206.0	199.2	203.6	203.6	202.3	176.8	203.6	195.2	143.0	176.8	176.3	221.5	188.2	213.1
20.8	220.0	207.7	200.5	205.3	205.3	204.0	177.6	205.3	196.9	143.7	177.4	177.0	223.1	189.1	214.6
22.4	222.3	210.3	202.7	208.1	208.1	206.7	178.8	208.1	199.6	144.8	178.5	178.2	225.6	190.6	216.9
23.5	223.8	212.1	204.2	210.0	210.0	208.6	179.7	210.0	201.5	145.5	179.2	179.1	227.2	191.6	218.5
25.0	225.8	214.5	206.2	212.6	212.6	211.2	180.9	212.6	204.0	146.5	180.1	180.2	229.2	192.9	220.5
26.1	227.2	216.3	207.7	214.5	214.5	213.1	181.8	214.5	205.9	147.3	180.8	181.1	230.7	193.9	221.9
26.9	231.7	218.2	208.9	215.9	215.9	214.5	182.4	215.9	207.3	147.9	181.4	181.7	235.7	194.6	225.7
27.8	233.9	219.8	209.9	217.4	217.4	216.1	183.2	217.4	208.8	148.5	181.9	182.3	238.1	195.4	227.8
29.2	237.3	222.3	211.6	219.8	219.8	218.5	184.3	219.8	211.2	149.4	182.9	183.4	241.9	196.7	231.0
30.0	239.2	223.8	212.5	221.2	221.2	219.9	184.9	221.2	212.5	150.0	183.4	184.0	244.0	197.4	232.8
31.4	242.5	226.3	214.1	223.7	223.7	222.3	186.0	223.7	214.9	150.9	184.3	185.1	247.8	198.7	235.9
32.3	244.5	227.9	215.1	225.2	225.2	223.8	186.7	225.2	216.5	151.6	184.9	185.8	250.1	199.5	237.8
33.6	247.5	230.3	216.6	227.5	227.5	226.1	187.8	227.5	218.7	152.5	185.7	186.8	253.5	200.7	240.7
34.6	249.7	232.1	217.7	229.2	229.2	227.8	188.6	229.2	220.4	153.1	186.3	187.5	256.1	201.6	242.8
35.9	252.6	234.4	219.1	231.4	231.4	230.0	189.6	231.4	222.6	154.0	187.2	188.5	259.4	202.7	245.6
36.9	254.8	236.2	220.2	233.2	233.2	231.7	190.4	233.2	224.3	154.7	187.8	189.3	262.0	203.6	247.7
38.5	258.3	239.0	221.9	235.9	235.9	234.5	191.7	235.9	227.0	155.8	188.9	190.5	266.1	205.1	251.1
39.5	260.5	240.8	222.9	237.7	237.7	236.2	192.5	237.7	228.7	156.5	189.5	191.3	268.6	206.0	253.2

Tabla A. 6: Exergías específicas del proceso de refrigeración, para cada T_{amb} trabajada, fluido aire.

T_{amb}	$\dot{e}x_{16}$	$\dot{e}x_{17}$	$\dot{e}x_{18}$	$\dot{e}x_{19}$	$\dot{e}x_{20}$	$\dot{e}x_{21}$
-5.0	-1.57	-1.53	-1.39	-1.57	-1.25	-0.78
-3.7	-1.44	-1.39	-1.30	-1.43	-1.04	-0.54
-2.2	-1.29	-1.24	-1.19	-1.27	-0.81	-0.27
-0.9	-1.17	-1.12	-1.10	-1.14	-0.60	-0.03
-0.4	-1.12	-1.08	-1.07	-1.08	-0.52	0.07
2.1	-0.91	-0.86	-0.89	-0.81	-0.13	0.53
3.0	-0.84	-0.79	-0.83	-0.72	0.01	0.69
3.9	-0.77	-0.72	-0.77	-0.62	0.15	0.86
4.9	-0.70	-0.65	-0.70	-0.52	0.31	1.05
5.7	-0.64	-0.60	-0.64	-0.43	0.43	1.19
6.7	-0.58	-0.53	-0.57	-0.32	0.59	1.38
7.6	-0.52	-0.48	-0.51	-0.23	0.73	1.54
8.6	-0.46	-0.42	-0.44	-0.12	0.89	1.73
9.5	-0.41	-0.37	-0.38	-0.03	1.03	1.90
10.8	-0.35	-0.30	-0.29	0.11	1.23	2.14
11.7	-0.30	-0.26	-0.22	0.21	1.37	2.30
12.9	-0.25	-0.21	-0.14	0.34	1.56	2.52
13.8	-0.21	-0.17	-0.08	0.43	1.70	2.69
15.1	-0.17	-0.12	0.02	0.57	1.90	2.93
16.1	-0.14	-0.09	0.08	0.68	2.06	3.11
17.4	-0.10	-0.06	0.18	0.82	2.27	3.35
18.4	-0.07	-0.03	0.25	0.92	2.42	3.54
19.8	-0.05	0.00	0.34	1.07	2.64	3.80
20.8	-0.03	0.01	0.41	1.18	2.80	3.98
22.4	-0.01	0.03	0.53	1.35	3.05	4.28
23.5	0.00	0.04	0.60	1.47	3.22	4.48
25.0	0.00	0.04	0.71	1.63	3.46	4.76
26.1	0.00	0.04	0.78	1.75	3.63	4.96
26.9	-0.01	0.04	0.84	1.83	3.75	5.11
27.8	-0.01	0.03	0.90	1.93	3.89	5.27
29.2	-0.03	0.01	1.00	2.08	4.11	5.53
30.0	-0.04	0.00	1.06	2.16	4.24	5.68
31.4	-0.07	-0.03	1.15	2.31	4.46	5.94
32.3	-0.09	-0.05	1.22	2.41	4.60	6.11
33.6	-0.12	-0.08	1.31	2.55	4.80	6.35
34.6	-0.15	-0.11	1.38	2.65	4.96	6.53
35.9	-0.20	-0.16	1.47	2.79	5.16	6.77
36.9	-0.24	-0.20	1.54	2.90	5.32	6.95
38.5	-0.30	-0.26	1.65	3.07	5.57	7.25
39.5	-0.35	-0.31	1.72	3.18	5.73	7.44

Tabla A. 7: Exergías destruidas por equipo para cada Tamb trabajada.

