

**“ANÁLISIS EXERGETICO EN TPX DE LA
UNIDAD DE PRACTICAS AVANZADAS PARA
LA LOCALIZACION DE FALLOS SOBRE UN
SISTEMA SEMI-HERMETICO DE REFRIGERACION”**

TESIS

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA ENERGÉTICA**

PRESENTA:

Angel Antonio Espejel

ASESOR:

DR. ROBERTO RAMÍREZ MESA



MINATITLÁN, VER. ABRIL DEL 2013

SEP

SECRETARÍA DE
EDUCACIÓN PÚBLICA



Subsecretaría de Educación Superior
Dirección General de Educación Superior Tecnológica
Instituto Tecnológico de Minatitlán

Minatitlán, Ver., 2013-04-22

OFICIO No.196 DEPI/2013

**C. ANGEL ANTONIO ESPEJEL
PRESENTE**

Después de haber satisfecho los requisitos establecidos en el procedimiento académico para obtener el Grado de MAESTRO EN INGENIERÍA en los Institutos Tecnológicos, y de conformidad con el H. Comité Revisor, es grato autorizarle la impresión de su Trabajo de Tesis Titulado:

“ANÁLISIS EXERGETICO EN TPX DE LA UNIDAD DE PRACTICAS AVANZADAS PARA LA LOCALIZACION DE FALLOS SOBRE UN SISTEMA SEMI-HERMETICO DE REFRIGERACION”

ATENTAMENTE

“POR LA INDEPENDENCIA TECNOLÓGICA DE MÉXICO”

ING. FLOR DE AZALIA LÓPEZ ROBLES
JEFA DE LA DIVISIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO E INVESTIGACIÓN



Boulevard Institutos Tecnológicos S/N, Col. Buena Vista Norte. C.P. 96848, Minatitlán, Veracruz
Teléfono (01 922) 22 2 43 45, 22 2 43 39, Fax: 22 2 43 36, e-mail: direccion@itmina.edu.mx.

www.itmina.edu.mx



MEG: 2003



SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



DIRECCIÓN GENERAL DE EDUCACIÓN SUPERIOR TECNOLÓGICA



RED DE INSTITUTOS TECNOLÓGICOS

DEDICATORIA

DEDICATORIA

A mis padres:

Ángel Antonio López

Magdalena Espejel Ruiz

Por darme la oportunidad de estudiar y apoyarme a lo largo de toda mi carrera.

A mi esposa

Juana Morales Carrasco

Por apoyarme de manera incondicional y ser mi refugio de fuerza para poder lograr mis metas.

A mis hijas:

Fátima Donaji Antonio Morales

Fernanda Nahómi Antonio Morales

Por ser mi principal fuente de energía para superarme día con día, demostrándome que su amor es de forma totalmente reversible (ideal).

A mis Alumnos:

A todas aquellas generaciones de alumnos de TSU en Química Industrial, que compartieron conmigo la materia de Termodinámica, en la cual logramos confirmar que “La termodinámica es una materia divertida “

AGRADECIMIENTO

AGRADECIMIENTO.

A Dios por todas las oportunidades que me ha brindado, y por todas las cosas buenas que me ha dado.

Al **Dr. Roberto Ramírez Mesa**, por el apoyo y sus conocimientos a lo largo de toda la maestría.

A mis **maestros**, por compartir conmigo sus conocimientos y experiencias a lo largo de toda la carrera del Postgrado.

Al M en C. **Lázaro Cázares Escobar** por darme la oportunidad de ser parte de su exitoso grupo de trabajo y por todo el apoyo que me ha brindado a lo largo de mi vida personal y laboral.

CONTENIDO

CONTENIDO

Resumen.....	1
Abstract.....	3
CAPÍTULO I. GENERALIDADES DE LA EMPRESA	
1.1 Antecedentes de la empresa.....	5
1.2 Ubicación de la empresa.....	6
1.3 Modelo educativo.....	6
1.4 Misión.....	8
1.5 Visión.....	8
1.6 Política de calidad.....	8
1.7 Estructura organizacional.....	8
1.8 Laboratorio de plantas químicas.....	9
1.8.1 Unidad térmica de termodinámica.....	9
1.8.2 Unidad de prácticas avanzadas de aire acondicionado.....	11
1.8.3 Reactor con procesos de separación.....	11
1.8.4 Banco de bombas.....	13
1.8.5 Columna de absorción.....	14
1.8.6 Banco de hidrodinámica.....	14
1.9 Planteamiento del problema.....	15
1.10 Justificación del problema.....	16
1.11 Hipótesis.....	16
1.12 Objetivo general.....	16
1.13 Objetivos específicos.....	17
CAPÍTULO II. ESTADO DEL ARTE	
2.1 Ciclo de refrigeración.....	19
2.2 Análisis exergético.....	20
CAPÍTULO III. MARCO TEORÍCO	
3.1 Ciclo de refrigeración.....	25
3.1.1 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.....	26
3.1.2 Proceso del ciclo de refrigeración por compresión.....	27
3.1.3 Principio de funcionamiento de los principales dispositivos del Ciclo de refrigeración.....	28
3.1.4 Consideraciones para el ciclo de refrigeración.....	31
3.2 Sistemas cerrados y abiertos.....	31
3.3 Propiedades de un sistema.....	32
3.4 Estado y equilibrio.....	32
3.5 Ciclos de proceso.....	33
3.6 Ley cero de la termodinámica.....	33
3.7 Presión.....	34
3.8 Energía, transferencia de energía y análisis general de energía.....	34

3.8.1	Transferencia de energía por calor.....	34
3.8.2	Mecanismos de transferencia de calor.....	35
3.8.3	Primera ley de la termodinámica.....	35
3.8.4	Balance de energía.....	35
3.8.5	Mecanismos de transferencia de energía.....	36
3.9	Propiedades de las sustancia puras.....	36
3.10	Análisis de energía de sistemas cerrados.....	38
3.10.1	Proceso politrópico.....	38
3.10.2	Balance de energía para sistemas cerrados.....	39
3.10.3	Calores específicos.....	39
3.11	Análisis de masa y energía de volúmenes de control.....	40
3.12	La segunda ley de la termodinámica.....	43
3.12.1	Depósitos de energía térmica.....	43
3.12.2	Máquinas térmicas.....	44
3.12.3	Eficiencia térmica.....	45
3.12.4	La segunda ley de la termodinámica: enunciado de kelvin-planck.....	46
3.12.5	Refrigeradores y bombas de calor.....	47
3.12.6	Coeficiente de desempeño.....	48
3.12.7	Bomba de calor.....	48
3.12.8	La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Clausius.....	50
3.12.9	Procesos reversibles e irreversibles.....	50
3.12.10	Irreversibilidades.....	51
3.12.11	El refrigerador de Carnot y la bomba de calor.....	52
3.13	Entropía.....	53
3.13.1	Procesos Isentrópicos.....	54
3.13.2	Eficiencias Isentrópicas de compresores.....	54
3.14	Exergía: una medida del trabajo potencial.....	55
3.14.1	Eficiencia de la segunda ley, η_{ii}	55
3.14.2	Exergía de una corriente de fluido: exergía de flujo (o corriente).....	56
3.14.3	Transferencia de exergía por calor, trabajo y masa.....	56
3.14.4	Destrucción de exergía.....	58
3.14.5	Balance de exergía: volúmenes de control.....	58
3.14.6	Balance de exergía para sistemas de flujo estable.....	59
3.15	refrigerante R-134 ^a	59
3.15.1	Características de los refrigerantes.....	60
3.15.2	Aplicaciones del refrigerante.....	61
3.15.3	Selección de refrigerante adecuado.....	62
3.16	unidad avanzada de refrigeración con unidad de fallos.....	63
3.16.1	Diagrama esquemático.....	64
3.17	Software tpx.....	65

CAPÍTULO IV. MARCO METODOLÓGICO

4.1	Método de la puesta en marcha de la unidad avanzada de refrigeración con simulador de fallos.....	67
4.2	Recabación de datos.....	68
4.3	Análisis exergético de unidad de prácticas avanzadas de refrigeración.....	70

4.3.1 Diagrama de flujo de la unidad de prácticas avanzadas de refrigeración..	70
4.3.2 Cálculo de la carga térmica del evaporador enfriador y el evaporador Congelador.....	70
4.3.3 Análisis exergético del compresor.....	73
4.3.4 Análisis exergético del condensador.....	78
4.3.5 Análisis exergético de la válvula de expansión 1.....	80
4.3.6 Análisis exergético del evaporador enfriador.....	81
4.3.7 Análisis exergético de la válvula de expansión 2.....	84
4.3.8 Análisis exergético del evaporador congelador.....	86
4.3.9 Cálculo del coeficiente de operación real.....	88
 CAPITULO V. RESULTADOS	
5.1 Resultados.....	91
Bibliografía.....	93

RESUMEN

En esta tesis se llevó a cabo un Análisis Exegético del equipo de laboratorio de plantas Químicas ubicado en las instalaciones de la Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz. Denominado **UNIDAD DE PRÁCTICAS AVANZADAS PARA LA LOCALIZACIÓN DE FALLOS SOBRE UN SISTEMA SEMI-HERMETICO DE REFRIGERACIÓN**”, dicho análisis se simuló en el programa de ingeniería TPX (Temperatura Presión calidad), El cual consiste en calcular la carga térmica de los evaporadores y posteriormente realizar los cálculos en cada uno de los equipos por separado.

En el compresor se calculó a través de la primera ley de la termodinámica las siguientes propiedades: energía interna, entalpía, aplicando la segunda ley de la termodinámica se calculan las entropías, la exergía (trabajo disponible) para posteriormente calcular el trabajo real, el trabajo isentropico, la eficiencia y la potencia.

En segundo lugar se simula el condensador, a presión constante aplicando la primera y segunda ley de la termodinámica calculando las siguientes propiedades: energía interna, entalpía, entropía, exergía y el calor de rechazo al ambiente.

El tercer equipo analizar son las válvulas de expansión a entalpía constante aplicando la primera y segunda ley de la termodinámica se calculan las siguientes propiedades: energía interna, entalpía y exergía.

El cuarto equipo analizar son los evaporadores a presión constante para comprobar el cálculo de las cargas térmicas y por ultimo calcular el coeficiente de operación real como refrigerador y bomba de calor.

Los resultados esperados de este proyecto se pueden resumir de la siguiente manera:

- a) Realizar prácticas de análisis Exegético en el equipo de refrigeración simulando ambientes diferentes como: invierno y verano.

- b) Optimizar el ahorro de energía en el compresor calculando el trabajo disponible y disminuyendo las irreversibilidades en la realización de prácticas en el equipo de refrigeración.

ABSTRACT

This thesis conducted an exegetical analysis of laboratory equipment of chemical plants located in the facilities of the UNIVERSIDAD TECNOLOGICA DEL SURESTE DE VERACRUZ. Called Advanced Practice UNIT FOR FAULT LOCATION SYSTEM ON A SEMI-HERMETIC REFRIGERATION ", this analysis was simulated in the engineering program TPX (Temperature Pressure quality), which is to calculate the heat load of the evaporator and then perform calculations in each of the devices separately.

In the compressor was calculated by the first law of thermodynamics the following properties: internal energy, enthalpy, applying the second law of thermodynamics are calculated entropies, exergy (available work) and then calculate the actual work, work isentropic efficiency and power.

Second capacitor is simulated, applying constant pressure the first and second laws of thermodynamics by calculating the following properties: internal energy, enthalpy, entropy, exergy and heat rejection to the environment.

The third team are analyzing expansion valves at constant enthalpy applying the first and second laws of thermodynamics are calculated by the following properties: internal energy, enthalpy and exergy.

The fourth team is analyzing the evaporators at constant pressure to check the calculation of thermal loads and finally calculate the coefficient of actual operation as a refrigerator and heat pump.

CAPÍTULO I.
GENERALIDADES DE LA EMPRESA

CAPÍTULO I. GENERALIDADES DE LA EMPRESA

1.1 ANTECEDENTES DE LA EMPRESA

La Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz, es un organismo público descentralizado de la administración pública paraestatal, con personalidad jurídica y patrimonio propio con domicilio en Avenida Universidad Tecnológica Lote Grande N.1 S/C en la ciudad de Nanchital de Lázaro Cárdenas del Río ,Veracruz, en los términos del decreto que lo crea; publicado en alcance a la gaceta oficial del gobierno del estado de Veracruz-Llave, de fecha 09 de Diciembre del año 2003, y además disposiciones jurídicas aplicables.

La Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz, se constituye como miembro nacional de Universidades Tecnológicas, por lo cual adopta el modelo educativo implementando en las mismas; cuyo objeto es:

- Impartir educación tecnológica y realizar investigaciones que contribuyan al mejoramiento y eficiencia de la producción industrial y de servicios del estado.
- Formar profesionistas que hayan egresado del bachillerato, aptos para la aplicación de conocimientos y la solución creativa de problemas con un sentido de inhibición en la incorporación de avances científicos y tecnológicos.
- Desarrollar estudios y proyectos que se traduzcan en aportaciones concretas que contribuyan al mejoramiento y eficiencia de la producción de bienes o servicios, y la elevación de la calidad de vida de la comunidad.
- Generar y desarrollar programas de apoyo técnico en beneficio de la comunidad.
- Realizar funciones de vinculación con los sectores público, privado y social de la comunidad.

El objetivo principal de la Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz es el de proveer la cultura científica y tecnológica entre los diversos sectores de la población.

Para el cumplimiento de su objeto la universidad contará con los siguientes órganos y unidades administrativas:

- I. Órganos de gobierno
 - Consejo directivo

- II. Órganos de apoyo y colegiados
 - El patronato
 - El Consejo técnico
 - Los consejos consultivos de carrera

- III. Unidades administrativas
 - Rector
 - Abogado general
 - Dirección de vinculación
 - Dirección de administración y finanzas
 - Dirección de carreras

1.2 UBICACIÓN DE LA EMPRESA

La Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz se encuentra ubicada en la Ciudad de Nanchital de Lázaro Cárdenas del Río, con domicilio en Av. Universidad Tecnológica Lote grande No. 1, S/Col, C.P. 96360.

1.3 MODELO EDUCATIVO

La Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz presenta el siguiente modelo que incluye:

Intensidad

Los alumnos cubren sus planes de estudio en dos años en un promedio de 3000 horas dividido en 6 cuatrimestres.

Pertinencia

Los programas están relacionados con las necesidades reales de la planta productiva.

Flexibilidad

Los planes y programas de estudio se revisan y se adaptan continuamente a las necesidades del sector productivo de bienes y servicios.

Polivalencia

Los egresados tienen la capacidad de adaptarse a diferentes formas de trabajo.

Continuidad

Los egresados pueden continuar especializándose en otras instituciones públicas o privadas.

Actualmente la UTSV tiene todos sus departamentos dentro del sistema de gestión de calidad (SGC) ISO 9000-2000. Lo que tiene como resultado:

- Simplificar el trabajo docente y administrativo
- Consolidarse como una institución educativa eficaz en la presentación de sus servicios educativos.
- Asegurar un buen uso de los recursos tanto humanos como materiales que a su vez satisfacen las necesidades de los alumnos en beneficio de su formación académica.
- Demostrar los beneficios de desempeño en cada una de las áreas involucradas.

1.4 MISIÓN

Formar profesionales responsables y competitivos para elevar la rentabilidad en el sector productivo y social mediante una educación integral, flexible, polivalente, continua e intensiva proporcionada por docentes de alto perfil y planes de estudios pertinentes.

1.5 VISIÓN

Ser una Universidad Tecnológica con prestigio y reconocimiento de la región por su calidad educativa y respeto al medio ambiente, impulsora del progreso de la población en general; logrando recursos financieros mediante la prestación de servicios al sector productivo y social.

1.6 POLÍTICA DE CALIDAD

En la Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz, nos dedicamos a la formación de profesionales, y estamos comprometidos con el cumplimiento de los requisitos de nuestros clientes, internos y/o externos bajo un sistema participativo de mejora continua en todas nuestras actividades y en forma permanente.

1.7 ESTRUCTURA ORGANIZACIONAL

En la tabla 1 se presenta la estructura organizacional de la Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz, la cual consta de diferentes direcciones y departamentos, así como oficinas.