T_{amb}	$Ex_{d,CBP}$	$Ex_{d,CHP}$	$Ex_{d,CLP}$	$Ex_{d,GC}$	$Ex_{d,ELT}$	$Ex_{d,EMT}$	$Ex_{d,VHP}$	$Ex_{d,VLt}$	$Ex_{d,VMT}$
-5.0	0.00	1.87	1.35	12.15	8.36	13.35	0.15	0.94	0.50
-3.7	0.00	1.88	1.36	11.48	8.37	13.36	0.15	0.95	0.50
-2.2	0.00	1.89	1.36	10.70	8.37	13.38	0.16	0.95	0.50
-0.9	0.00	1.90	1.37	10.03	8.38	13.39	0.16	0.96	0.50
-0.4	0.00	1.91	1.37	9.78	8.38	13.39	0.16	0.96	0.50
2.1	0.07	2.88	1.39	11.64	8.40	13.42	0.59	0.97	0.51
3.0	0.09	3.06	1.39	11.74	8.40	13.43	0.69	0.97	0.51
3.9	0.11	3.26	1.40	11.85	8.41	13.44	0.80	0.97	0.51
4.9	0.14	3.47	1.40	11.98	8.41	13.45	0.94	0.98	0.51
5.7	0.17	3.65	1.40	12.09	8.41	13.46	1.05	0.98	0.52
6.7	0.22	3.88	1.41	12.23	8.42	13.47	1.21	0.98	0.52
7.6	0.26	4.10	1.41	12.36	8.42	13.48	1.37	0.99	0.52
8.6	0.31	4.34	1.42	12.51	8.43	13.49	1.55	0.99	0.52
9.5	0.37	4.56	1.42	12.66	8.43	13.50	1.74	0.99	0.52
10.8	0.66	5.37	1.43	14.27	8.44	13.51	2.61	1.00	0.53
11.7	0.74	5.63	1.43	14.49	8.45	13.52	2.85	1.00	0.53
12.9	0.86	5.97	1.44	14.74	8.45	13.54	3.17	1.01	0.53
13.8	0.95	6.21	1.45	14.90	8.46	13.54	3.41	1.01	0.53
15.1	1.09	6.56	1.45	15.08	8.46	13.56	3.77	1.01	0.53
16.1	1.20	6.82	1.46	15.19	8.47	13.57	4.05	1.02	0.54
17.4	1.34	7.14	1.46	15.28	8.47	13.58	4.41	1.02	0.54
18.4	1.46	7.38	1.47	15.31	8.48	13.59	4.69	1.03	0.54
19.8	1.63	7.71	1.48	15.32	8.49	13.61	5.09	1.03	0.54
20.8	1.75	7.93	1.48	15.28	8.49	13.62	5.37	1.03	0.54
22.4	1.94	8.26	1.49	15.17	8.50	13.64	5.82	1.04	0.55
23.5	2.07	8.48	1.49	15.04	8.51	13.65	6.11	1.04	0.55
25.0	2.24	8.76	1.50	14.82	8.51	13.66	6.51	1.05	0.55
26.1	2.37	8.95	1.51	14.61	8.52	13.68	6.79	1.05	0.55
26.9	2.71	10.03	1.51	16.70	8.52	13.68	7.36	1.06	0.56
27.8	2.99	10.51	1.52	17.30	8.53	13.69	7.92	1.06	0.56
29.2	3.48	11.27	1.52	18.23	8.53	13.71	8.85	1.06	0.56
30.0	3.78	11.71	1.53	18.77	8.54	13.72	9.41	1.07	0.56
31.4	4.34	12.49	1.53	19.71	8.55	13.73	10.44	1.07	0.56
32.3	4.74	13.00	1.54	20.31	8.55	13.74	11.13	1.07	0.57
33.6	5.34	13.74	1.55	21.19	8.56	13.75	12.19	1.08	0.57
34.6	5.85	14.32	1.55	21.87	8.56	13.77	13.03	1.08	0.57
35.9	6.54	15.08	1.56	22.76	8.57	13.78	14.19	1.09	0.57
36.9	7.12	15.68	1.56	23.45	8.57	13.79	15.12	1.09	0.57
38.5	8.11	16.64	1.57	24.57	8.58	13.81	16.68	1.10	0.58
39.5	8.77	17.25	1.57	25.28	8.59	13.82	17.70	1.10	0.58

Tabla A. 8: Exergías destruidas evitables e inevitables por cada compresor del sistema.

T _{amb}	C _{BP}		C _{HP}		C _{LP}	
	Ex _{d,inevitable}	Ex _{d,evitable}	Ex _{d,inevitable}	Ex _{d,evitable}	Ex _{d,inevitable}	Ex _{d,evitable}
-5.0	0.0	0.0	0.2	1.7	0.2	1.2
-3.7	0.0	0.0	0.2	1.7	0.2	1.2
-2.2	0.0	0.0	0.2	1.7	0.2	1.2
-0.9	0.0	0.0	0.2	1.7	0.2	1.2
-0.4	0.0	0.0	0.2	1.7	0.2	1.2
2.1	0.0	0.1	0.2	2.6	0.2	1.2
3.0	0.0	0.1	0.3	2.8	0.2	1.2
3.9	0.0	0.1	0.3	3.0	0.2	1.2
4.9	0.0	0.1	0.3	3.2	0.2	1.2
5.7	0.0	0.2	0.3	3.3	0.2	1.2
6.7	0.0	0.2	0.4	3.5	0.2	1.2
7.6	0.0	0.2	0.4	3.7	0.2	1.3
8.6	0.0	0.3	0.4	3.9	0.2	1.3
9.5	0.0	0.3	0.5	4.1	0.2	1.3
10.8	0.0	0.6	0.5	4.9	0.2	1.3
11.7	0.0	0.7	0.5	5.1	0.2	1.3
12.9	0.1	0.8	0.5	5.4	0.2	1.3
13.8	0.1	0.9	0.6	5.6	0.2	1.3
15.1	0.1	1.0	0.6	6.0	0.2	1.3
16.1	0.1	1.1	0.6	6.2	0.2	1.3
17.4	0.1	1.2	0.7	6.5	0.2	1.3
18.4	0.1	1.3	0.7	6.7	0.2	1.3
19.8	0.2	1.5	0.7	7.0	0.2	1.3
20.8	0.2	1.6	0.8	7.2	0.2	1.3
22.4	0.2	1.7	0.8	7.5	0.2	1.3
23.5	0.2	1.8	0.8	7.7	0.2	1.3
25.0	0.3	1.9	0.9	7.9	0.2	1.3
26.1	0.3	2.0	0.9	8.1	0.2	1.3
26.9	0.4	2.3	1.0	9.0	0.2	1.3
27.8	0.4	2.6	1.0	9.5	0.2	1.3
29.2	0.4	3.0	1.1	10.2	0.2	1.3
30.0	0.5	3.3	1.1	10.6	0.2	1.4
31.4	0.5	3.8	1.2	11.3	0.2	1.4
32.3	0.6	4.2	1.2	11.8	0.2	1.4
33.6	0.6	4.7	1.2	12.5	0.2	1.4
34.6	0.7	5.2	1.3	13.1	0.2	1.4
35.9	0.7	5.8	1.3	13.8	0.2	1.4
36.9	0.8	6.3	1.3	14.4	0.2	1.4
38.5	0.9	7.2	1.4	15.3	0.2	1.4
39.5	0.9	7.8	1.4	15.9	0.2	1.4

Tabla A. 9: Exergías destruidas evitables e inevitables por cada intercambiador de calor del sistema.

T_{amb}	GC		E_{LT}		E_{MT}	
	$Ex_{d,inevitable}$	$Ex_{d,evitable}$	$Ex_{d,inevitable}$	$Ex_{d,evitable}$	$Ex_{d,inevitable}$	$Ex_{d,evitable}$
-5.0	9.6	2.6	7.5	0.8	12.5	0.8
-3.7	9.0	2.5	7.5	0.9	12.5	0.8
-2.2	8.2	2.5	7.5	0.9	12.5	0.9
-0.9	7.6	2.5	7.5	0.9	12.5	0.9
-0.4	7.3	2.5	7.5	0.9	12.5	0.9
2.1	6.2	5.5	7.5	0.9	12.6	0.9
3.0	6.2	5.5	7.5	0.9	12.6	0.9
3.9	6.2	5.6	7.5	0.9	12.6	0.9
4.9	6.2	5.7	7.5	0.9	12.6	0.9
5.7	6.3	5.8	7.5	0.9	12.6	0.9
6.7	6.3	5.9	7.5	0.9	12.6	0.9
7.6	6.3	6.0	7.5	0.9	12.6	0.9
8.6	6.4	6.1	7.5	0.9	12.6	0.9
9.5	6.4	6.3	7.5	0.9	12.6	0.9
10.8	6.3	7.9	7.5	0.9	12.6	0.9
11.7	6.4	8.1	7.5	0.9	12.6	0.9
12.9	6.4	8.3	7.5	0.9	12.6	0.9
13.8	6.5	8.4	7.6	0.9	12.7	0.9
15.1	6.6	8.5	7.6	0.9	12.7	0.9
16.1	6.7	8.5	7.6	0.9	12.7	0.9
17.4	6.8	8.5	7.6	0.9	12.7	0.9
18.4	6.9	8.4	7.6	0.9	12.7	0.9
19.8	7.0	8.3	7.6	0.9	12.7	0.9
20.8	7.1	8.1	7.6	0.9	12.7	0.9
22.4	7.4	7.8	7.6	0.9	12.7	0.9
23.5	7.5	7.5	7.6	0.9	12.7	0.9
25.0	7.8	7.0	7.6	0.9	12.7	0.9
26.1	8.1	6.5	7.6	0.9	12.7	0.9
26.9	11.2	5.5	7.6	0.9	12.8	0.9
27.8	11.6	5.7	7.6	0.9	12.8	0.9
29.2	12.2	6.1	7.6	1.0	12.8	1.0
30.0	12.5	6.3	7.6	1.0	12.8	1.0
31.4	13.0	6.7	7.6	1.0	12.8	1.0
32.3	13.4	6.9	7.6	1.0	12.8	1.0
33.6	13.9	7.3	7.6	1.0	12.8	0.9
34.6	14.2	7.7	7.6	1.0	12.8	1.0
35.9	14.7	8.1	7.6	1.0	12.8	1.0
36.9	15.0	8.4	7.6	1.0	12.8	1.0
38.5	15.6	9.0	7.6	1.0	12.8	1.0
39.5	15.9	9.4	7.6	1.0	12.8	1.0

Tabla A. 10: Exergías destruidas evitables e inevitables por cada válvula de expansión del sistema.