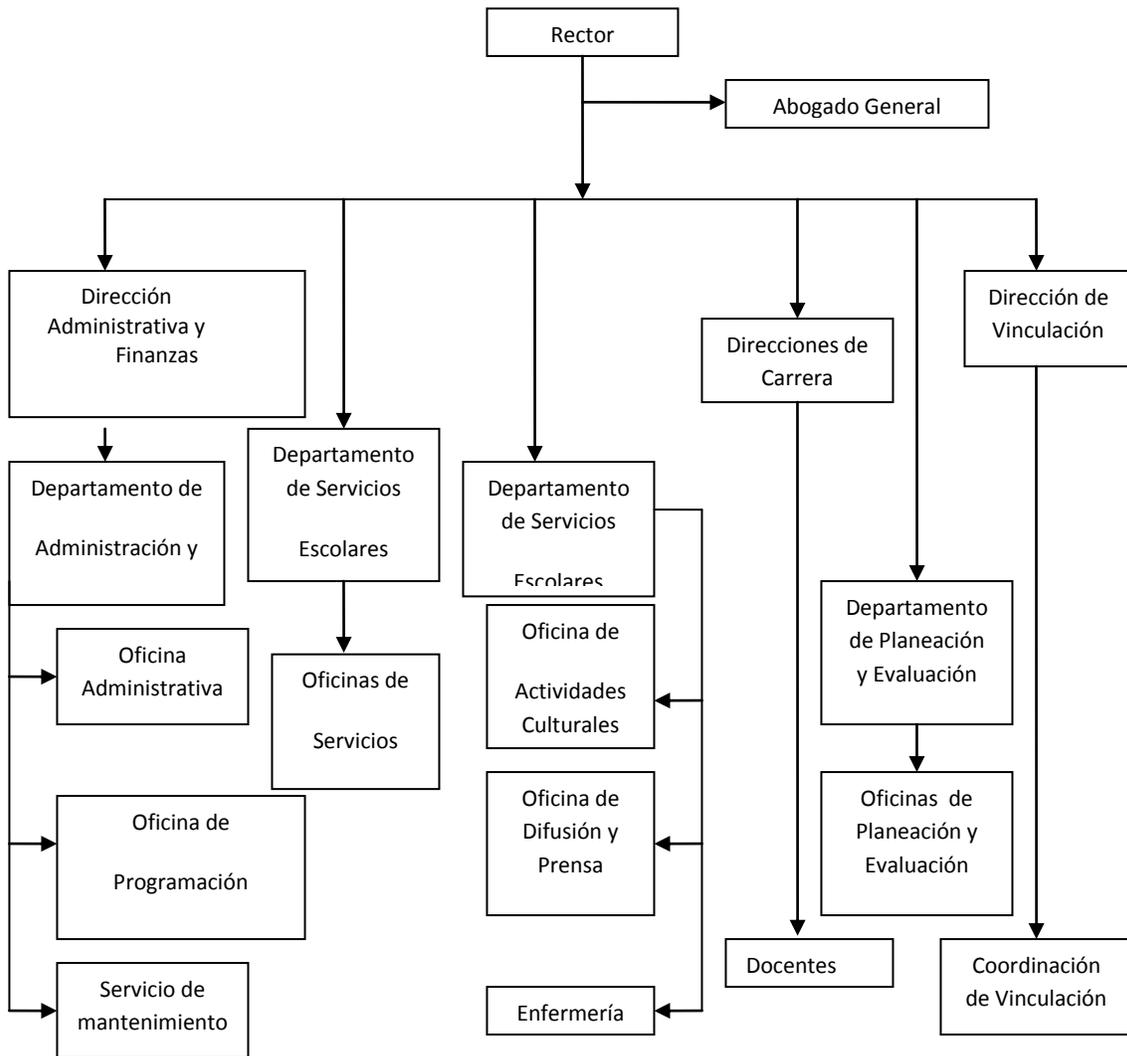


Tabla 1. Estructura organizacional de la UTSV.

1.8 LABORATORIO DE PLANTAS QUÍMICAS

En el laboratorio de plantas químicas se cuenta con los siguientes equipos.

1.8.1 Unidad térmica de termodinámica

Consta de dos partes, en la parte frontal se encuentran cuatro intercambiadores de calor: dos cambiadores de calor de tubo y coraza, un intercambiador de doble tubo y finalmente un cambiador de calor de placa plana,

dichos intercambiadores de calor están diseñados de manera didáctica para intercambiar calor entre dos corrientes, una corriente caliente de aceite y una corriente de agua fría. El aceite caliente es enviado a través de una bomba de calentamiento tipo rotatoria de engranes para altas temperaturas en tuberías de acero inoxidable, por otra parte el agua es enviado de dos tanques de polietileno de alta densidad a través de una bomba centrífuga por tuberías de PVC de tipo industrial, el objetivo de esta sección es intercambiar el calor de ambas corrientes para que la corriente fría pueda ser previamente calentada y la caliente pueda ser enfriada. En este equipo el alumno puede calcular variables relacionadas con la energía y aplicar las materias de los planes de estudios como son: introducción a la fisicoquímica, termodinámica, balance de materia y energía, fenómenos de transporte, operaciones unitarias, servicios auxiliares.

La segunda sección consta de un ciclo de refrigeración de manera didáctica la cual cuenta con los principales elementos de un ciclo de refrigeración los cuales son: compresor, condensador, válvula de expansión, este equipo es aplicado las principales materias de los planes de estudio como son: introducción a la fisicoquímica, termodinámica, balance de materia y energía, fenómenos de transporte, operaciones unitarias, servicios auxiliares.

Ambos equipos de la Unidad Térmica de Termodinámica son operados a través de un gabinete de control el cual cuenta sistemas electrónicos y sensores que registran las lecturas en las pantallas.



Figura 2. Unidad térmica de termodinámica

1.8.2 Unidad de prácticas avanzadas de aire acondicionado

Esta unidad de prácticas avanzadas de aire acondicionado está diseñada de manera didáctica, consta de un ciclo de refrigeración con dos evaporadores en un mismo sistema térmico con la finalidad de simular el fenómeno de la refrigeración en verano y en invierno, este equipo consta de 25 fallos térmicos que el maestro puede provocar y que el alumno debe de identificar a manera de práctica, en este equipo se aplican las principales materias de TSU en química área Industrial así como también de ingeniería Química, las cuales son: Introducción a la fisicoquímica, balance de materia y energía, fenómenos de transporte, operaciones unitarias, termodinámica química.



Figura 3. Unidad de prácticas avanzadas de aire acondicionado

1.8.3 Reactor con procesos de separación

Este equipo de reacción con proceso de separación, es uno de los equipos más completos con los que cuenta la UTSV debido a que presenta las principales operaciones unitarias y un sistema de reacción químico los cuales son:

Reactor de tanque agitado en lotes con procesos de separación y sistema de enfriamiento

Este equipo consta de dos bombas de dosificadoras, que envían los reactivos al calentador el cual tiene como objetivo calentar la mezcla de reactivos a la temperatura de reacción posteriormente cuenta con una columna de separación empaques con anillos raching. En este prototipo se estudian las principales reacciones termodinámicas (endotérmica y exotérmica), y las variables de temperatura y flujo a presión atmosférica, así como también el estudio cinético de las reacciones químicas y el diseño de reactores.

Columna de extracción solido-liquido

Esta planta piloto consta de dos bombas dosificadoras y un calentador evaporador y una sección de recepción con canastilla de acero inoxidable para el depósito de analito, columna de separación con anillos raching y sistema de refrigeración, las materias que se aplican experimentalmente son: operaciones unitarias I, II, II Fenómenos de transporte, termodinámica y balance de materia y energía.

Columna de separación liquido-liquido

Este prototipo consta de bombas dosificadoras y una columna empacada de anillos raching la cual es utilizada para la separación de líquidos a partir de las diferencias de densidades.

Columna de destilación

Esta planta piloto consta de dos bombas dosificadoras, un evaporador, columna de empaque y un sistema de enfriamiento, en este equipo se aplica principalmente la destilación de tipo binaria en la elaboración de prácticas de la materia de operaciones unitarias.



Figura 4. Reactor con procesos de separación

1.8.4 Banco de bombas

Esta planta piloto cuenta con los diferentes tipos de bombas utilizadas en la industria las cuales son: bombas centrifugas, bombas de engrane, bomba de pistón, así como también cuenta con instrumentos de medición de flujo y presión (rotámetros y manómetros) en este equipo el alumno puede realizar prácticas de cálculo de caídas de presión en tuberías, codos, derivaciones de diferentes diámetros, aplicando ecuaciones de flujo, Ecuación de Bernoulli y perdidas de fricción, estas prácticas se llevan a cabo en materias como fenómenos de fluido, balance de materia y energía, física. Estos equipos son manipulados a través de un gabinete de control.



Figura 5. Banco de bombas

1.8.5 Columna de absorción

Esta planta piloto consta de una bomba dosificadora la cual envía el fluido a la columna de absorción por la parte del domo, cuenta con un compresor que envía el aire por la parte del fondo llevándose a cabo el contacto del agua con el aire (en esta operación se transfiere materia desde una corriente gaseosa a otra líquida) a lo largo de la columna empacada con anillos raching, este equipo es controlado a través de un tablero de control. En este equipo se aplican las prácticas de las materias de balances de materia y energía y operaciones unitarias.



Figura 6. Columna de absorción

1.8.6 Banco de hidrodinámica

Este equipo planta piloto cuenta una bomba y un motor acoplado, para poder desplazar el fluido a través de las tuberías, a este banco de hidrodinámica se le pueden adaptar los siguientes accesorios:

- Bernoulli
- Torricelli
- Calculo del número de Reynolds.
- Calculo de área bajo la curva
- Cálculos de caída de presión.

Las materias que pueden utilizar este equipo son: transporte de fluidos, balance de materia y energía, procesos químicos, operaciones unitarias.



Figura 7. Banco de hidrodinámica

1.9 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Actualmente en la Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz de acuerdo al plan de estudios, en la carrera de Química se imparte la asignatura de termodinámica, pero los alumnos no cuentan con una investigación que desarrolle una simulación en condiciones reales en el software TPX y que contenga un análisis exergético de cada componente presente en ciclo de refrigeración de la unidad avanzada de refrigeración con simulador de fallos.

1.10 JUSTIFICACIÓN DEL PROBLEMA

Es común asociar la refrigeración con la conservación de alimentos y acondicionamiento de aire en los edificios. No obstante, las técnicas de refrigeración se necesitan en muchas otras situaciones; como son: el empleo de combustibles líquidos para la propulsión de cohetes, el oxígeno líquido para la fabricación del acero, para congelar alimentos a nivel industrial, para procesos de pasteurización, entre otros.

En Universidad Tecnológica del Sureste de Veracruz se cuenta con una unidad avanzada de refrigeración con simulador de fallos en el cual se puede observar cómo se lleva a cabo el ciclo de refrigeración por compresión, debido a esto se realizará una investigación y simulación en TPX, tomando en cuenta las condiciones reales del equipo.

Con la realización de la investigación, simulación y análisis exergético se contribuirá a la Universidad para que los alumnos realicen las simulaciones de los ciclos de refrigeración por compresión en el software TPX y comprueben los resultados obtenidos en la unidad de fallos.

1.11 HIPÓTESIS

Se elaborará una investigación, simulación en el software TPX y análisis exergético de la unidad avanzada de refrigeración con simulador de fallos.

1.12 OBJETIVO GENERAL

Investigar, simular en el software TPX y realizar un análisis exergético de la unidad avanzada de refrigeración con simulador de fallos, para enriquecer la materia de termodinámica impartida en la carrera de Química.

1.13 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar una investigación de los ciclos de refrigeración así como también de la avanzada de refrigeración con simulador de fallos.
- Recabar los datos en una hoja de registro de la unidad de fallos de aire acondicionado poniendo en marcha el equipo.
- Diseñar e introducir las condiciones reales obtenidas de la unidad avanzada de refrigeración con simulador de fallos en el software TPX.
- Realizar el análisis y los cálculos exergéticos de cada equipo del ciclo de refrigeración en el software TPX.

CAPÍTULO II.

ESTADO DEL ARTE

CAPÍTULO II. ESTADO DEL ARTE

2.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN

En un principio la obtención del frío artificial surgió como una necesidad del hombre para la conservación de productos perecederos, con el tiempo ha servido para el preservar de medinas, aire acondicionado, la congelación de carnes, frutas y legumbres, enfriamiento de locales, fabricación de hielo, procesos industriales y plantas criogénicas, por mencionar sólo algunas. ¿Cuándo se le ocurrió al hombre la idea de almacenar el hielo natural en invierno, para posteriormente utilizarlo en épocas de verano y lograr así la conservación de sus alimentos? Es imposible de precisar. Lo que sí se puede afirmar es que, en la antigua Roma la conservación del hielo era común, y que se guardaba en grutas y cavernas, para después utilizarlo en la conservación de alimentos. Al observar que los alimentos se conservaban más en épocas invernales que en verano, a través de los años el hombre se ha dado a la tarea de cómo producir frío artificialmente.”¹

Para lograr esto, lo que se hace es un proceso mediante el cual un dispositivo retira energía de un depósito de temperatura baja para llevarlo a un depósito de temperatura alta, sin embargo, de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica, esto es imposible de lograr a menos que se utilice trabajo. Por consiguiente una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior.

Los dispositivos que producen la refrigeración se llaman refrigeradores, y los ciclos en los que operan se denominan ciclos de refrigeración por compresión de

¹ MISRA D., Sahoo P. y Gupta A. (2001) Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H₂O vapour absorption system. Energy.Elsevier. Silchar.

vapor, donde el refrigerante se evapora y condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase de vapor.”²

Aunque en los comienzos del desarrollo de los sistemas de refrigeración. El éter etílico fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistemas por compresión de vapor en 1850, le siguieron otros como el amoníaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, butano, etano y gasolina, entre otros, Los problemas presentados como consecuencia de las fugas de los primeros refrigerantes que causaron lesionados y muertos, en la década de los veinte, trajo como consecuencia la limitación y finalmente la prohibición del uso de los primeros refrigerantes, que fueron denominados por la clase general de sustancias denominados compuestos clofluorocarbonados (CFC), al final de la década de los ochenta se tomaron medidas internacionales para restringir el uso de ciertos CFC, ya que se encontró que reduce la capa protectora del ozono de la atmósfera y contribuye al efecto invernadero.”³ Así en la década de los noventa se inicia un periodo en el que se investiga nuevos refrigerantes, como los compuestos hidrofurocarbonados (HFC). Nuestro ciclo de refrigeración utiliza el R-134a que es un compuesto HFC y normalmente se usa en pequeñas plantas de refrigeración a causa de entre otras cosas, que calor de evaporación de la cantidad de refrigerante en circulación es relativamente pequeño.”⁴

2.2 ANÁLISIS EXERGÉTICO

Un sistema energético evaluado desde el punto de vista de la Termodinámica, permite establecer la cantidad ideal en la distribución de los flujos totales de energía, con lo que se identifica pérdidas de energía; sin embargo, este análisis no es suficiente para estimar las magnitudes más significativas de las verdaderas ineficiencias termodinámicas y de los flujos de energía disponibles para producir trabajo, las cuales pueden ser estudiadas teniendo en cuenta las irreversibilidades del sistema.”⁵

² WEPFER, W.J. Application of the second law to the analysis of energy systems. Ph. D Thesis, University of Wisconsin, 1979.

³ DOSSAT, Roy J. (2001). Principios de Refrigeración. Ed. CECSA.

⁴ KESTIN, J. Availability: the concept and associated terminology. Energy, Vol. 5, pp 679-692, 1980.

Las verdaderas ineficiencias termodinámicas, están asociadas con los costos de los equipos, costos de operación y mantenimiento, por lo que los análisis de este orden, se han desarrollado dentro del contexto de la reducción de los costos y de las ineficiencias, simultáneamente.⁵ A pesar de no se puede asegurar una reducción de costos mediante una reducción de ineficiencias, se ha encontrado que a través de metodologías para la optimización exergética, los sistemas pueden alcanzar un punto de bajo costo de operación a una eficiencia razonable.⁶ De esta manera, actualmente el análisis de un sistema energético se desarrolla bajo dos criterios fundamentales; en primer lugar los balances económicos que implica la generación de energía de alta calidad y en segundo lugar los factores que contribuyen a la formación de las verdaderas ineficiencias termodinámicas, teniendo en cuenta que estas últimas son derivadas de las irreversibilidades estudiadas desde el punto de vista de la segunda Ley de la Termodinámica. La fusión de termodinámica y la economía dio origen a la termoeconomía, pero ha sido específicamente sobre la exergoeconomía donde se han hecho la mayor parte de los aportes metodológicos de la termoeconomía. El término exergoeconomía, proviene de la fusión entre la exergía y la economía, con lo que se busca estimar, a partir del análisis exergético las verdaderas ineficiencias termodinámicas y los costos asociados a estas.

En los 50's la termodinámica ha introducido, desde el punto de vista práctico, una nuevo término llamado exergía para expresar la cantidad de energía disponible; su habilidad para ser convertida en otras formas de energía y, especialmente, su capacidad para generar trabajo que se pueda utilizar a partir de un sistema dado de energía en el ambiente natural de la tierra.⁷

El término exergía, introducido por Rant, significa "cantidad de trabajo (-erg-) que es liberado (ex.)", y es definida por Szargut como la máxima cantidad de trabajo

⁵ GONZÁLEZ O. R., Núñez O. F. "Apuntes de Principios de Energética". UNAM.Facultad de Ingeniería. México 1985

⁶ KYLE, B.G. Chemical and Process Thermodynamics. 2nd. Ed..Prentice Hall. New York, 1992.

⁷ NOBUSAWA, T. Introduction to Exergy. Ohm Pub, Tokyo, 1984.

obtenible cuando un flujo de energía es llevado de su estado inicial a un estado de equilibrio termodinámico con las sustancias comunes del entorno natural (estado inerte), por medio de procesos reversibles, interactuando únicamente con su entorno natural.⁸ En otras palabras, la exergía es la máxima cantidad de trabajo que se puede obtener cuando una sustancia o forma de energía es llevada a su estado inerte, o estado muerto. La exergía es expresada en términos de función de estado siempre y cuando esté definida por medio de procesos reversibles.⁹

El rendimiento exergético es un parámetro útil para medir las mejoras introducidas en una instalación tanto en cuanto a la disminución de la exergía perdida como en cuanto al aprovechamiento de flujos de exergía recuperable dentro de la propia instalación.¹⁰

Un factor importante de este concepto es que es aplicable a cualquier tipo de proceso, no sólo a máquinas térmicas motoras o de refrigeración, sino también a cualquier proceso industrial en el que los intercambios energéticos tengan una cierta importancia: procesos de la industria química, centrales térmicas o incluso balances de consumo de energía de un país.¹¹

La relevancia actual y el grado de madurez del análisis exergético se evidencia en la publicación reciente de varios libros centrados básicamente en este tema, y por la realización de frecuentes estudios y congresos que lo abordan.

Una revisión completa de la aplicación del método exergético en el análisis de plantas térmicas y químicas ha sido realizada por Kotas. Este autor aporta un amplio examen tanto de las posibles aplicaciones del análisis exergético (auditoría

⁸ RANT, Z. Forsh.Ing. Wes. Vol. 22, pp 36-37, 1956.

⁹ SZARGUT, J et al. Exergy Analysis of thermal, chemical and metallurgical processes. Hemisphere Publishing Corporation New York-London, 1988.

¹⁰ LOZANO, M.A. Metodología para el análisis exergético de calderas de vapor en centrales térmicas. 1987, Tesis Doctoral, Universidad de Zaragoza, Zaragoza, España

¹¹ RODOREDA, M. Análisis exergético de una central termoeléctrica de ciclo de vapor. Universidad de las Américas Puebla, Departamento de Física y Matemáticas. México, 2005

energética, estimación de costes, optimización termoeconómica, síntesis de procesos, etcétera) como de las herramientas y técnicas utilizadas (criterios de eficiencia, diagramas, tablas, coeficientes, etcétera).¹²

Tsatsaronis hace una revisión sistemática de las distintas metodologías, que combinando técnicas de optimización económica más o menos clásicas con el análisis exergético, se orientan a la consecución de los siguientes objetivos: optimización del diseño, operación y/o mantenimiento de los sistemas energéticos y determinación de los costes de los flujos internos y productos de una instalación (balance económico).¹³

¹² KOTAS, T.J. Exergy method of thermal and chemical plant analysis (review paper). Chem. Eng. Res. Des., Vol 64, 1986.

¹³ TSATSARONIS, G.A. Review of exergoeconomics Methodologies. IV International Symposium of Second Law analysis of thermal systems. Roma, 1987

CAPÍTULO III.
MARCO TEORÍCO

CAPÍTULO III. MARCO TEORÍCO

3.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, que es la transferencia de calor de una región de temperatura inferior hacia una temperatura superior. Un sistema de refrigeración se emplea para mantener cierta región del espacio a una temperatura menor que la de su entorno.

La transferencia de calor de una región de temperatura baja a otra de alta temperatura requiere dispositivos especiales llamados refrigeradores. Los refrigeradores son dispositivos cíclicos y los fluidos de trabajo utilizados en los ciclos de refrigeración se llaman refrigerantes.

Otro dispositivo que transfiere calor de un medio de baja temperatura a uno de alta temperatura es la bomba de calor. El desempeño de refrigeradores y de bombas de calor se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP), por sus siglas en inglés, definido como

$$COP_R = \frac{\textit{Salida deseada}}{\textit{Entrada requerida}} = \frac{\textit{Efecto de enfriamiento}}{\textit{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_L}{W_{\textit{neto,entrada}}}$$

$$COP_{BC} = \frac{\textit{Salida deseada}}{\textit{Entrada requerida}} = \frac{\textit{Efecto de enfriamiento}}{\textit{Entrada de trabajo}} = \frac{Q_H}{W_{\textit{neto,entrada}}}$$

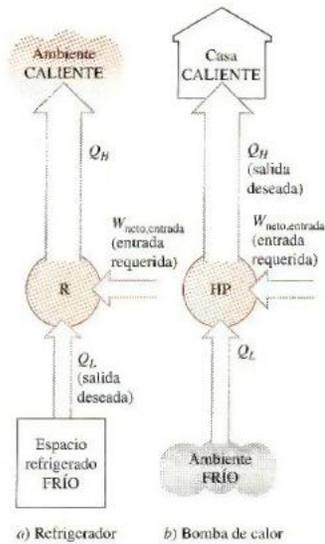


Figura 8. Objetivo de un refrigerador y bomba de calor.

La capacidad de enfriamiento de un sistema de refrigeración; es decir, la tasa de calor extraído del espacio refrigerado, a menudo se expresa de términos de toneladas de refrigeración.

3.1.1 El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

La refrigeración por compresión consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y lo disipe en el otro.

Los cuatro componentes asociados con el ciclo de refrigeración por compresión de vapor son dispositivos de flujo estable, por lo que los cuatro procesos que integran el ciclo pueden analizarse como procesos de flujo estable. Los cambios en energía cinética y potencial del refrigerante suelen ser pequeños en relación con los términos de trabajo y transferencia de calor, y por lo tanto, pueden ignorarse. Entonces la ecuación de energía de flujo estable por unidad de masa se reduce a

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (w_{entrada} - w_{salida}) = h_e - h_i$$

El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático entonces los COP de refrigeradores y bombas de calor que operan en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor pueden expresarse como

$$COP_R = \frac{q_L}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$
$$COP_{BC} = \frac{q_H}{w_{neto,entrada}} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1}$$

donde $h_1 = h_g @ P_1$ y $h_3 = h_f @ P_3$ para el caso ideal.

3.1.2 Proceso del ciclo de refrigeración por compresión

La refrigeración por compresión se logra evaporando un gas refrigerante en estado líquido a través de un dispositivo de expansión dentro de un intercambiador de calor, denominado evaporador. Para evaporarse este requiere absorber calor latente de vaporización. Al evaporarse el líquido refrigerante cambia su estado a vapor. Durante el cambio de estado el refrigerante en estado de vapor absorbe energía térmica del medio en contacto con el evaporador, bien sea este medio gaseoso o líquido. A esta cantidad de calor contenido en el ambiente se le denomina carga térmica. Luego de este intercambio energético, un compresor mecánico se encarga de aumentar la presión del vapor para poder condensarlo dentro de otro intercambiador de calor conocido como condensador y hacerlo líquido de nuevo. En este intercambiador se liberan del sistema frigorífico tanto el calor latente como el sensible, ambos componentes de la carga térmica. Ya que este aumento de presión además produce un aumento en su temperatura, para lograr el cambio de estado del fluido refrigerante y producir el subenfriamiento del mismo; es necesario enfriarlo al interior del condensador; esto suele hacerse por medio de aire y/o agua conforme el tipo de condensador, definido muchas veces en función del refrigerante. De esta

manera, el refrigerante en estado líquido, puede evaporarse nuevamente a través de la válvula de expansión y repetir el ciclo de refrigeración por compresión.

3.1.3 Principio de funcionamiento de los principales dispositivos del ciclo de refrigeración

A continuación se describen cada uno de los equipos que componen el ciclo de refrigeración por compresión, esto con el fin de conocer la función que desempeña cada uno de estos.

En un sistema de refrigeración se necesitan controles sobre el nivel de líquido del refrigerante y sobre la temperatura del espacio refrigerado. El control del líquido regula el flujo de refrigerante hacia el evaporador y también sirve como barrera de presión entre la alta presión de operación del condensador y la presión más baja de operación del evaporador.

Compresor.

Un compresor frigorífico es el centro del ciclo de refrigeración. Funciona como una bomba para controlar la circulación del gas refrigerante, y agrega presión al mismo, calentándolo. El compresor también señala el área del vapor del evaporador para mantener una presión y temperatura más baja antes de enviarlo al condensador. En el compresor se eleva la presión de la sustancia que se encuentra en su fase gaseosa y, por consiguiente, se eleva también su temperatura.

Válvulas de expansión.

La válvula de expansión es un dispositivo que se usa para regular la entrada en el evaporador del agente refrigerante en su fase líquida, procedente del condensador a través de la correspondiente tubería, conocida como línea de líquido. El refrigerante líquido a alta presión, que procede del depósito de la unidad condensadora pasa por la válvula de expansión para convertirse en líquido a baja presión.

Las válvulas de estrangulamiento son por lo general dispositivos pequeños, y se puede suponer que el flujo por ellos es adiabático $q \cong 0$ puesto que no hay suficiente tiempo ni área suficientemente grande para que ocurra alguna transferencia de calor efectiva. También, no se realiza trabajo ($w=0$), y el cambio en la energía potencial, si tiene lugar, es muy pequeño ($\Delta E_p = 0$). A un cuando la velocidad de salida sea con frecuencia considerablemente mayor que la velocidad de entrada, en muchos casos el incremento de energía cinética es insignificante ($\Delta E_c=0$). Entonces la ecuación de conservación de la energía para este dispositivo de flujo estable con una sola corriente se reduce a $h_2 \cong h_1$. Es decir, los valores de entalpia en la entrada y la salida de una válvula de estrangulamiento son los mismos. Por esta razón, una válvula de estrangulamiento se denomina a veces dispositivo isentálpico.

Dicha válvula es la divisoria entre las partes de alta y baja presión del sistema. Así, tiene dos funciones distintas:

- Regular la velocidad de admisión de líquido en el serpentín de enfriamiento y consecuentemente controlar la proporción de área superficial interior que se encuentra en contacto con el refrigerante líquido.
- Mantener constante la carga del compresor al mantener invariable la presión de succión. El aumento en la carga del sistema de refrigeración origina un incremento en la presión de succión pues el vapor se forma con mayor rapidez, si se mantiene constante esta presión la capacidad refrigerante del compresor es inalterable en todo momento.

La válvula de expansión a presión constante que mantiene una presión constante en el evaporador y la válvula de expansión térmica que mantiene un sobrecalentamiento constante al salir del evaporador, son controles estándar del líquido para la mayor parte de las aplicaciones comerciales.

Condensador.

El condensador es un intercambiador de calor que cede el calor del sistema hacia otro medio. Este calor consiste en el absorbido por el evaporador más el calor

proveniente de la energía derivada de la compresión. El refrigerante comprimido por el compresor a alta presión y temperatura ingresa al condensador donde elimina el calor a un medio más frío. Este gas condensa (se vuelve líquido), y deja el condensador para continuar el ciclo.

El condensador tiene por objetivo la disipación del calor absorbido en el evaporador y de la energía del compresor. Los condensadores se clasifican por el medio que lo enfría. Condensadores por aire, condensadores por agua y condensadores evaporativos (estos utilizan la combinación de agua y aire). Los condensadores de aire son muy utilizados en el aire acondicionado y en la refrigeración comercial, pero es poco usado en la industria. En los condensadores enfriados de aire, el refrigerante cede calor al ambiente mediante el pasaje de una corriente de aire, por un serpentín aleteado, generalmente movida por un ventilador.

Evaporadores.

Se conoce por evaporador al intercambiador de calor donde se produce la transferencia de energía térmica desde un medio a ser enfriado hacia el fluido refrigerante que circula en el interior del dispositivo. Su nombre proviene del cambio de estado sufrido por el refrigerante al recibir esta energía, luego de una brusca expansión que reduce su temperatura. Durante el proceso de evaporación, el fluido pasa del estado líquido al gaseoso.

En los sistemas frigoríficos el evaporador opera como intercambiador de calor, por cuyo interior fluye el refrigerante el cual cambia su estado de líquido a vapor. Este cambio de estado permite absorber el calor sensible contenido alrededor del evaporador y de esta manera el gas, al abandonar el evaporador lo hace con una energía interna notablemente superior debido al aumento de su entalpía, cumpliéndose así el fenómeno de refrigeración. El flujo de refrigerante en estado líquido es controlado por un dispositivo o válvula de expansión la cual genera una abrupta caída de presión en la entrada del evaporador.

En los sistemas de expansión directa, esta válvula despiden una fina mezcla de líquido y vapor a baja presión y temperatura. Debido a las propiedades termodinámicas de los gases refrigerantes, este descenso de presión está asociado a un cambio de estado y, lo que es más importante aún, al descenso en la temperatura del mismo. De esta manera, el evaporador absorbe el calor sensible del medio a refrigerar transformándolo en calor latente el cual queda incorporado al refrigerante en estado de vapor. Este calor latente será disipado en otro intercambiador de calor del sistema de refrigeración por compresión conocido como condensador dentro del cual se genera el cambio de estado inverso, es decir, de vapor a líquido.

3.1.4 Consideraciones para el ciclo de refrigeración

- a) La caída de presión del refrigerante durante el proceso de condensación y evaporación es despreciable, por lo que ambos se pueden considerar isobáricos.
- b) El proceso de compresión se realiza a entropía constante, dado que se considera que no hay intercambio de calor con los alrededores y toda la energía aplicada al compresor se convierte en trabajo. (Idealmente).
- c) El proceso de expansión en la válvula se realiza a entalpía constante.

3.2 SISTEMAS CERRADOS Y ABIERTOS

Un sistema se define como una cantidad de materia o una región en el espacio elegida para análisis. La masa o región fuera del sistema se conoce como alrededores. La superficie real o imaginaria que separa al sistema de sus alrededores se llama frontera.

Los sistemas se pueden considerar cerrados o abiertos, dependiendo de si se elige para estudio una masa fija o un volumen fijo en el espacio. Un sistema cerrado (conocido también como una masa de control) consta de una cantidad fija de masa y

ninguna otra puede cruzar su frontera. Si, como caso especial, incluso se prohíbe que la energía cruce la frontera, entonces se trata de un sistema aislado.

Un sistema abierto, o un volumen de control, como suele llamarse, es una región elegida apropiadamente en el espacio. Generalmente encierra un dispositivo que tiene que ver con flujo másico, como un compresor, turbina o tobera.