T_{amb}	V_{HP}		V_{LT}		V_{MT}	
	$Ex_{d,inevitable}$	$Ex_{d,evitable}$	$Ex_{d,inevitable}$	$Ex_{d,evitable}$	$Ex_{d,inevitable}$	$Ex_{d,evitable}$
-5.0	0.0	0.1	0.7	0.3	0.4	0.1
-3.7	0.0	0.1	0.7	0.3	0.4	0.1
-2.2	0.0	0.1	0.7	0.3	0.4	0.1
-0.9	0.0	0.1	0.7	0.3	0.4	0.1
-0.4	0.0	0.1	0.7	0.3	0.4	0.1
2.1	0.1	0.5	0.7	0.3	0.4	0.1
3.0	0.2	0.5	0.7	0.3	0.4	0.1
3.9	0.2	0.6	0.7	0.3	0.4	0.1
4.9	0.3	0.6	0.7	0.3	0.4	0.1
5.7	0.4	0.7	0.7	0.3	0.4	0.1
6.7	0.5	0.7	0.7	0.3	0.4	0.1
7.6	0.6	0.8	0.7	0.3	0.4	0.1
8.6	0.7	0.8	0.7	0.3	0.4	0.1
9.5	0.9	0.9	0.7	0.3	0.4	0.1
10.8	1.1	1.5	0.7	0.3	0.4	0.1
11.7	1.2	1.6	0.7	0.3	0.4	0.1
12.9	1.5	1.7	0.7	0.3	0.4	0.1
13.8	1.7	1.7	0.7	0.3	0.4	0.1
15.1	2.0	1.8	0.7	0.3	0.4	0.1
16.1	2.2	1.8	0.7	0.3	0.4	0.1
17.4	2.6	1.8	0.7	0.3	0.4	0.1
18.4	2.9	1.8	0.8	0.3	0.4	0.1
19.8	3.4	1.7	0.8	0.3	0.4	0.1
20.8	3.8	1.5	0.8	0.3	0.4	0.1
22.4	4.6	1.2	0.8	0.3	0.4	0.2
23.5	5.2	0.9	0.8	0.3	0.4	0.2
25.0	6.1	0.4	0.8	0.3	0.4	0.2
26.1	7.0	-0.2	0.8	0.3	0.4	0.2
26.9	7.2	0.2	0.8	0.3	0.4	0.2
27.8	7.8	0.2	0.8	0.3	0.4	0.2
29.2	8.7	0.1	0.8	0.3	0.4	0.2
30.0	9.3	0.1	0.8	0.3	0.4	0.2
31.4	10.3	0.1	0.8	0.3	0.4	0.2
32.3	11.0	0.1	0.8	0.3	0.4	0.2
33.6	12.1	0.1	0.8	0.3	0.4	0.2
34.6	13.0	0.1	0.8	0.3	0.4	0.2
35.9	14.2	0.0	0.8	0.3	0.4	0.2
36.9	15.1	0.0	0.8	0.3	0.4	0.2
38.5	16.7	0.0	0.8	0.3	0.4	0.2
39.5	17.8	-0.1	0.8	0.3	0.4	0.2

Tabla A. 11: Exergías destruidas endógenas y exógenas por cada compresor del sistema.

T_{amb}	C_{BP}		C_{HP}		C_{LP}	
	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$
-5.0	0.0	0.0	1.0	0.9	1.0	0.4
-3.7	0.0	0.0	1.0	0.9	1.0	0.4
-2.2	0.0	0.0	1.0	0.9	1.0	0.4
-0.9	0.0	0.0	1.0	0.9	1.0	0.4
-0.4	0.0	0.0	1.0	0.9	1.0	0.4
2.1	0.0	0.1	1.0	1.8	1.0	0.4
3.0	0.0	0.1	1.2	1.9	1.0	0.4
3.9	0.0	0.1	1.3	1.9	1.0	0.4
4.9	0.0	0.1	1.5	2.0	1.0	0.4
5.7	0.0	0.1	1.6	2.0	1.0	0.4
6.7	0.0	0.2	1.8	2.1	1.0	0.4
7.6	0.1	0.2	2.0	2.1	1.0	0.4
8.6	0.1	0.2	2.1	2.2	1.0	0.4
9.5	0.1	0.3	2.3	2.2	1.0	0.4
10.8	0.1	0.5	2.6	2.8	1.0	0.4
11.7	0.2	0.6	2.7	2.9	1.0	0.4
12.9	0.2	0.6	3.0	3.0	1.0	0.4
13.8	0.3	0.7	3.2	3.0	1.0	0.4
15.1	0.4	0.7	3.5	3.1	1.0	0.4
16.1	0.4	0.8	3.7	3.1	1.0	0.4
17.4	0.5	0.8	4.0	3.2	1.0	0.4
18.4	0.6	0.9	4.2	3.2	1.0	0.4
19.8	0.8	0.9	4.5	3.2	1.0	0.4
20.8	0.9	0.9	4.8	3.1	1.0	0.4
22.4	1.1	0.9	5.2	3.1	1.1	0.4
23.5	1.3	0.8	5.5	3.0	1.1	0.4
25.0	1.6	0.7	5.9	2.8	1.1	0.4
26.1	1.8	0.6	6.2	2.7	1.1	0.4
26.9	2.0	0.7	7.8	2.2	1.1	0.4
27.8	2.3	0.7	8.2	2.3	1.1	0.4
29.2	2.6	0.9	8.9	2.4	1.1	0.4
30.0	2.8	0.9	9.3	2.4	1.1	0.4
31.4	3.2	1.1	10.0	2.5	1.1	0.5
32.3	3.5	1.2	10.4	2.6	1.1	0.5
33.6	4.0	1.4	11.1	2.7	1.1	0.5
34.6	4.3	1.5	11.6	2.8	1.1	0.5
35.9	4.8	1.7	12.2	2.9	1.1	0.5
36.9	5.2	1.9	12.7	2.9	1.1	0.5
38.5	5.9	2.2	13.6	3.1	1.1	0.5
39.5	6.3	2.5	14.1	3.1	1.1	0.5

Tabla A. 12: Exergías destruidas endógenas y exógenas por cada intercambiador de calor del sistema.