3.3 PROPIEDADES DE UN SISTEMA.

Cualquier característica de un sistema se llama propiedad. Algunas propiedades muy familiares son presión P , temperatura T , volumen V y masa m . se considera que las propiedades son intensivas o extensivas. Las propiedades intensivas son aquellas independientes de la masa de un sistema, como temperatura, presión y densidad. Las propiedades extensivas son aquellas cuyos valores dependen del tamaño o extensión del sistema. La masa total, volumen total y cantidad de movimiento total son algunos ejemplos de propiedades extensivas.

3.4 ESTADO Y EQUILIBRIO.

En un estado de equilibrio no hay potenciales balanceados (o fuerzas impulsoras) dentro del sistema, y este no experimenta cambios cuando es aislado de sus alrededores. Hay muchos tipos de equilibrio, y un sistema no está en equilibrio termodinámico a menos que satisfagan las condiciones de todos los tipos necesarios de equilibrio. Por ejemplo, un sistema está en equilibrio térmico si tiene la misma temperatura e todo él. Es decir el sistema no implica diferencial de temperatura, que es la fuerza impulsora para el flujo de calor. El equilibrio mecánico se relaciona con la presión, y un sistema lo posee si con el tiempo no hay cambio de presión en algunos de sus puntos. Si en un sistema hay dos fases, se encuentra en la fase de equilibrio cuando la masa de cada fase alcanza un nivel de equilibrio y permanece allí. Por último un sistema está en equilibrio químico si composición química no cambia con el

tiempo, es decir, si no ocurren reacciones químicas. Un sistema no estará en equilibrio a menos que satisfaga los criterios de equilibrio necesarios.

3.5 PROCESOS Y CICLOS

Cualquier cambio de un estado de equilibrio a otro experimentado por un sistema es un proceso, y la serie de estados por los que pasa un sistema durante este proceso es una trayectoria de un proceso.

Cuando un proceso se desarrolla de tal manera que todo el tiempo el sistema permanece infinitesimalmente cerca de un estado en equilibrio, estamos ante un proceso cuasiestático, o de cuasiequilibrio. Un proceso de este tipo puede considerarse lo suficientemente lento como para permitirle al sistema ajustarse internamente de modo que las propiedades de una de sus partes no cambien más rápido que las de otras.

El prefijo iso- se usa con frecuencia para designar un proceso en el que una propiedad particular permanece constante. Por ejemplo, un proceso isotérmico, es aquel durante el cual la temperatura T permanece constante; un proceso isobárico es en el que la presión P se mantiene constante, y un proceso isocórico (o isométrico) es aquel donde el volumen específico V permanece constante.

Se dice que un sistema ha experimentado un ciclo si regresa a su estado inicial al final del proceso, es decir, para un ciclo los estados inicial y final son idénticos.

3.6 LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA

La ley cero de la termodinámica establece que dos cuerpos están en equilibrio térmico si ambos tienen la misma lectura de temperatura aun cuando no están en contacto.

Las escalas de temperatura utilizadas en la actualidad en el SI y en el sistema inglés son la Celsius y Fahrenheit, respectivamente, las cuales se relacionan con las escalas de temperatura absolutas por

$$T(K)=T(^{\circ}C)+273.15$$

$$T(R)=T(F)+459.67$$

Las magnitudes de cada división de 1K y de 1°C son idénticas, lo mismo que las magnitudes de cada división 1R y 1°F. Por lo tanto,

$$\Delta T(K)=\Delta T(^{\circ}C) \quad \text{y} \quad \Delta T(R)=\Delta T(^{\circ}F)$$

3.7 PRESIÓN

La fuerza normal que ejerce un fluido por unidad de área se llama presión, y su unidad es el pascal, $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$. La presión relativa al vacío absoluto se llama presión absoluta, y la diferencia entre la presión absoluta y la presión atmosférica local se llama presión manométrica. Las presiones por debajo de la presión atmosférica se llaman presiones de vacío. Las presiones absolutas manométricas y de vacío se relacionan por

$$P_{\text{manométrica}} = P_{\text{abs}} - P_{\text{atm}} \quad (\text{para presiones por arriba de } P_{\text{atm}})$$

$$P_{\text{vacío}} = P_{\text{atm}} - P_{\text{abs}} \quad (\text{para presiones por debajo de } P_{\text{atm}})$$

3.8 ENERGÍA, TRANSFERENCIA DE ENERGÍA Y ANÁLISIS GENERAL DE ENERGÍA.

3.8.1 Transferencia de energía por calor.

La energía puede cruzar la frontera de un sistema cerrado en dos formas distintas: calor y trabajo. El calor está definido como la forma de energía que se transfiere entre dos sistemas (o entre un sistema y sus alrededores) debido a una diferencia de temperatura. Un proceso durante el cual no hay transferencia de calor se denomina proceso adiabático.

3.8.2 Mecanismos de transferencia de calor.

El calor se transfiere mediante tres mecanismos: conducción, convección y radiación. La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia a las adyacentes menos energéticas, como resultado de la interacción entre partículas. La convección es la transferencia de energía entre una superficie sólida y el fluido adyacente que se encuentra en movimiento, y tiene que ver con los efectos combinados de la conducción y el movimiento del fluido. La radiación es la transferencia de energía debida a la emisión de ondas electromagnéticas (o fotones).

3.8.3 Primera ley de la termodinámica.

La primera ley de la termodinámica, conocida también como el principio de la conservación de la energía, brinda una base sólida para estudiar las relaciones entre las diversas formas de interacción de energía. A partir de observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que la energía no se puede crear ni destruir durante un proceso; solo puede cambiar de forma.

3.8.4 Balance de energía.

El principio de conservación de la energía se expresa: el cambio neto (incremento o disminución) en la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso. Es decir,

$$\left(\begin{array}{l} \text{Energía total que} \\ \text{entra al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{l} \text{Energía total que} \\ \text{sale del sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{l} \text{Cambio en la energía} \\ \text{total del sistema} \end{array} \right)$$

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$$

Esta relación es más conocida como balance de energía y es aplicable a cualquier tipo de sistema que experimenta cualquier clase de proceso.

3.8.5 Mecanismos de transferencia de energía

La energía se puede transferir hacia o desde un sistema en tres formas: calor, trabajo y flujo másico. La suma de todas las formas de energías de un sistema se llama energía total, que consta de las energías internas, cinética y potencial para sistemas compresibles simples. La energía interna representa la energía molecular de un sistema y puede existir en las formas sensible, latente, química y nuclear.

El flujo másico se define como la cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo, y se relaciona con el flujo volumétrico, el cual es el volumen de un fluido que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo mediante

$$\dot{m} = \rho \dot{V} = \rho A_c V_{promedio}$$

La energía puede cruzar las fronteras de un sistema cerrado en la forma de calor o trabajo. Para volúmenes de control, la energía se puede transportar también mediante la masa. Si la transferencia de energía se debe a una diferencia de temperatura entre un sistema cerrado y sus alrededores, es calor; de lo contrario, es trabajo.

3.9 PROPIEDADES DE LAS SUSTANCIAS PURAS

Una sustancia que tiene una composición química fija en cualquier parte se llama sustancia pura, la cual existe en diferentes fases dependiendo de su nivel de energía. En la fase líquida, una sustancia que no está a punto de evaporarse se llama líquido comprimido o líquido subenfriado. En la fase gaseosa, una sustancia que no está a punto de condensarse se llama vapor sobrecalentado. Durante un

proceso de cambio de fase, la temperatura y la presión de una sustancia pura son propiedades independientes. A una determinada presión, una sustancia cambia de fase a una temperatura fija llamada, llamada temperatura de saturación. Del mismo modo, a una temperatura específica, la presión a la cual una sustancia cambia de fase se llama presión de saturación. Durante un proceso de ebullición, tanto la fase líquida como la fase vapor coexisten en equilibrio, y bajo esta condición el líquido y el vapor se llaman líquido saturado y vapor saturado.

En una mezcla saturada líquido-vapor, la fracción de masa del vapor se llama calidad y se expresa como

$$x = \frac{m_{\text{vapor}}}{m_{\text{total}}}$$

La calidad tiene valores entre 0 (líquido saturado) y 1 (vapor saturado), pero no tiene significado en las regiones de líquido comprimido o vapor sobrecalentado. En la región de mezcla saturada, el valor promedio de cada propiedad intensiva se determina a partir de

$$y = y_f + xy_{fg}$$

donde f representa al líquido saturado y g al vapor saturado. En ausencia de datos de líquido comprimido es posible establecer una aproximación al tratar al líquido comprimido como un líquido saturado a una temperatura dada,

$$y \cong y_{f@T}$$

donde y es para v , u o h .

3.10 ANÁLISIS DE ENERGÍA DE SISTEMAS CERRADOS

El trabajo de energía transferida cuando una fuerza actúa sobre un sistema a lo largo de una distancia. La forma más común de trabajo es el trabajo de frontera, que es el trabajo relacionado con la expansión y compresión de sustancias. En un diagrama P-V, el área bajo la curva del proceso representa el trabajo de frontera para un proceso de cuasiequilibrio. Varias formas de trabajo de frontera se expresan como:

1) General

$$\int_1^{-2} P dV$$

2) Proceso isobárico

$$W_b = P_0(V_2 - V_1) (P_1 = P_2 = P_0 = \text{constante})$$

3) Proceso politrópico

$$W_b = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{1 - n} (n \neq 1) \quad (PV^n = \text{constante})$$

4) Proceso isotérmico de un gas ideal

$$W_b = P_1V_1 \ln \frac{V_2}{V_1} = mRT_0 \ln \frac{V_2}{V_1} (PV = mRT_0 = \text{constante})$$

3.10.1 Proceso politrópico

Durante procesos reales de expansión y compresión de gases, la presión y el volumen suelen relacionarse mediante $PV^n = C$, donde n y C son constantes. Un proceso de esta clase se llama proceso politrópico.

3.10.2 Balance de energía para sistemas cerrados

El balance de energía para cualquier sistema que experimenta alguna clase de proceso se expresó como

$$E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}} \quad (KJ)$$

Si se toman como cantidades positivas la transferencia de calor hacia el sistema y el trabajo realizado por el sistema, el balance de energía para un sistema cerrado también se puede expresar como

$$Q - W = \Delta U + \Delta EC + \Delta EP \quad (KJ)$$

donde:

$$W = W_{\text{otro}} + W_b$$

$$\Delta U = m(u_2 - u_1)$$

$$\Delta EC = \frac{1}{2}m (V_2^2 - V_1^2)$$

$$\Delta EP = mg(z_2 - z_1)$$

Para un proceso a presión constante, $W_b + \Delta U = \Delta H$. Así,

$$Q - W_{\text{otro}} = \Delta H + \Delta EC + \Delta EP \quad (KJ)$$

3.10. 3 Calores específicos

El calor específico se define como la energía requerida para elevar un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia. En general, esta energía

depende de cómo se ejecute el proceso. En termodinámica, el interés se centra en dos clases de calores específicos: calor específico a volumen constante C_v y calor específico a presión constante C_p .

Desde un punto de vista físico, el calor específico a volumen constante C_v se puede considerar como la energía requerida para elevar un grado la temperatura de una unidad de masa de una sustancia cuando el volumen se mantiene constante. La energía requerida para hacer lo mismo cuando se mantiene constante la presión es el calor específico a presión constante C_p . Esto se define de la siguiente manera

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad y \quad c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p$$

3.11 ANÁLISIS DE MASA Y ENERGÍA DE VOLÚMENES DE CONTROL

El principio de conservación de masa establece que la transferencia neta de masa hacia o desde un sistema durante un proceso es igual al cambio neto (incremento o disminución) en la masa total del sistema durante ese proceso, y se expresa como

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}} \quad y \quad \dot{m}_{\text{entrada}} - \dot{m}_{\text{salida}} = dm_{\text{sistema}}/dt$$

donde $\Delta m_{\text{sistema}} = m_{\text{final}} - m_{\text{inicial}}$ es el cambio en la masa del sistema durante el proceso, \dot{m}_{entrada} y \dot{m}_{salida} son las tasas totales de flujo másico que entran y salen del sistema, y dm_{sistema}/dt es la tasa de cambio de la masa dentro de las fronteras del sistema. Las relaciones anteriores se conocen también como balance de masa y son aplicables a cualquier sistema que experimenta alguna clase de proceso.

La cantidad de masa que fluye por una sección transversal por unidad de tiempo se llama flujo másico, y se expresa como

$$\dot{m} = \rho VA$$

donde ρ es la densidad del fluido, V es la velocidad promedio del fluido normal, y A es la sección transversal normal a la dirección del flujo. El volumen del fluido en movimiento a través de una sección transversal por unidad de tiempo se denomina flujo volumétrico y se expresa como

$$\dot{V} = VA = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

El trabajo requerido para empujar una unidad de masa de fluido hacia dentro o hacia fuera de un volumen de control se llama trabajo de flujo o energía de flujo, y se expresa como $W_{\text{flujo}}=PV$. En el análisis de volúmenes de control es conveniente combinar en la entalpía a las energías de flujo e interna. Entonces la energía total de un flujo se expresa como

$$\theta = h + ec + ep = h + \frac{V^2}{2} + gz$$

Los procesos termodinámicos relacionados con volúmenes de control se pueden considerar en dos grupos: procesos de flujo estable y de flujo inestable. Durante un proceso de flujo estable, el fluido pasa por el volumen de control de forma estable, sin experimentar cambios con el tiempo en una posición fija. El contenido de masa y energía del volumen de control permanecen constantes durante un proceso de flujo estable. Si se considera que la transferencia de un sistema y el trabajo realizado por el sistema son cantidades positivas, las ecuaciones de conservación de la masa y la energía para flujo estable se expresan como

$$\sum_{\text{entrada}} \dot{m} = \sum_{\text{salida}} \dot{m}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_{\text{salida}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right) - \sum_{\text{entrada}} \dot{m} \left(h + \frac{V^2}{2} + gz \right)$$

Éstas son las formas más generales de las ecuaciones para procesos de flujo estable. Para sistemas de una sola corriente (una entrada y una salida) como toberas, difusores, turbinas, compresores y bombas, las ecuaciones se simplifican de la siguiente manera

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \rightarrow \frac{1}{V_1} V_1 A_1 = \frac{1}{V_2} V_2 A_2$$

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right]$$

En estas relaciones, los subíndices 1 y 2 denotan los estados de entrada y salida respectivamente.

La mayor parte de los procesos de flujo inestable se pueden modelar como un proceso de flujo uniforme, el cual requiere que el flujo del fluido en cualquier entrada o salida sea uniforme y estable, así que las propiedades de fluido no cambian con el tiempo o con la posición en la sección transversal de una entrada o salida. De lo contrario, se promedian y se tratan como constantes durante todo el proceso. Cuando los cambios de energía cinética y potencial relacionados con el volumen de control y las corrientes de fluido son insignificantes, las relaciones de balance de masa y energía para sistema de flujo uniforme se expresan como

$$m_{\text{entrada}} - m_{\text{salida}} = \Delta m_{\text{sistema}}$$

$$Q - W = \sum_{\text{salida}} \dot{m} h - \sum_{\text{entrada}} \dot{m} h + (m_2 u_2 - m_1 u_1)_{\text{sistema}}$$

donde $Q = Q_{\text{neto,entrada}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$ es la entrada neta de calor y $W = W_{\text{neto,entrada}} = W_{\text{entrada}} - W_{\text{salida}}$ es la salida de trabajo neto.

Al resolver problemas termodinámicos, se recomienda usar para todos los problemas la forma general del balance de energía $E_{\text{entrada}} - E_{\text{salida}} = \Delta E_{\text{sistema}}$ y simplificarla para los problemas particulares en lugar de usar las relaciones específicas dadas aquí para procesos diferentes.

3.12 LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La segunda ley de la termodinámica establece que un proceso ocurre en cierta dirección no en cualquiera. Un proceso no ocurre a menos que satisfaga tanto a la primera como la segunda ley de la termodinámica.

Existen varios enunciados válidos de la segunda ley de la termodinámica, dos de ellos se presentan y analizan posteriormente, en relación con algunos dispositivos de ingeniería que operan en ciclos.