T_{amb}	GC		E_{LT}		E_{MT}	
	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$
-5.0	10.5	1.6	8.4	0.0	13.4	0.0
-3.7	9.9	1.6	8.4	0.0	13.4	0.0
-2.2	9.2	1.5	8.4	0.0	13.4	0.0
-0.9	8.5	1.5	8.4	0.0	13.4	0.0
-0.4	8.3	1.5	8.4	0.0	13.4	0.0
2.1	9.7	2.0	8.4	0.0	13.4	0.0
3.0	9.7	2.0	8.4	0.0	13.4	0.0
3.9	9.7	2.1	8.4	0.0	13.4	0.0
4.9	9.8	2.2	8.4	0.0	13.5	0.0
5.7	9.8	2.3	8.4	0.0	13.5	0.0
6.7	9.8	2.4	8.4	0.0	13.5	0.0
7.6	9.9	2.5	8.4	0.0	13.5	0.0
8.6	9.9	2.6	8.4	0.0	13.5	0.0
9.5	10.0	2.7	8.4	0.0	13.5	0.0
10.8	11.1	3.1	8.4	0.0	13.5	0.0
11.7	11.2	3.3	8.4	0.0	13.5	0.0
12.9	11.3	3.4	8.5	0.0	13.5	0.0
13.8	11.3	3.6	8.5	0.0	13.6	0.0
15.1	11.4	3.7	8.5	0.0	13.6	0.0
16.1	11.3	3.9	8.5	0.0	13.6	0.0
17.4	11.3	4.0	8.5	0.0	13.6	0.0
18.4	11.2	4.1	8.5	0.0	13.6	0.0
19.8	11.1	4.2	8.5	0.0	13.6	0.0
20.8	11.0	4.3	8.5	0.0	13.6	0.0
22.4	10.7	4.5	8.5	0.0	13.6	0.0
23.5	10.5	4.5	8.5	0.0	13.7	0.0
25.0	10.2	4.6	8.5	0.0	13.7	0.0
26.1	10.0	4.6	8.5	0.0	13.7	0.0
26.9	11.3	5.4	8.5	0.0	13.7	0.0
27.8	11.6	5.7	8.5	0.0	13.7	0.0
29.2	12.0	6.2	8.5	0.0	13.7	0.0
30.0	12.2	6.5	8.5	0.0	13.7	0.0
31.4	12.6	7.1	8.5	0.0	13.7	0.0
32.3	12.9	7.4	8.6	0.0	13.7	0.0
33.6	13.2	8.0	8.6	0.0	13.8	0.0
34.6	13.5	8.4	8.6	0.0	13.8	0.0
35.9	13.8	9.0	8.6	0.0	13.8	0.0
36.9	14.0	9.5	8.6	0.0	13.8	0.0
38.5	14.3	10.3	8.6	0.0	13.8	0.0
39.5	14.5	10.8	8.6	0.0	13.8	0.0

Tabla A. 13: Exergías destruidas endógenas y exógenas por cada válvula de expansión del sistema.

T_{amb}	V_{HP}		V_{LT}		V_{MT}	
	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$	$Ex_d^{endógena}$	$Ex_d^{exógena}$
-5.0	0.0	0.1	0.7	0.3	0.3	0.2
-3.7	0.0	0.1	0.7	0.3	0.3	0.2
-2.2	0.0	0.1	0.7	0.3	0.3	0.2
-0.9	0.0	0.1	0.7	0.3	0.3	0.2
-0.4	0.0	0.1	0.7	0.3	0.3	0.2
2.1	0.1	0.5	0.7	0.3	0.3	0.2
3.0	0.1	0.6	0.7	0.3	0.3	0.2
3.9	0.2	0.6	0.7	0.3	0.3	0.2
4.9	0.3	0.7	0.7	0.3	0.3	0.2
5.7	0.3	0.7	0.7	0.3	0.3	0.2
6.7	0.4	0.8	0.7	0.3	0.3	0.2
7.6	0.5	0.8	0.7	0.3	0.3	0.2
8.6	0.7	0.9	0.7	0.3	0.3	0.2
9.5	0.8	0.9	0.7	0.3	0.3	0.2
10.8	1.0	1.6	0.7	0.3	0.3	0.2
11.7	1.1	1.7	0.7	0.3	0.3	0.2
12.9	1.4	1.8	0.7	0.3	0.4	0.2
13.8	1.5	1.9	0.7	0.3	0.4	0.2
15.1	1.8	1.9	0.7	0.3	0.4	0.2
16.1	2.1	2.0	0.7	0.3	0.4	0.2
17.4	2.4	2.0	0.7	0.3	0.4	0.2
18.4	2.7	1.9	0.7	0.3	0.4	0.2
19.8	3.2	1.9	0.7	0.3	0.4	0.2
20.8	3.6	1.8	0.7	0.3	0.4	0.2
22.4	4.3	1.5	0.7	0.3	0.4	0.2
23.5	4.9	1.3	0.7	0.3	0.4	0.2
25.0	5.8	0.8	0.7	0.3	0.4	0.2
26.1	6.5	0.3	0.7	0.3	0.4	0.2
26.9	6.9	0.5	0.8	0.3	0.4	0.2
27.8	7.4	0.5	0.8	0.3	0.4	0.2
29.2	8.3	0.5	0.8	0.3	0.4	0.2
30.0	8.9	0.5	0.8	0.3	0.4	0.2
31.4	9.9	0.5	0.8	0.3	0.4	0.2
32.3	10.6	0.5	0.8	0.3	0.4	0.2
33.6	11.6	0.6	0.8	0.3	0.4	0.2
34.6	12.5	0.5	0.8	0.3	0.4	0.2
35.9	13.6	0.6	0.8	0.3	0.4	0.2
36.9	14.6	0.6	0.8	0.3	0.4	0.2
38.5	16.1	0.6	0.8	0.3	0.4	0.2
39.5	17.1	0.6	0.8	0.3	0.4	0.2

Tabla A. 14: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de los compresores de alta y baja presión.