Sin embargo el uso de la segunda ley de la termodinámica no se limita a identificar la dirección de los procesos, también afirma que la energía tiene calidad así como cantidad. La segunda ley de la termodinámica se usa también para determinar los límites teóricos en el desempeño de sistemas de ingeniería de uso ordinario, como máquinas térmicas y refrigeradores, así como predecir el grado de terminación de las reacciones químicas.

3.12.1 Depósitos de energía térmica

Los cuerpos que pueden absorber o rechazar cantidades finitas de calor en forma isotérmica se llaman depósitos de energía térmica o depósitos de calor. También es posible modelar un sistema de dos fases como un depósito, ya que

puede absorber y liberar grandes cantidades de calor mientras permanece a temperatura constante.

Un cuerpo no tiene que ser muy grande para considerarlo como un depósito; cualquier cuerpo físico cuya capacidad de energía térmica es grande con respecto a la cantidad de energía que subministra o absorbe se puede modelar como depósito. Un depósito que subministra energía en la forma de calor se llama fuente, y otro que absorbe energía en la forma de calor se llama sumidero.

3.12.2 Maquinas térmicas

El trabajo se puede convertir directamente en calor, pero este no se puede convertir en trabajo sino únicamente por medio de ciertos dispositivos llamados maquinas térmicas. Las maquinas térmicas difieren bastante entre sí, pero es posible caracterizarlas a todas mediante:

- 1) Reciben calor de una fuente a temperatura alta (energía solar, horno de petróleo, reactor nuclear, etcétera).
- 2) Convierten parte de este calor en trabajo (por lo general en la forma de una flecha rotatoria).
- 3) Rechazan el calor de desecho hacia un sumidero de calor de baja temperatura (la atmosfera, los ríos, etcétera).
- 4) Operan en un ciclo.

Las máquinas térmicas y otros dispositivos cíclicos por lo común requieren un fluido hacia y desde el cual se transfiere calor mientras experimenta un ciclo. Al fluido se le conoce como fluido de trabajo.

El termino máquina térmica se usa con frecuencia en un sentido más amplio que incluye dispositivos que producen trabajo que no operan en un ciclo termodinámico.

3.12.3 Eficiencia térmica

La fracción de la entrada de calor que se convierte en salida de trabajo neto es una medida del desempeño de una máquina térmica y se llama eficiencia térmica n_{ter} . Para las máquinas térmicas, la salida deseada es el trabajo neto, mientras que la entrada que requieren es la cantidad de calor suministrado al fluido de trabajo. Entonces la eficiencia térmica de una máquina térmica se puede expresar como

$$\text{Eficiencia térmica} = \frac{\text{salida de trabajo neto}}{\text{entrada de calor total}}$$

o bien,

$$n_{ter} = \frac{W_{\text{neto,salida}}}{Q_{\text{entrada}}}$$

También es posible emplearla como

$$n_{ter} = 1 - \frac{Q_{\text{salida}}}{Q_{\text{entrada}}}$$

dado que $W_{\text{neto,salida}} = Q_{\text{entrada}} - Q_{\text{salida}}$.

Los dispositivos cíclicos de interés práctico como las máquinas térmicas, los refrigeradores y las bombas de calor operan entre un medio de alta temperatura (o depósito) a temperatura T_H y otro de baja temperatura (o depósito) a temperatura T_L . Para uniformar el tratamiento de máquinas térmicas, refrigeradores y bombas de calor se definen estas dos cantidades:

Q_H = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de alta temperatura a temperatura T_H .

Q_L = magnitud de la transferencia de calor entre el dispositivo cíclico y el medio de baja temperatura a temperatura T_L . Entonces, el trabajo neto y las relaciones de

eficiencia térmica para cualquier maquina térmica también se pueden expresar como

$$n_{ter} = \frac{W_{neto, salida}}{Q_H} = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} \quad \text{y} \quad n_{ter} = \frac{W_{neto, salida}}{Q_H} \quad \text{o bien, } n_{ter} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H}$$

La eficiencia térmica de una maquina térmica siempre es menor a la unidad porque Q_L y Q_H se definen como cantidades positivas.

La eficiencia térmica es una medida de que tan eficientemente una maquina térmica convierte el calor que recibe en trabajo, de ahí que los ingenieros traten constantemente de mejorar las eficiencias de estos dispositivos dado que mayor eficiencia significa menos consumo de combustible y por lo tanto menores costos y menos contaminación.

3.12.4 La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Kelvin-Planck

Ninguna maquina térmica puede convertir todo el calor que recibe en trabajo útil. Esta limitación de la eficiencia térmica de las maquinas térmicas forma la base para el enunciado de Kelvin-Planck de la segunda de la termodinámica, que se expresa como sigue:

Es posible que un dispositivo que opera en un ciclo reciba calor de un solo depósito y produzca una cantidad neta de trabajo.

Es decir, una maquina térmica debe intercambiar calor como un sumidero de baja temperatura así como con una fuente de temperatura alta para seguir funcionando. El enunciado de Kelvin-Planck se puede expresar también como: ninguna maquina térmica puede tener una eficiencia térmica de 100 por ciento, o bien: para que una central eléctrica opere, el fluido de trabajo debe intercambiar calor con el ambiente, así como con el horno.

3.12.5 Refrigeradores y bombas de calor

La transferencia de calor de un medio que se encuentra a baja temperatura hacia otro de temperatura alta requiere de dispositivos especiales llamados refrigeradores.

Los refrigeradores, como las bombas de calor, son dispositivos cíclicos. El fluido de trabajo utilizado en el ciclo de refrigeración se denomina refrigerante. El ciclo de refrigeración que utiliza con más frecuencia es el ciclo de refrigeración de compresión de vapor, en el que intervienen cuatro componentes principales: un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.

El refrigerante entra al compresor como vapor y se comprime hasta la presión del condensador, posteriormente sale del compresor a una temperatura relativamente alta y se enfría y condensa a medida que fluye por los serpentines del condensador rechazando calor al medio circundante. Después entra al tubo capilar donde su presión y temperatura caen de forma drástica debido al efecto de estrangulamiento. Luego, el refrigerante a temperatura baja entra al evaporador, donde se evapora absorbiendo calor del espacio refrigerado. El ciclo se completa cuando el refrigerante sale del evaporador y vuelve entrar al compresor.

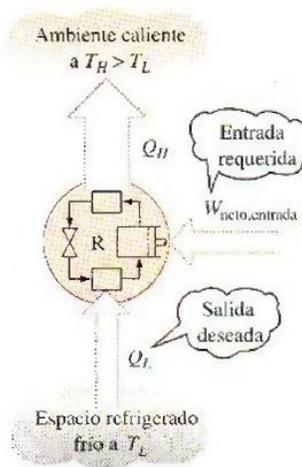


Figura 9. Esquema de un refrigerador

El esquema de un refrigerador se muestra en la figura 9. Aquí, Q_L es la magnitud del calor eliminado del espacio refrigerado a temperatura T_L , Q_H es la magnitud del calor rechazado hacia el medio caliente a temperatura T_H y $W_{\text{neto, entrada}}$ es la entrada de trabajo neto al refrigerador.

3.12.6 Coeficiente de desempeño

La eficiencia de un refrigerador se expresa en términos del coeficiente de desempeño (COP, siglas de coefficient of performance), el cual se denota mediante COP_R . El objetivo de un refrigerador es eliminar calor (Q_L) del espacio refrigerado. Para lograr este objetivo, se requiere una entrada de trabajo de $W_{\text{neto, entrada}}$. Entonces, el COP de un refrigerador se puede expresar como

$$COP_R = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_L}{W_{\text{neto, entrada}}}$$

Entonces, la relación del COP también puede expresarse como

$$COP_R = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1}$$

El COP_R puede ser mayor que la unidad. Es decir, la cantidad de calor eliminada del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo.

3.12.7 Bomba de calor

Otro dispositivo que transfiere calor desde un medio de baja temperatura a otro de alta es la bomba de calor, esta se muestra esquemáticamente en la figura 10. Los refrigeradores y las bombas de calor operan en el mismo ciclo, pero difieren en

sus objetivos. El objetivo de una bomba de calor es mantener un espacio calentado a una temperatura alta. Esto se logra absorbiendo calor desde una fuente que se encuentra a temperatura baja, por ejemplo, agua de pozo o aire frío exterior en invierno, y suministrando este calor a un medio de temperatura alta como una casa.

La medida de desempeño de una bomba de calor también se expresa en términos de coeficiente de desempeño COP_{HP} definido como

$$COP_{HP} = \frac{\text{Salida deseada}}{\text{Entrada requerida}} = \frac{Q_H}{W_{\text{neto, entrada}}}$$

que también puede expresarse como

$$COP_{HP} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

Una comparación de las ecuaciones anteriores revela que

$$COP_{HP} = COP_R + 1$$

Esta relación indica que el coeficiente de desempeño de una bomba de calor siempre es mayor que la unidad puesto que COP_R es una cantidad positiva.

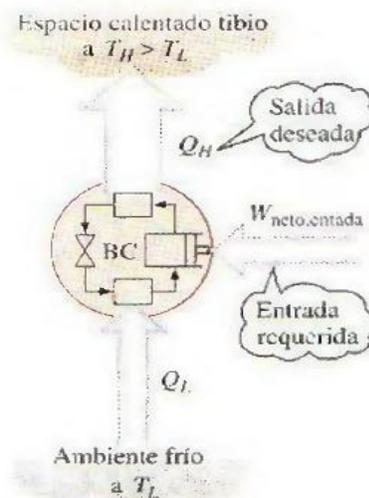


Figura 10. Esquema de una bomba de calor

3.12.8 La segunda ley de la termodinámica: enunciado de Clausius.

El enunciado de Clausius se expresa como sigue:

Es imposible construir un dispositivo que opere en un ciclo sin que produzca ningún otro efecto que la transferencia de calor de un cuerpo de menor temperatura a otro de mayor temperatura.

Se sabe bien que el calor, por sí solo, no se trasfiere de un medio frío a uno más caliente. El enunciado de Clausius no significa que sea imposible construir un dispositivo cíclico que transfiera calor de un medio frío a otro más caliente. De hecho, es precisamente lo que hace un refrigerador doméstico común. El enunciado establece simplemente que un refrigerador no puede operar a menos que su compresor sea propulsado mediante una fuente de energía externa, como un motor eléctrico. De este modo, el efecto neto sobre los alrededores tiene que ver con el consumo de cierta energía en forma de trabajo, además de la transferencia de calor de un cuerpo más frío a otro más caliente; es decir, deja un rastro en los alrededores.

3.12.9 Procesos reversibles e irreversibles

Un proceso reversible se define como un proceso que se puede invertir sin dejar ningún rastro en los alrededores. Es decir, tanto el sistema como los alrededores vuelven a sus estados iniciales una vez finalizado el proceso inverso. Esto es posible solo si el intercambio de calor y trabajo netos entre el sistema y los alrededores es 0 para el proceso combinado (original e inverso). Los procesos que no son reversibles se denominan procesos irreversibles.

Los procesos reversibles en realidad no ocurren en la naturaleza. Solo son idealizaciones de procesos reales. Los reversibles se pueden aproximar mediante

dispositivos reales, pero nunca se puede lograr; es decir, todos los procesos que ocurren en la naturaleza son irreversibles.

Los ingenieros están interesados en procesos reversibles porque los dispositivos que producen trabajo, como motores de automóviles y turbinas de gas o vapor, entregan el máximo de trabajo, y los dispositivos que consumen trabajo, como compresores, ventiladores y bombas, consumen el mínimo trabajo cuando se usan procesos reversibles en lugar de irreversibles.

El concepto de proceso reversible conduce a la definición de eficiencia de la segunda ley para procesos reales, que es el grado de aproximación al proceso reversible correspondiente.

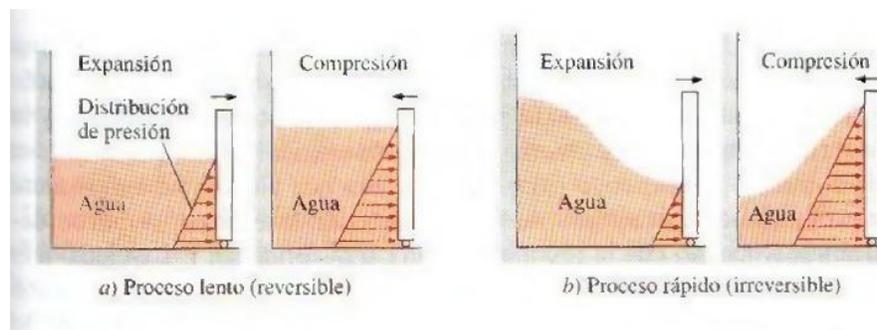


Figura 11. Procesos reversible e irreversible.

3.12.10 Irreversibilidades

Los factores que causan que un proceso sea irreversible se llaman irreversibilidades, las cuales son la fricción, la expansión libre, el mezclado de dos fluidos, la transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita, la resistencia eléctrica, la deformación inelástica de sólidos y las reacciones químicas. La presencia de cualquiera de estos efectos hace que un proceso sea irreversible.

La fricción es una forma familiar de irreversibilidad relacionada con cuerpos en movimiento. Cuando dos cuerpos en contacto son forzados a moverse uno con respecto al otro, en la interfase de ambos se desarrolla una fuerza de fricción que se

opone al movimiento, por lo que se requiere algo de trabajo para vencer esta fuerza de fricción.

Otro ejemplo de irreversibilidad es la expansión libre de un gas, el cual se haya separado de un vacío mediante una membrana.

Una tercera forma de irreversibilidad conocida es la transferencia de calor debida a una transferencia de temperatura finita.

La transferencia de calor puede ocurrir sólo cuando hay una diferencia de temperatura entre un sistema y sus alrededores, por lo tanto es físicamente imposible tener un proceso de transferencia de calor reversible. Pero un proceso de transferencia de calor se vuelve cada vez menos reversible a medida que la diferencia de temperatura entre los dos cuerpos se aproxima a cero.

Mientras más pequeña sea la diferencia de temperatura entre dos cuerpos, más pequeña será la tasa de transferencia de calor.

3.12.11 El refrigerador de Carnot y la bomba de calor

Un refrigerador o una bomba de calor, que opera en el ciclo inverso de Carnot, se llama refrigerador de Carnot o bomba de calor de Carnot. El coeficiente de desempeño de cualquier refrigerador o bomba de calor, reversible o irreversible, se expresa mediante las siguientes ecuaciones.

$$COP_R = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \quad y \quad COP_R = \frac{1}{1 - Q_L/Q_H}$$

donde Q_L es la cantidad de calor absorbido del medio de baja temperatura y Q_H es la cantidad de calor rechazada hacia el medio de temperatura alta. Los COP de refrigeradores y bombas de calor reversibles se determinan al reemplazar las razones de transferencia de calor en las anteriores relaciones por los coeficientes de

las temperaturas absolutas de los depósitos de temperatura alta y baja. Entonces, las relaciones de COP para refrigeradores y bombas de calor reversibles se convierten en

$$COP_{R,rev} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \quad y \quad COP_{HP,rev} = \frac{1}{1 - T_L/T_H}$$

Estos son los coeficientes de desempeño más altos que puede tener un refrigerador o una bomba de calor que opera entre los límites de temperatura T_L y T_H . Los refrigeradores o bombas de calor reales que operan entre estos límites de temperatura tienen menores coeficientes de desempeño.

Los coeficientes de desempeño de refrigeradores reales y reversibles que operan entre los límites de temperatura se pueden comparar como sigue:

$$COP_R \begin{cases} < COP_{R,rev} & \text{refrigerador irreversible} \\ = COP_{R,rev} & \text{refrigerador reversible} \\ > COP_{R,rev} & \text{refrigerador imposible} \end{cases}$$

Como nota final, los COP de refrigeradores y bombas de calor disminuyen cuando T_L decrece, es decir, requiere más trabajo absorber calor de medios de temperatura menor. Cuando la temperatura del espacio refrigerado se aproxima a cero, la cantidad de trabajo requerida para producir una cantidad finita de refrigeración se aproxima a infinito y COP_R tiende a cero.