T _{amb}	C _{BP}				C _{HP}			
	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}
-5.0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.20	0.79	0.02	0.86
-3.7	0.00	0.00	0.00	0.00	0.20	0.80	0.02	0.87
-2.2	0.00	0.00	0.00	0.00	0.20	0.80	0.02	0.87
-0.9	0.00	0.00	0.00	0.00	0.20	0.81	0.02	0.88
-0.4	0.00	0.00	0.00	0.00	0.21	0.81	0.02	0.88
2.1	0.00	0.00	0.00	0.06	0.21	0.83	0.03	1.81
3.0	0.00	0.00	0.00	0.08	0.24	0.94	0.03	1.85
3.9	0.00	0.01	0.00	0.1	0.26	1.07	0.03	1.90
4.9	0.00	0.01	0.00	0.12	0.29	1.20	0.03	1.95
5.7	0.01	0.02	0.00	0.14	0.31	1.32	0.03	1.99
6.7	0.01	0.03	0.00	0.17	0.34	1.46	0.03	2.05
7.6	0.01	0.05	0.00	0.2	0.37	1.60	0.03	2.10
8.6	0.02	0.07	0.00	0.23	0.39	1.76	0.03	2.16
9.5	0.02	0.09	0.00	0.26	0.42	1.90	0.03	2.21
10.8	0.03	0.12	0.01	0.5	0.45	2.11	0.03	2.77
11.7	0.04	0.15	0.01	0.55	0.48	2.27	0.03	2.85
12.9	0.04	0.19	0.01	0.61	0.51	2.48	0.03	2.95
13.8	0.05	0.23	0.01	0.66	0.53	2.64	0.03	3.00
15.1	0.07	0.29	0.01	0.72	0.57	2.88	0.03	3.07
16.1	0.08	0.35	0.01	0.76	0.60	3.08	0.03	3.11
17.4	0.09	0.43	0.02	0.8	0.63	3.34	0.03	3.14
18.4	0.11	0.5	0.02	0.83	0.66	3.55	0.03	3.15
19.8	0.13	0.62	0.03	0.85	0.69	3.85	0.03	3.13
20.8	0.15	0.72	0.03	0.85	0.72	4.08	0.03	3.10
22.4	0.18	0.91	0.04	0.81	0.76	4.45	0.03	3.02
23.5	0.2	1.06	0.04	0.76	0.79	4.72	0.03	2.94
25.0	0.24	1.31	0.06	0.64	0.83	5.10	0.04	2.80
26.1	0.28	1.53	0.07	0.5	0.85	5.39	0.04	2.67
26.9	0.29	1.75	0.07	0.59	0.98	6.85	0.04	2.16
27.8	0.31	1.94	0.08	0.66	1.01	7.24	0.04	2.22
29.2	0.35	2.27	0.09	0.77	1.05	7.85	0.04	2.33
30.0	0.37	2.46	0.1	0.84	1.08	8.21	0.04	2.38
31.4	0.42	2.83	0.11	0.98	1.12	8.85	0.04	2.49
32.3	0.44	3.09	0.13	1.08	1.15	9.27	0.04	2.55
33.6	0.48	3.48	0.14	1.24	1.18	9.87	0.04	2.65
34.6	0.52	3.8	0.16	1.37	1.21	10.35	0.04	2.72
35.9	0.56	4.24	0.18	1.56	1.25	10.97	0.04	2.82
36.9	0.59	4.6	0.19	1.72	1.27	11.47	0.04	2.90
38.5	0.65	5.22	0.22	2.02	1.32	12.26	0.04	3.02
39.5	0.69	5.63	0.24	2.22	1.34	12.78	0.04	3.09

Tabla A. 15: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables del compresor de by-pass y del enfriador de gas.

T _{amb}	C _{LP}				GC			
	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}
-5.0	0.15	0.80	0.00	0.39	9.44	1.09	0.16	1.46
-3.7	0.15	0.81	0.00	0.39	8.80	1.09	0.15	1.44
-2.2	0.15	0.81	0.00	0.40	8.06	1.09	0.14	1.41
-0.9	0.15	0.82	0.00	0.40	7.42	1.09	0.13	1.38
-0.4	0.15	0.82	0.00	0.40	7.18	1.09	0.13	1.38
2.1	0.15	0.83	0.00	0.40	6.06	3.62	0.12	1.85
3.0	0.15	0.83	0.00	0.41	6.07	3.64	0.13	1.91
3.9	0.15	0.83	0.00	0.41	6.08	3.65	0.14	1.98
4.9	0.15	0.83	0.00	0.41	6.10	3.67	0.15	2.06
5.7	0.16	0.84	0.00	0.41	6.11	3.69	0.15	2.13
6.7	0.16	0.84	0.00	0.41	6.14	3.71	0.16	2.22
7.6	0.16	0.84	0.00	0.41	6.16	3.74	0.17	2.30
8.6	0.16	0.85	0.00	0.41	6.18	3.76	0.19	2.39
9.5	0.16	0.85	0.00	0.41	6.21	3.78	0.20	2.48
10.8	0.16	0.85	0.00	0.42	6.13	5.00	0.21	2.93
11.7	0.16	0.85	0.00	0.42	6.16	5.06	0.22	3.05
12.9	0.16	0.86	0.00	0.42	6.20	5.10	0.24	3.20
13.8	0.16	0.86	0.00	0.42	6.24	5.10	0.26	3.31
15.1	0.16	0.86	0.00	0.42	6.30	5.06	0.28	3.44
16.1	0.16	0.87	0.00	0.42	6.36	4.98	0.30	3.55
17.4	0.16	0.87	0.00	0.43	6.45	4.84	0.32	3.67
18.4	0.16	0.87	0.00	0.43	6.52	4.70	0.35	3.74
19.8	0.16	0.88	0.00	0.43	6.64	4.44	0.38	3.86
20.8	0.16	0.88	0.00	0.43	6.73	4.23	0.41	3.91
22.4	0.16	0.89	0.00	0.43	6.91	3.81	0.46	3.99
23.5	0.17	0.89	0.00	0.43	7.04	3.48	0.50	4.02
25.0	0.17	0.89	0.00	0.44	7.26	2.96	0.57	4.03
26.1	0.17	0.90	0.00	0.44	7.44	2.52	0.63	4.02
26.9	0.17	0.90	0.00	0.44	10.36	0.92	0.88	4.54
27.8	0.17	0.90	0.00	0.44	10.67	0.90	0.94	4.79
29.2	0.17	0.91	0.00	0.44	11.12	0.88	1.06	5.17
30.0	0.17	0.91	0.00	0.44	11.36	0.88	1.13	5.40
31.4	0.17	0.91	0.00	0.45	11.77	0.87	1.26	5.81
32.3	0.17	0.92	0.00	0.45	12.03	0.85	1.34	6.09
33.6	0.17	0.92	0.00	0.45	12.37	0.84	1.48	6.50
34.6	0.17	0.92	0.00	0.45	12.63	0.83	1.58	6.83
35.9	0.17	0.93	0.00	0.45	12.95	0.81	1.71	7.29
36.9	0.17	0.93	0.00	0.45	13.18	0.80	1.83	7.64
38.5	0.17	0.93	0.00	0.46	13.53	0.79	2.02	8.23
39.5	0.17	0.94	0.00	0.46	13.74	0.78	2.14	8.62

Tabla A. 16: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de los evaporadores de media y baja temperatura.

T _{amb}	E _{LT}				E _{MT}			
	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}
-5.0	7.51	0.85	0.00	0.00	12.51	0.84	0.00	0.00
-3.7	7.52	0.85	0.00	0.00	12.52	0.84	0.00	0.00
-2.2	7.52	0.86	0.00	0.00	12.53	0.85	0.00	0.00
-0.9	7.52	0.86	0.00	0.00	12.54	0.85	0.00	0.00
-0.4	7.52	0.86	0.00	0.00	12.54	0.85	0.00	0.00
2.1	7.53	0.87	0.00	0.00	12.56	0.86	0.00	0.00
3.0	7.53	0.87	0.00	0.00	12.57	0.86	0.00	0.00
3.9	7.53	0.88	0.00	0.00	12.57	0.87	0.00	0.00
4.9	7.53	0.88	0.00	0.00	12.58	0.87	0.00	0.00
5.7	7.54	0.88	0.00	0.00	12.59	0.87	0.00	0.00
6.7	7.54	0.88	0.00	0.00	12.59	0.88	0.00	0.00
7.6	7.54	0.89	0.00	0.00	12.60	0.88	0.00	0.00
8.6	7.54	0.89	0.00	0.00	12.61	0.88	0.00	0.00
9.5	7.54	0.89	0.00	0.00	12.62	0.88	0.00	0.00
10.8	7.54	0.90	0.00	0.00	12.62	0.89	0.00	0.00
11.7	7.55	0.90	0.00	0.00	12.63	0.89	0.00	0.00
12.9	7.55	0.90	0.00	0.00	12.64	0.90	0.00	0.00
13.8	7.55	0.91	0.00	0.00	12.65	0.90	0.00	-0.01
15.1	7.55	0.91	0.00	0.00	12.66	0.90	0.00	0.00
16.1	7.56	0.91	0.00	0.00	12.66	0.91	0.00	0.00
17.4	7.56	0.92	0.00	0.00	12.67	0.91	0.00	0.00
18.4	7.56	0.92	0.00	0.00	12.68	0.91	0.00	0.00
19.8	7.56	0.93	0.00	0.00	12.69	0.92	0.00	0.00
20.8	7.56	0.93	0.00	0.00	12.70	0.92	0.00	0.00
22.4	7.57	0.93	0.00	0.00	12.71	0.93	0.00	0.00
23.5	7.57	0.94	0.00	0.00	12.72	0.93	0.00	0.00
25.0	7.57	0.94	0.00	0.00	12.73	0.93	0.00	0.00
26.1	7.57	0.95	0.00	0.00	12.74	0.94	0.00	0.00
26.9	7.58	0.95	0.00	0.00	12.75	0.93	0.00	0.00
27.8	7.58	0.95	0.00	0.00	12.75	0.94	0.00	0.00
29.2	7.58	0.96	0.00	0.00	12.76	0.95	0.00	0.00
30.0	7.58	0.96	0.00	0.00	12.77	0.95	0.00	0.00
31.4	7.58	0.96	0.00	0.00	12.78	0.95	0.00	0.00
32.3	7.59	0.96	0.00	0.00	12.79	0.95	0.00	0.00
33.6	7.59	0.97	0.00	0.00	12.80	0.96	0.00	-0.01
34.6	7.59	0.97	0.00	0.00	12.80	0.97	0.00	0.00
35.9	7.59	0.98	0.00	0.00	12.81	0.97	0.00	0.00
36.9	7.60	0.98	0.00	0.00	12.82	0.97	0.00	0.00
38.5	7.60	0.98	0.00	0.00	12.83	0.98	0.00	0.00
39.5	7.60	0.99	0.00	0.00	12.84	0.98	0.00	0.00

Tabla A. 17: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de las válvulas de expansión de alta presión y media temperatura.