3.13 ENTROPÍA

La segunda ley de la termodinámica conduce a la definición de una nueva propiedad llamada entropía que es una medida cuantitativa de desorden microscópico para un sistema. Cuando un sistema se vuelve más desordenado, las posiciones de las moléculas son menos predecibles y la entropía aumenta, de ahí

que no sorprenda que la entropía de una sustancia sea más baja en la fase sólida y más alta en la gaseosa. La entropía está definida como

$$dS = \left(\frac{dQ}{T} \right)_{int rev}$$

3.13.1 Procesos Isentrópicos

Un proceso en el que la entropía se mantiene constante es un proceso isentrópico, el cual se caracteriza por

$$\Delta s = 0 \quad \text{o} \quad s_2 = s_1 \quad \left(\frac{KJ}{Kg} * K \right)$$

Es importante reconocer que un proceso adiabático reversible necesariamente es isentrópico, pero uno isentrópico no es necesariamente un proceso adiabático irreversible. Sin embargo, el término proceso isentrópico se usa habitualmente en termodinámica para referirse a un proceso adiabático internamente reversible.

3.13.2 Eficiencias Isentrópicas de compresores

La eficiencia isentrópica de un compresor se define como la relación entre el trabajo de entrada requerido para elevar la presión de un gas a un valor especificado de una manera isentrópica y el trabajo de entrada real:

$$\eta_c = \frac{\text{Trabajo isentrópico del compresor}}{\text{Trabajo real del compresor}} = \frac{w_s}{w_a}$$

Cuando son insignificantes los cambios en las energías cinética y potencial del gas mientras este es comprimido, el trabajo de entrada para un compresor adiabático es igual al cambio en la entalpia, por lo que para este caso la ecuación anterior se vuelve

$$\eta_c \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1}$$

donde h_{2a} y h_{2s} son los valores de la entalpia en el estado de salida para los procesos de compresión real e isentrópico, respectivamente. Los dispositivos de este tipo mejor diseñados tienen eficiencias isentrópicas que van de 80 a 90 por ciento.

3.14 EXERGÍA: UNA MEDIDA DEL TRABAJO POTENCIAL

Un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible del estado inicial especificado al estado de su ambiente, es decir, el estado muerto. Esto representa el potencial de trabajo útil del sistema en el estado especificado y se llama exergía. Es importante comprender que la exergía no representa la cantidad de trabajo que un dispositivo productor realmente entregara después de la instalación; si no que representa el límite superior en la cantidad de trabajo que un dispositivo puede entregar sin violar cualquier ley termodinámica.

3.14.1 Eficiencia de la segunda ley, η_{II}

Para los dispositivos cíclicos como los refrigeradores y bombas de calor, también es posible expresarla en términos de los coeficientes de desempeño, como

$$\eta_{II} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (\text{refrigeradores y bombas de calor})$$

Para un refrigerador o bomba de calor, la exergía proporcionada es la entrada de trabajo, ya que el trabajo suministrado a un dispositivo cíclico se encuentra completamente disponible. La exergía recuperada es la del calor transferido hacia el medio de alta temperatura para una bomba de calor, mientras que para un refrigerador lo es la exergía de calor transferido desde un medio de baja temperatura.

3.14.2 Exergía de una corriente de fluido: exergía de flujo (o corriente).

La expresión de la exergía de flujo (o corriente), se denota por ψ

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{V^2}{2} + gz$$

Entonces el cambio de exergía de una corriente de fluido cuando experimenta un proceso desde el estado uno hasta el dos es

$$\Delta\psi = \psi_2 - \psi_1 = (h_2 - h_1) + T_0(s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1)$$

Para las corrientes de fluido con energías cinética y potencial insignificantes, los términos de estas energías desaparecen.

3.14.3 Transferencia de exergía por calor, trabajo y masa

El calor es una forma de energía desorganizada y solo una porción de él puede convertirse en trabajo, que es una forma de energía organizada. Siempre es posible producir trabajo a partir de una temperatura superior a la temperatura ambiente. Transfiriéndolo a una máquina térmica que rechaza hacia el ambiente el calor de desperdicio. La transferencia de calor Q en una ubicación que se encuentra a temperatura termodinámica T siempre está acompañada por la transferencia de exergía X_{calor} en la cantidad de

$$X_{\text{calor}} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) Q \quad (KJ)$$

Esta relación da la transferencia de exergía que acompaña la transferencia de calor de Q siempre que T sea mayor o menor que T_0 .

Cuando la temperatura T en la ubicación donde ocurre la transferencia de calor no es constante, la transferencia de exergía que acompaña a la de calor es determinada mediante la integración

$$X_{calor} = \int \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \delta Q$$

La exergía es el trabajo potencial útil, y la transferencia de exergía por trabajo puede expresarse simplemente como

$$X_{calor} = \begin{cases} W - W_{air} & (\text{para trabajo de fornera}) \\ W & (\text{para otras formas de trabajo}) \end{cases}$$

donde $W_{air} = P_0(v_2 - v_1)$, P_0 es la presión atmosférica, así como $v_2 - v_1$ son los volúmenes inicial y final del sistema. Por consiguiente, la transferencia de trabajo W mismo.

La masa contiene exergía, así como energía y entropía, y los contenidos de estas en un sistema son proporcionales a la masa. Cuando una cantidad de masa m entra o sale de un sistema, la acompaña una cantidad de exergía $m\psi$, donde

$$\psi = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + V^2/2 + gz, \text{ es decir,}$$

$$X_{masa} = m\psi$$

El flujo de exergía asociado con una corriente de fluido cuando las propiedades de este son variables puede determinarse a partir de

$$\dot{X}_{masa} = \int_{A_c} \psi \rho V_n dA_c \quad y \quad X_{masa} = \int \psi \delta m = \int_{\Delta t} \dot{X}_{masa} dt$$

donde A_c es el área de la sección transversal del flujo y V_n es la velocidad local normal a dA_c .

3.14.4 Destrucción de exergía

Cualquier cosa que genera entropía siempre destruye la exergía. La exergía destruida es proporcional a la entropía generada,

$$X_{destruida} = T_0 S_{gen} \geq 0$$

La exergía es una cantidad positiva para cualquier proceso real y que convierte en cero para uno reversible. La exergía destruida representa el trabajo potencial perdido y también se denomina irreversibilidad o trabajo perdido.

El principio de disminución de exergía puede ser resumido como:

$$X_{destruida} \begin{cases} > 0 & \text{Proceso irreversible} \\ = 0 & \text{Proceso reversible} \\ < 0 & \text{Proceso imposible} \end{cases}$$

3.14.5 Balance de exergía: volúmenes de control

Las relaciones de balance de exergía para los volúmenes de control difieren de aquellas para los sistemas cerrados en los que se involucra un mecanismo más de transferencia de exergía: el flujo másico a través de las fronteras.

Las relaciones generales de balance de exergía pueden expresarse más explícitamente para un volumen de control como

$$X_{calor} - X_{trabajo} + X_{masa,entrada} - X_{masa,salida} - X_{destruida} = (X_2 - X_1)_{VC}$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) Q_k - [w - P_0(v_2 - v_1)] + \sum_{ent} m\psi - \sum_{sal} m\psi - X_{destruida} = (X_2 - X_1)_{VC}$$

La relación anterior de balance de exergía puede enunciarse como: la tasa de cambio de la exergía dentro del volumen de control durante un proceso es igual a la tasa neta de transferencia de exergía a través de la frontera del volumen de control por calor, trabajo y flujo másico menos la tasa de destrucción de exergía dentro de la frontera del volumen de control.

3.14.6 Balance de exergía para sistemas de flujo estable

La cantidad de exergía que entra en un sistema de flujo estable en todas las formas debe ser igual a la cantidad de exergía que sale más la exergía destruida. Entonces la forma de tasa del balance general de exergía para un proceso de flujo estable se reduce a:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_{ent} \dot{m}\psi - \sum_{sal} \dot{m}\psi = \dot{X}_{destruida} = 0$$

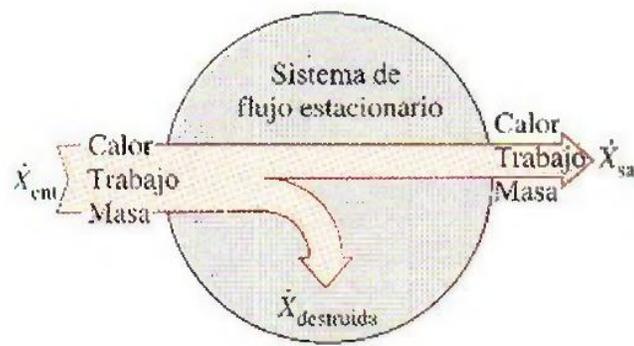


Figura 12. Transferencia de exergía en un sistema de flujo estable

3.15 REFRIGERANTE R-134A

Un refrigerante es un producto químico líquido o gaseoso, fácilmente licuable, que es utilizado como medio transmisor de calor entre otros dos en una máquina térmica.

Los principales usos son los refrigeradores y los acondicionadores de aire. El principio de funcionamiento de algunos sistemas de refrigeración se basa en un ciclo de refrigeración por compresión, que tiene algunas similitudes con el ciclo de Carnot y utiliza refrigerantes como fluido de trabajo. Los refrigerantes (R12 y R24) utilizados en equipos de frío de los automóviles y vehículos industriales estaban formados por clorofluorocarbonos (CFC) a los que se responsabiliza del agujero en la capa de Ozono que protege la tierra.

Para remplazar este refrigerante se ha desarrollado otro formado por hidrofluorocarbono (HFC) con el nombre comercial de 134a. Este refrigerante puede ser utilizado sin grandes modificaciones en los antiguos equipos de frío, necesitando solamente unos retoques para optimizar el rendimiento del equipo.

3.15.1 Características de los refrigerantes

- Punto de congelación. Debe de ser inferior a cualquier temperatura que existe en el sistema, para evitar congelamientos en el evaporador.
- Calor específico. Debe de ser lo más alto posible para que una pequeña cantidad de líquido absorba una gran cantidad de calor.
- Volumen específico. El volumen específico debe de ser lo más bajo posible para evitar grandes tamaños en las líneas de aspiración y compresión
- Densidad. Deben de ser elevadas para usar líneas de líquidos pequeñas.
- La temperatura de condensación, a la presión máxima de trabajo debe ser la menor posible.
- La temperatura de ebullición, relativamente baja a presiones cercanas a la atmosférica.
- Punto crítico lo más elevado posible.
- No deben ser líquidos inflamables, corrosivos ni tóxicos.

- Dado que deben interactuar con el lubricante del compresor, deben ser miscibles en fases líquidas y no nocivas con el aceite.
- Los refrigerantes, se aprovechan en muchos sistemas para refrigerar también el motor del compresor, normalmente un motor eléctrico, por lo que deben ser buenos dieléctricos, es decir, tener una baja conductividad eléctrica.

3.15.2 Aplicaciones del refrigerante

Refrigeración doméstica.

Está limitado principalmente a refrigeradores y congeladores caseros. La refrigeración doméstica representa una parte muy significativa de la refrigeración industrial. Las unidades domésticas generalmente son de tamaño pequeño teniéndose capacidades de potencia que fluctúan entre 1/20 y ½ hp y son del tipo de sellado hermético.

Refrigeración comercial.

Se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales para su venta al menudeo, restaurantes, hoteles e instituciones que se dedican a almacenamiento, exhibición, procesamiento y la distribución de artículos de comercio.

Refrigeración industrial.

Algunas aplicaciones industriales típicas son las plantas de hielo, grandes plantas empacadoras de alimentos (carne, pescado, pollos, alimentos congelados, etc.), lecherías y plantas industriales tales como refinería de petróleo, plantas químicas.

Acondicionamiento de aire

Por lo general, esto involucra no únicamente el control de la temperatura del espacio, sino también de la humedad del mismo y el movimiento del aire

incluyéndose el filtrado y la limpieza de éste. Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de dos tipos de acuerdo a sus propósitos, para producir confort o para uso industrial.

3.15.3 Selección de refrigerante adecuado

Cuando se diseña un sistema de refrigeración, existen varios refrigerantes que pueden elegirse, como clorofluorocarbonos (CFCs), amoníaco, hidrocarburos (propano, etano, etileno, etc.), dióxido de carbono, aire (en el acondicionamiento de aire de aviones) e incluso agua (en aplicaciones arriba del punto de congelación).

El éter etílico fue el primer refrigerante utilizado para el comercio de sistema por compresión de vapor, y le siguieron otros como amoníaco, dióxido de carbono, cloruro metílico, dióxido de azufre, butano, entre otros. Las ventajas del amoníaco sobre otros refrigerantes son su bajo costo, altos COP (y en consecuencia, menores costos de energía), sus propiedades termodinámicas y de transporte más favorables y, por ello, coeficientes de transferencia de calor más altos. La principal desventaja del amoníaco es su toxicidad, que lo hace inadecuado para el uso doméstico.

La versatilidad y el bajo costo de los CFC hizo que fueran los preferidos. Los CFC también se usaron en los aerosoles, los aislamientos de espuma, y en la industria electrónica como solventes para limpiar chips de computadora. El R-11 se utiliza principalmente en enfriadores de agua de gran capacidad que sirven como sistemas de acondicionamiento de aire en edificios. El R-12 se usa en refrigeradores domésticos y congeladores, así como en acondicionadores de aire en auto motores. El R-22 se usa en acondicionadores de aire tipo ventana, en bombas de calor, acondicionadores de aire de edificios comerciales y en grandes sistemas de refrigeración industrial; y ofrece una fuerte competencia al amoníaco. El R-502 (una mezcla del R-15 y del R-22) es el refrigerante dominante que se usa en los sistemas de refrigeración comerciales como los de los supermercados debido a que permite bajas temperaturas en evaporadores, mientras opera en una sola etapa de

compresión. El alguna vez popular R-12 fue en gran parte remplazado por el recientemente desarrollado R-134a, libre de cloro.

Dos parámetros importantes que necesitan considerarse en la selección de un refrigerante son las temperaturas de los dos medios (el espacio refrigerado y el ambiente) con los cuales el refrigerante intercambia calor. Para tener una transferencia de calor a una tasa razonable, debe mantenerse una diferencia de temperatura de 5 a 10°C entre el refrigerante y el medio con el que intercambia calor. La presión más baja en un ciclo de refrigeración sucede en el evaporador, y esta presión debe ser superior a la atmosférica para evitar cualquier filtración de aire dentro del sistema de refrigeración.

Sin ningún refrigerante simple cubre los requisitos de temperatura, entonces dos o más ciclos de refrigeración con diferentes refrigerantes se usan en serie. Un sistema de refrigeración de estas características se llama sistema en cascada. Otro característica deseable de un refrigerante es que no sea toxico, corrosivo o inflamable, pero que sea estable químicamente; que tenga alta entalpia de evaporación (minimizando el flujo másico) y, por supuesto, que se obtenga a bajo costo.