T _{amb}	V _{HP}				V _{LT}			
	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}	Ex ^{endógena} _{d,inevitable}	Ex ^{endógena} _{d,evitable}	Ex ^{exógena} _{d,inevitable}	Ex ^{exógena} _{d,evitable}
-5.0	0.05	0.00	0.00	0.11	0.67	0.00	0.02	0.25
-3.7	0.05	0.00	0.00	0.11	0.67	0.00	0.02	0.25
-2.2	0.05	0.00	0.00	0.11	0.68	0.00	0.02	0.25
-0.9	0.05	0.00	0.00	0.11	0.68	0.00	0.02	0.26
-0.4	0.05	0.00	0.00	0.11	0.68	0.00	0.02	0.26
2.1	0.05	0.00	0.03	0.50	0.69	0.00	0.02	0.26
3.0	0.11	0.00	0.04	0.54	0.69	0.00	0.02	0.26
3.9	0.18	0.00	0.04	0.58	0.69	0.00	0.02	0.26
4.9	0.27	0.00	0.05	0.62	0.70	0.00	0.02	0.26
5.7	0.34	0.00	0.05	0.66	0.70	0.00	0.02	0.26
6.7	0.45	0.00	0.06	0.71	0.70	0.00	0.02	0.26
7.6	0.55	0.00	0.06	0.75	0.70	0.00	0.02	0.26
8.6	0.67	0.00	0.07	0.81	0.70	0.00	0.02	0.26
9.5	0.80	0.00	0.08	0.86	0.71	0.00	0.02	0.27
10.8	0.99	0.00	0.09	1.53	0.71	0.00	0.02	0.27
11.7	1.14	0.00	0.10	1.61	0.71	0.00	0.02	0.27
12.9	1.37	0.00	0.11	1.69	0.72	0.00	0.02	0.27
13.8	1.55	0.00	0.12	1.75	0.72	0.00	0.02	0.27
15.1	1.84	0.00	0.13	1.80	0.72	0.00	0.02	0.27
16.1	2.09	0.00	0.14	1.82	0.72	0.00	0.02	0.27
17.4	2.44	0.00	0.16	1.81	0.73	0.00	0.02	0.27
18.4	2.75	0.00	0.18	1.77	0.73	0.00	0.02	0.27
19.8	3.22	0.00	0.20	1.66	0.73	0.00	0.02	0.28
20.8	3.61	0.00	0.23	1.54	0.74	0.00	0.02	0.28
22.4	4.31	0.00	0.27	1.24	0.74	0.00	0.02	0.28
23.5	4.86	0.00	0.30	0.95	0.74	0.00	0.02	0.28
25.0	5.75	0.00	0.37	0.39	0.75	0.00	0.02	0.28
26.1	6.53	0.00	0.44	-0.18	0.75	0.00	0.02	0.28
26.9	6.85	0.00	0.34	0.16	0.75	0.00	0.02	0.28
27.8	7.41	0.00	0.36	0.15	0.75	0.00	0.02	0.28
29.2	8.33	0.00	0.39	0.14	0.76	0.00	0.02	0.28
30.0	8.88	0.00	0.40	0.13	0.76	0.00	0.02	0.28
31.4	9.90	0.00	0.43	0.11	0.76	0.00	0.02	0.29
32.3	10.59	0.00	0.45	0.09	0.76	0.00	0.02	0.29
33.6	11.63	0.00	0.48	0.08	0.77	0.00	0.02	0.29
34.6	12.48	0.00	0.49	0.06	0.77	0.00	0.02	0.29
35.9	13.63	0.00	0.53	0.03	0.77	0.00	0.02	0.29
36.9	14.55	0.00	0.56	0.01	0.78	0.00	0.02	0.29
38.5	16.12	0.00	0.59	-0.03	0.78	0.00	0.02	0.29
39.5	17.14	0.00	0.62	-0.06	0.78	0.00	0.02	0.29

Tabla A. 18: Exergías destruidas endógenas, evitables e inevitables, y exógenas, evitables e inevitables de la válvula de expansión de baja temperatura.

T_{amb}	V_{MT}			
	$Ex_{d,inevitable}^{endógena}$	$Ex_{d,evitable}^{endógena}$	$Ex_{d,inevitable}^{exógena}$	$Ex_{d,evitable}^{exógena}$
-5.0	12.51	0.84	0.00	0.00
-3.7	12.52	0.84	0.00	0.00
-2.2	12.53	0.85	0.00	0.00
-0.9	12.54	0.85	0.00	0.00
-0.4	12.54	0.85	0.00	0.00
2.1	12.56	0.86	0.00	0.00
3.0	12.57	0.86	0.00	0.00
3.9	12.57	0.87	0.00	0.00
4.9	12.58	0.87	0.00	0.00
5.7	12.59	0.87	0.00	0.00
6.7	12.59	0.88	0.00	0.00
7.6	12.60	0.88	0.00	0.00
8.6	12.61	0.88	0.00	0.00
9.5	12.62	0.88	0.00	0.00
10.8	12.62	0.89	0.00	0.00
11.7	12.63	0.89	0.00	0.00
12.9	12.64	0.90	0.00	0.00
13.8	12.65	0.90	0.00	-0.01
15.1	12.66	0.90	0.00	0.00
16.1	12.66	0.91	0.00	0.00
17.4	12.67	0.91	0.00	0.00
18.4	12.68	0.91	0.00	0.00
19.8	12.69	0.92	0.00	0.00
20.8	12.70	0.92	0.00	0.00
22.4	12.71	0.93	0.00	0.00
23.5	12.72	0.93	0.00	0.00
25.0	12.73	0.93	0.00	0.00
26.1	12.74	0.94	0.00	0.00
26.9	12.75	0.93	0.00	0.00
27.8	12.75	0.94	0.00	0.00
29.2	12.76	0.95	0.00	0.00
30.0	12.77	0.95	0.00	0.00
31.4	12.78	0.95	0.00	0.00
32.3	12.79	0.95	0.00	0.00
33.6	12.80	0.96	0.00	-0.01
34.6	12.80	0.97	0.00	0.00
35.9	12.81	0.97	0.00	0.00
36.9	12.82	0.97	0.00	0.00
38.5	12.83	0.98	0.00	0.00
39.5	12.84	0.98	0.00	0.00