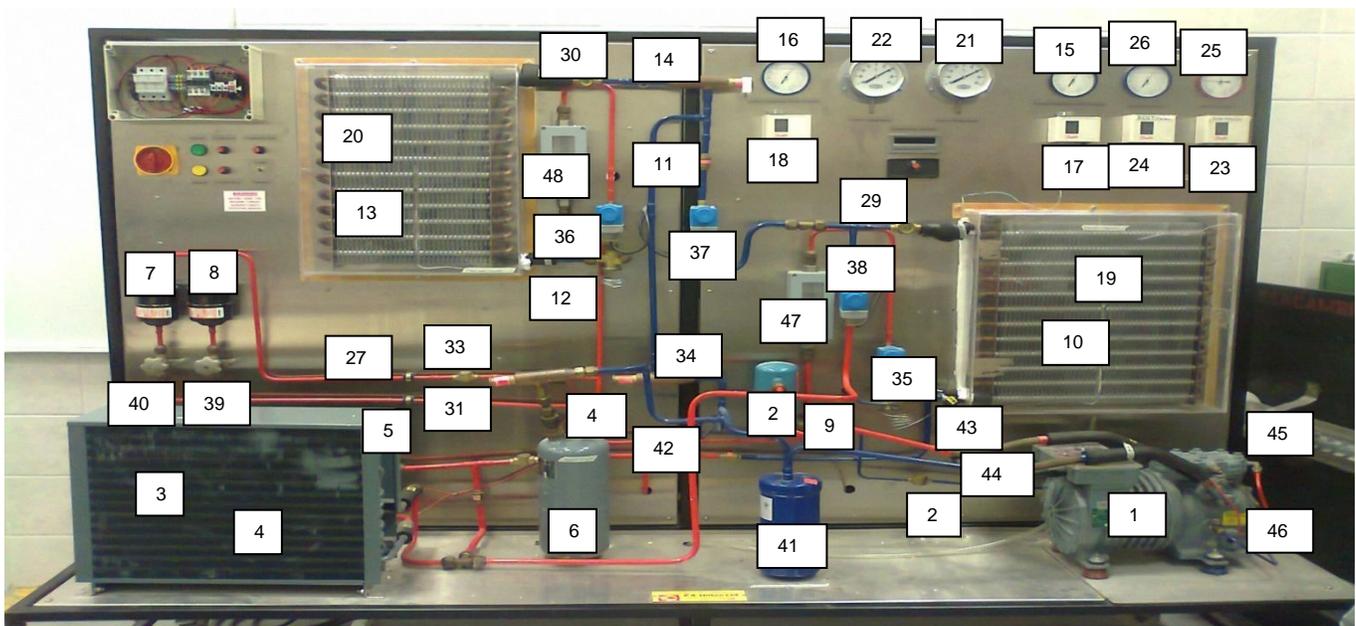
3.16 UNIDAD AVANZADA DE REFRIGERACIÓN CON UNIDAD DE FALLOS.

La unidad avanzada con simulador de fallos es un equipo de refrigeración completamente operacional con dos evaporadores visibles que simulan cámaras de enfriamiento y congelación, y que funciona con un condensador sermi-hermético.

La unidad está construida completamente con componentes comerciales standard, incluyendo los controles de seguridad, que permiten al estudiante la localización de fallos y su reparación en sistemas de refrigeración trifásicos con multi-evaporador.

En la unidad todos los componentes estándar son visibles, y está montada en un estructura de acero con paneles de acero inoxidable, La instrumentación incluye; manómetros de condensación, evaporación y succión, instrumentos de medida de temperatura digital y mecánicos, multímetro y opcionalmente un flujómetro. El sistema incluye sistema inverso de descongelación, acumulador de succión, separador de aceite y ventiladores de velocidad variable en el evaporador y condensador.

3.16.1 Diagrama esquemático



1 compresor	9 válvula de expansión termostática	17 termostato de congelación	25 indicador de presión de descarga del compresor	34 regulador de presión del cárter	42 válvula de no-retorno
2 separador de aceite	10 evaporador de congelación	18 termostato de enfriamiento	26 indicador de succión del compresor	35 válvula solenoide de entrada al congelador	43 eliminador de vibración
3 condensador	11 válvula de no-retorno	19 ventilador de congelación	27 Virilla de cristal, línea del liquido	36 válvula solenoide de entrada al enfriador	44 eliminador de vibración
4 ventilador del condensador	12 válvula de expansión termostática	20 ventilador de enfriamiento	28 Virilla de cristal retorno de aceite	37 válvula solenoide de descongelación por gas caliente	45 válvula de acceso
5 Regulador de presión del condensador	13 evaporador de enfriado	21 termómetro de congelación	29 Virilla de cristal de retorno del congelador	38 válvula solenoide de descongelación por gas caliente	46 válvula de acceso
6 recipiente del líquido	14 regulador de presión del evaporador	22 termómetro de enfriamiento	30 Virilla de cristal de retorno del enfriado	39 válvula de mano, filtro-secador	47 flujo del refrigerante del congelador
7 secador del filtro	15 presión de congelación del evaporador	23 interruptor del compresor de alta presión	31 Virilla de cristal del congelador	40 válvula de mano, filtro-secador	48 flujo del refrigerante del enfriador
8 secador de filtro	16 presión de enfriamiento del evaporador	24 interruptor de baja presión	33 regulador de capacidad	41 acumulador de succión	49 válvula de acceso

Tabla 1. Partes del equipo

3.17 SOFTWARE TPX

TPX es un complemento de Excel Add-In para la termodinámica de ingeniería. Implementa funciones para calcular las propiedades termodinámicas de los fluidos, y proporciona fácil de utilizar herramientas para configurar simulaciones de procesos complejos de Excel y los ciclos.

TPX fue desarrollado para uso en la enseñanza de la termodinámica de pregrado de ingeniería. Ahora está disponible para su descarga gratuita por cualquier usuario para la Educación, o por cualquier otra persona dispuesta a probar y proporcionar información para ayudarnos a mejorar TPX.

CAPÍTULO IV.
MARCO METODOLÓGICO

CAPÍTULO IV. MARCO METODOLÓGICO

4.1 MÉTODO DE LA PUESTA EN MARCHA DE LA UNIDAD AVANZADA DE REFRIGERACIÓN CON SIMULADOR DE FALLOS.

- a) Conectar el quipo a una toma corriente de 220 V. Todos los interruptores de fallos deben estar en posición de apagado y el nivel de carga del refrigerante debe estar ajustado a “normal” (es decir, no hay ningún fallo artificial ajustado).

- b) Para poner en marcha la unidad encienda el interruptor principal. Presione el botón de apagado/encendido del compresor y el relé principal del compresor se cerrara. Esto hará que se ponga en marcha el compresor si los interruptores de presión alta y de presión baja están cerrados. Al mismo tiempo el ventilador del condensador debería ponerse en marcha.

Con el interruptor que controla la velocidad del ventilador del condensador de apagado/encendido en posición de verano, el control de velocidad del ventilador del condensador no tendrá ningún efecto sobre la velocidad del ventilador mientras que el ventilador funciona a máxima velocidad.

Con el interruptor que controla la velocidad del ventilador del condensador del apagado/encendido en posición de invierno, se puede reducir la velocidad del ventilador para reducir la consumición de potencia al requerirse menos enfriado.

El ventilador del enfriador y el ventilador del congelador tienen controles de velocidad para ajustar la velocidad de los ventiladores de los evaporadores. Ajuste la velocidad a un nivel relativamente bajo para su operación normal. Si

se ajusta la velocidad del ventilador congelador a una velocidad demasiado alta no se formará hielo en el evaporador congelador.

Los indicadores de temperatura digital pueden usarse para mostrar el efecto de varias condiciones de operación.

- c) Estabilizar. Para obtener las condiciones normales se debe poner en posición de encendido los ventiladores del congelador y enfriador y poner en marcha el ventilador del condensador al máximo hasta llegar al ajuste de invierno y esperar a que se estabilice el equipo unos diez minutos.

4.2 RECABACIÓN DE DATOS

Recabar los datos observados en los indicadores de presión, temperatura y flujo, después llenar la hoja de recabación de datos.

HOJA DE RECABACIÓN DE DATOS

		P.A Hilton Limited		
Toma de datos No.				
Número del componente	Descripción	Tendencia	Lectura/ ajuste	Unidades
15	Presión de salida del evaporador congelador			Bar
16	Presión de salida del evaporador enfriador			Bar
17	Cierre del termostato-congelador	/		Grados °C
17	Diferencial de termostato-congelador	/		Grados °C
18	Cierre del termostato-enfriador	/		Grados °C
18	Diferencial del termostato-enfriador	/		Grados °C
21	Termómetro- congelador			Grados °C
22	Termómetro- enfriador			Grados °C
23	Interruptor de descarga del compresor de alta presión de salida.	/		Bar
23	Interruptor de descarga del compresor de alta presión de entrada	/		Bar
24	Interruptor de presión baja de succión de salida	/		Bar
24	Interruptor de presión baja de succión de entrada.	/		Bar
25	Presión de descarga del compresor			Bar
26	Presión del indicador compuesto de succión del compresor			Bar
47	Flujómetro-congelador			Gramos/segundo
48	Flujómetro-enfriador			Gramos/segundo
T0	Ambiente			Grados °C
T1	Succión del compresor			Grados °C
T2	Descarga del compresor			Grados °C
T3	Líquido			Grados °C
T4	Entrada del evaporador congelador			Grados °C
T5	Salida del evaporador congelador			Grados °C
T6	Entrada del evaporador enfriador			Grados °C
T7	Salida del evaporador enfriador			Grados °C
T8	Entrada del condensador			Grados °C
T9	Salida del condensador			Grados °C

Tabla 2. Hoja de recabación de datos.

4.3 ANALISIS EXERGÉTICO DE UNIDAD DE PRÁCTICAS AVANZADAS DE REFRIGERACIÓN.

4.3.1 Diagrama de flujo de la unidad de prácticas avanzadas de refrigeración.

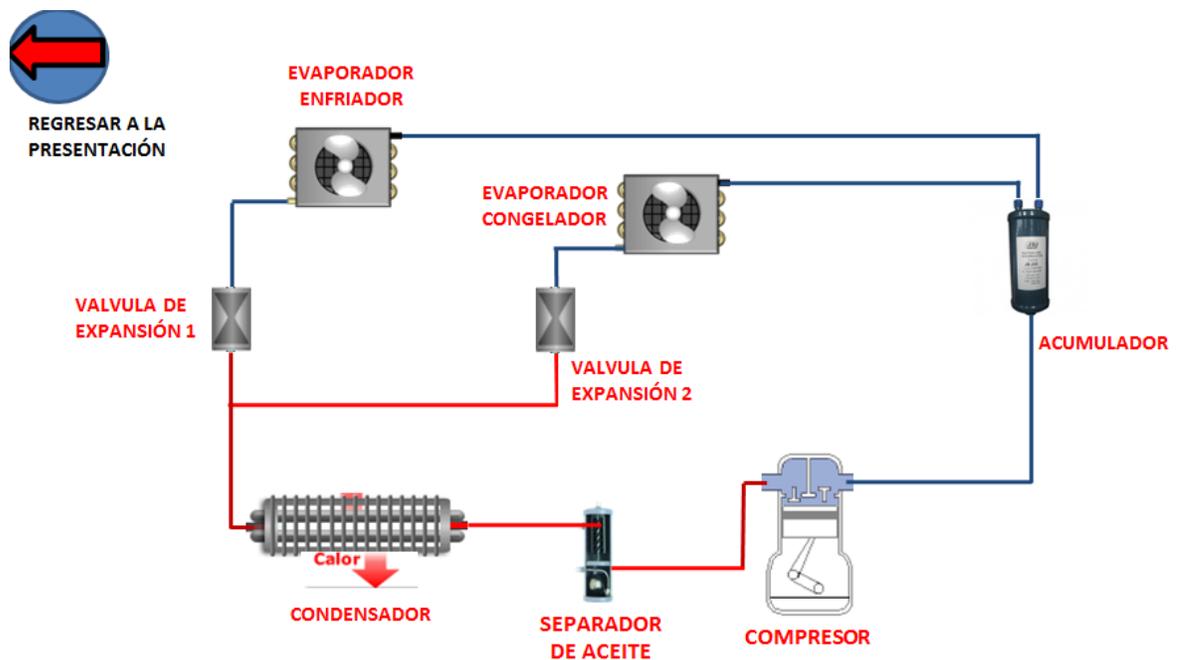


Figura 13. Diagrama de flujo de proceso de la unidad de prácticas avanzadas de refrigeración.

4.3.2 Cálculo de la carga térmica del evaporador enfriador y el evaporador congelador.

Para el cálculo de la carga térmica del evaporador enfriador y el evaporador congelador tomamos en cuenta la lectura de los flujómetros de la unidad de prácticas avanzadas de refrigeración.



Figura 14. Flujometro en gr/seg

La lectura del flujo másico del refrigerante 134a que entra a la válvula de expansión y al evaporador enfriador es 6 gr/seg y la lectura del flujo másico del refrigerante 134a que entra al evaporador congelador es de 4 gr/seg, realizando cuenta un balance de materia y energía en base a la primera ley de la termodinámica para sistemas abiertos.

$$Q_{Tevap} = \dot{m} C_p (t_2 - t_1) = \dot{m} (h_2 - h_1) \dots\dots\dots(4.1)$$

Tomando en cuenta el flujo másico de los evaporadores y calculando las entalpías a la entrada y salida de los evaporadores se calcula la carga térmica de cada evaporador.

Tomando como datos las temperaturas y presiones a la entrada y salida de los evaporadores con el software TPX, se calculan las entalpías.

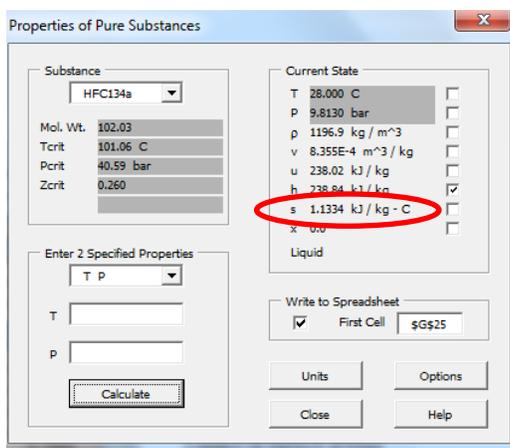


Figura 15. Entalpía a la entrada del evaporador

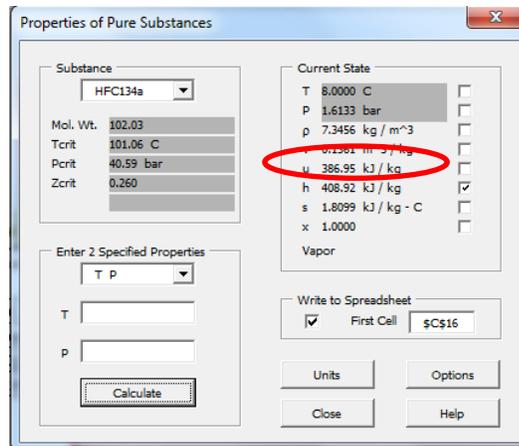


Figura 16. Entalpía a la salida del evaporador

4.3.2.1 Calculo de la carga térmica del evaporador enfriador

Al sustituir en la ecuación 4.1 el flujo másico y las entalpías de entrada y salida del evaporador calculamos la carga térmica para el evaporador enfriador.

$$Q_{TEVAP} = (0.006 \text{ kg} / \text{seg})(408.9156 - 238.8388) \text{ kJ} / \text{kg} = 1.0205 \text{ kW}$$

4.3.2.2 Cálculo de la carga térmica total

Para el cálculo de la carga térmica de evaporador congelador se siguen los pasos anteriores, y se suman la carga térmica del evaporador enfriador y la del evaporador congelador.

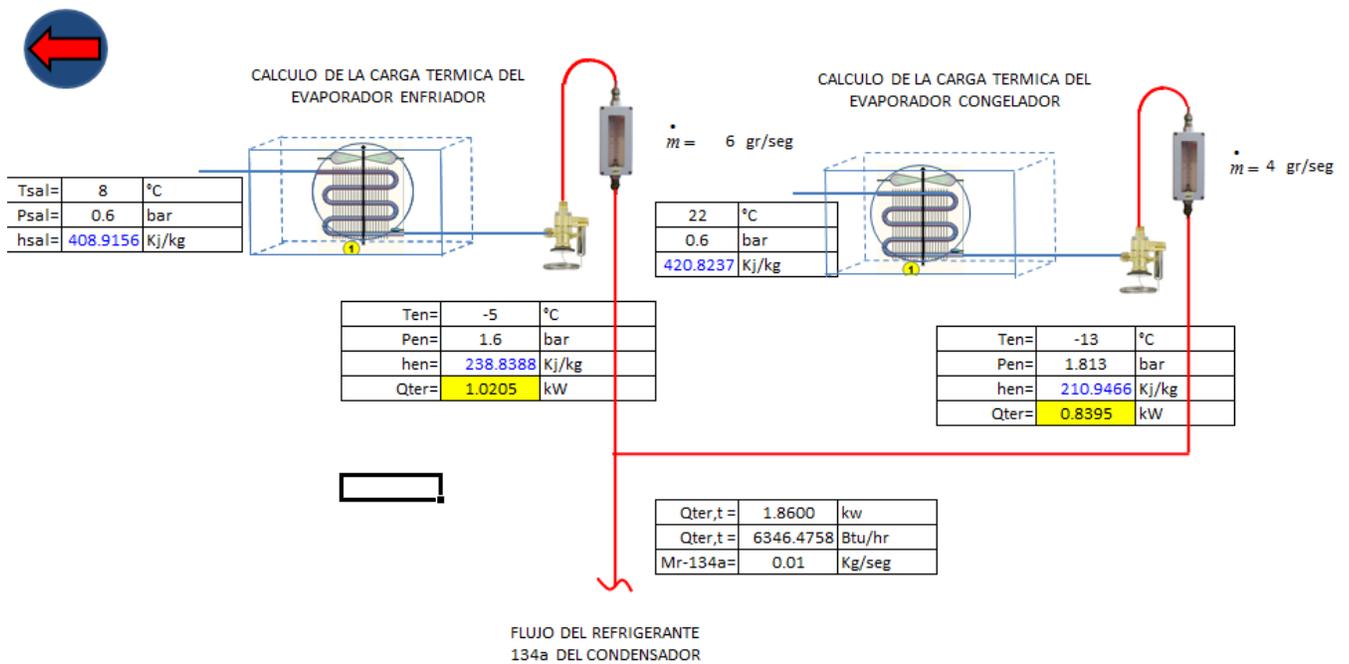


Figura 17. Calculo de la carga térmica total

4.3.3 Análisis exergético del compresor

4.3.3.1 Cálculo a la entrada del compresor

Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la entrada del compresor, tomando como datos de entrada la presión y la temperatura en el compresor de la unidad de prácticas avanzada de refrigeración se calculó, en el software TPX las siguientes propiedades.

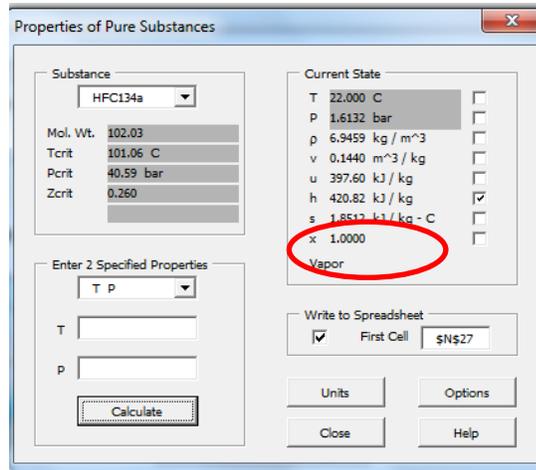


Figura 18. Calculo de la entalpía, entropía del refrigerante a la entrada del compresor.

Sustituyendo los valores de entalpía y entropía en la ecuación 2 se calcula la exergía del refrigerante a la entrada del compresor.

$$\psi_{ent} = \dot{m} [h_{ent} - h_o] - T_o [s_{ent} - s_o] \dots \dots \dots (4.2)$$

$$\psi_{ent} = (0.0100 \text{ kg / seg}) [420.8 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.851 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K} = 0.1133 \text{ kW}$$

4.3.3.2 Cálculo a la salida del compresor

Para calcular la entalpía, entropía y exergía a la salida del compresor, tomando como datos de salida la presión y la temperatura en el compresor se sigue la metodología del punto 4.3.3.1

$$\psi_{ent} = (0.0100 \text{ kg / seg}) [468.9 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.867 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K} = 0.5462 \text{ kW}$$

$$\Delta\psi = 0.5462 - 0.1133 = 0.4329 \text{ kW}$$

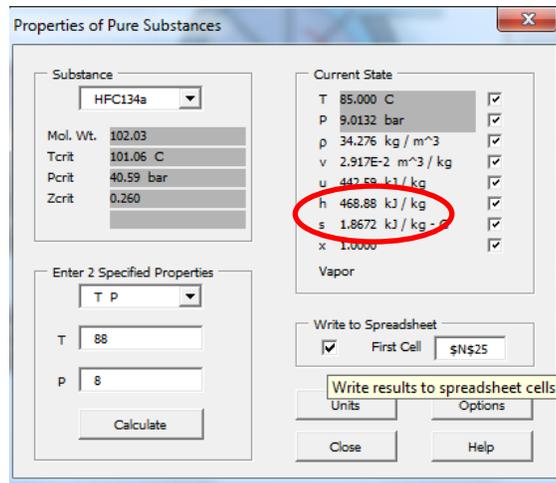


Figura 19. Cálculo de la entalpía, entropía del refrigerante a la salida del compresor.

4.3.3.3 Cálculo del trabajo isentrópico, trabajo real, rendimiento isentrópico y potencia del compresor.

Se calcula el trabajo isentrópico con la ecuación 4.3, tomando en cuenta la presión y la entropía constante de la entrada del compresor.

$$W_{ideal} = \dot{m} (h_{ent} - h_{ideal}) \dots \dots \dots (4.3)$$

donde:

h_{ent} = entalpía del gas refrigerante a la entrada del compresor en kJ / kg

h_{ideal} = entalpía del gas refrigerante a la salida del compresor considerando proceso isentrópico kJ / kg

W_{ideal} = trabajo isentrópico kJ / kg

Sustituyendo en la ecuación 4.3 se calcula el trabajo isentrópico.

$$W_{ideal} = h_{ent} - h_{ideal} = (0.0100 \text{ kg / seg})(463.2 - 420.8) \text{ kJ / kg} = 0.4238 \text{ kW}$$

Para el cálculo del trabajo real

$$W_{real} = \dot{m} (h_{ent} - h_{sal}) \dots\dots\dots (4.4)$$

donde :

h_{ent} = entalpía real del gas refrigerante a la entrada del compresor en kJ / kg

h_{sal} = entalpía real del gas refrigerante a la salida del compresor kJ / kg

W_{real} = trabajo real kJ / kg

Sustituyendo en la ecuación 4.4 se calcula el trabajo real.

$$W_{real} = h_{ent} - h_{sal} = (0.0100 \text{kg} / \text{seg})(468.9 - 420.8) \text{kJ} / \text{kg} = 0.4806 \text{kW}$$

Para calcular el rendimiento isentrópico, se despeja y sustituye en la ecuación 4.5

$$W_{real} = \frac{W_{ideal}}{\eta_s} \dots\dots\dots(4.5)$$

donde :

W_{real} = trabajo real del compresor en kJ / kg

η_s = rendimiento isentrópico del compresor

W_{ideal} = trabajo ideal del compresor en kJ / kg

$$\eta_s = \frac{W_{ideal}}{W_{real}} = \frac{0.4238 \text{ kW}}{0.4806 \text{ kW}} = 0.8818$$

La potencia del compresor se calcula sustituyendo el trabajo real y el flujo másico en la ecuación 4.6.

$$N_c = \dot{m}_{R-134a} * W_{real} \dots\dots\dots (4.6)$$

donde :

$N_c =$ potencia del compresor en kW

$m =$ flujo masico del refrigerante 134a en kg / seg

$W_{reall} =$ trabajo real del compresor en kJ / kg

$$N_c = (0.0100 \text{ kg / seg})(48.06 \text{ kJ / kg}) = 0.4806 \text{ kW}$$

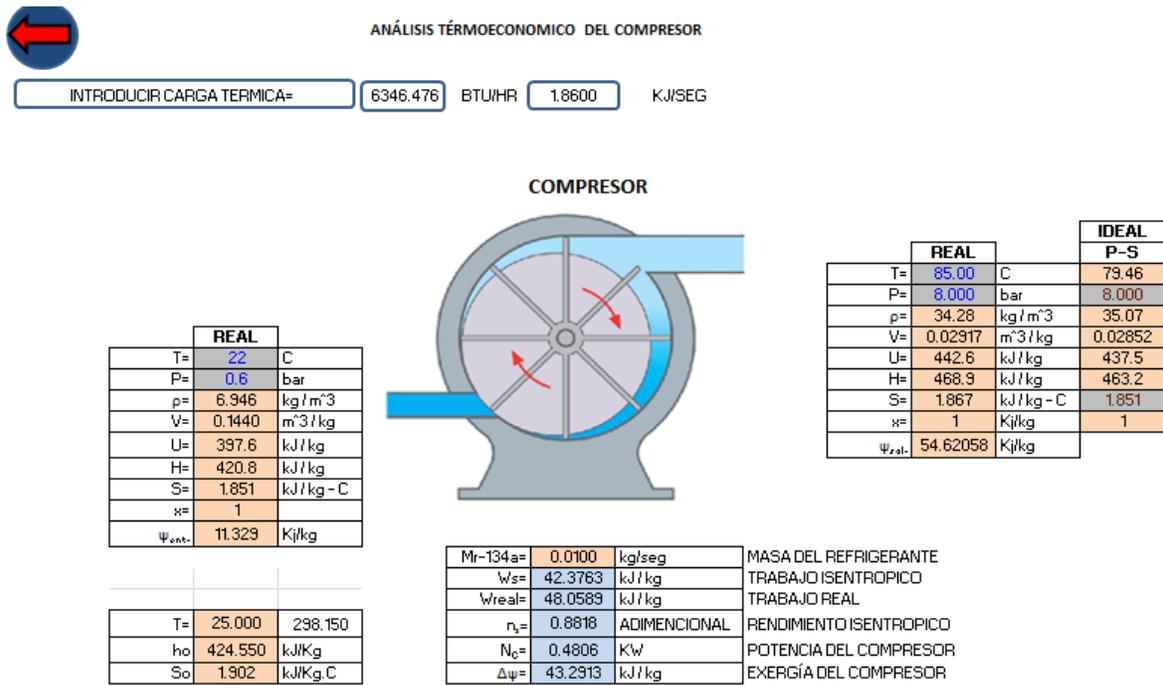


Figura 20. Análisis exegético del compresor

4.3.4 Análisis exergético del condensador.

4.3.4.1 Cálculo de la entalpía, entropía y exergía a la entrada del condensador.

Tomando como datos de iniciales la presión y la temperatura en la entrada del condensador de la unidad de prácticas avanzada de refrigeración se calculó, en el software TPX las siguientes propiedades: entalpía y entropía.

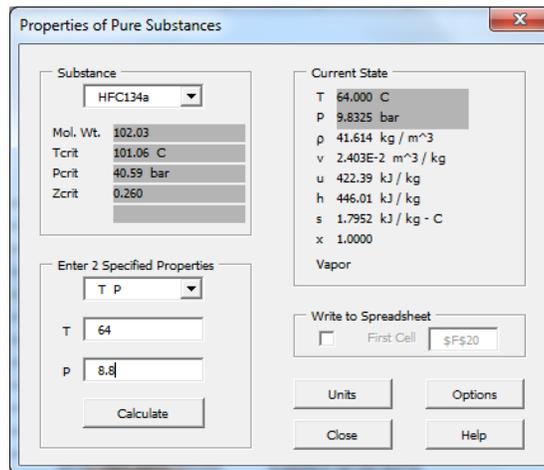


Figura 21. Cálculo de la entalpía, entropía del refrigerante a la entrada del condensador.

Sustituyendo los valores de entalpía y entropía en la ecuación 4.2 se calcula la exergía del refrigerante a la entrada del compresor.

$$\psi_{ent} = \dot{m} [h_{ent} - h_o] - T_o [s_{ent} - s_o]$$

$$\psi_{ent} = (0.0100 \text{ kg / seg}) [446.1 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.7952 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K} = 0.5320 \text{ kW}$$

4.3.4.2 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la salida del condensador.

Para calcular la entalpía, entropía y exergía a la salida del condensador Tomando como datos de salida la presión y la temperatura en el compresor se sigue la metodología del punto anterior.

$$\psi_{sal} = (0.0100 \text{ kg / seg}) [238.8 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.133 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}^{-1} = 0.4348 \text{ kW}$$

$$\Delta\psi = 0.4348 - 0.5320 = -0.0982 \text{ kW}$$

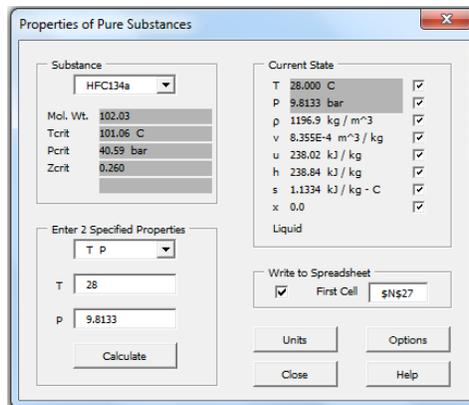


Figura 22. Calculo de la entalpía, entropía del refrigerante a la salida del condensador.

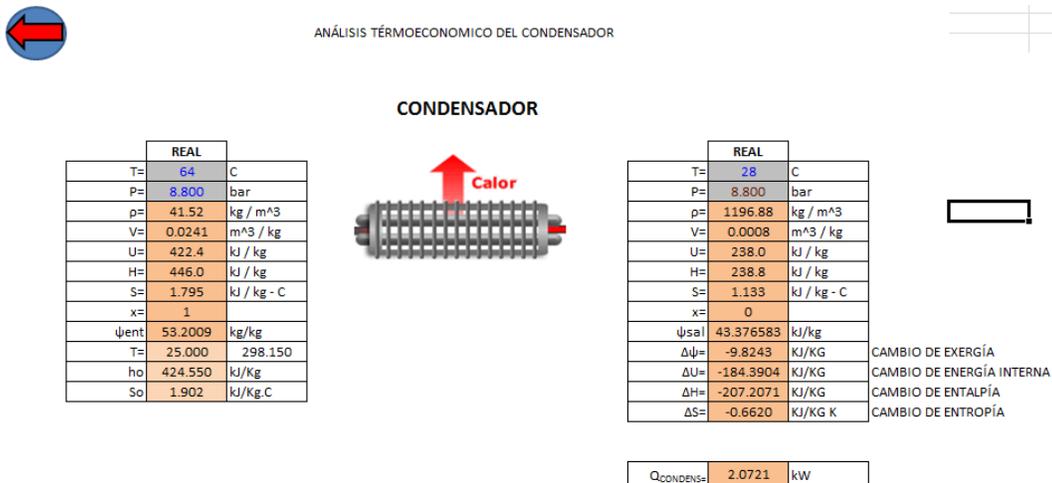


Figura 23. Análisis Exegético del condensador

4.3.5 Análisis exerético del la válvula de expansión 1.

4.3.5.1 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la entrada de la válvula de expansión 1.

Tomando como datos de iniciales la presión y la temperatura en la entrada de la válvula de expansión de la unidad de prácticas avanzada de refrigeración se calculó, en el software TPX las siguientes propiedades: entalpía y entropía.

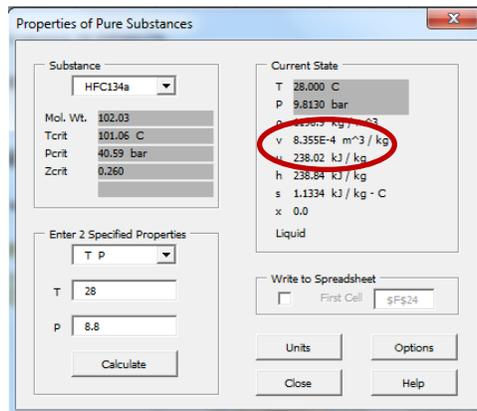


Figura 24. Calculo de la entalpía y entropía a la entrada de la válvula de expansión 1

Sustituyendo los valores de entalpía y entropía en la ecuación 4.2 se calcula la exergía del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión.

$$\psi_{ent} = \dot{m} [h_{ent} - h_o] - T_o [s_{ent} - s_o]$$

$$\psi_{ent} = (0.0100 \text{ kg / seg}) [238.84 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.133 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$$

$$\psi_{ent} = 0.4338 \text{ kW}$$

4.3.5.2 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la entrada de la válvula de expansión 1.

Tomando como datos de salida la entalpía constante y la temperatura en la válvula de expansión se sigue la metodología del punto 4.3.5.1

$$\psi_{sal} = (0.0100 \text{ kg / seg}) [238.8 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.165 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}^{-1} = 0.3406 \text{ kW}$$

$$\Delta\psi = 0.4348 - 0.3406 = .0932 \text{ kW}$$



ANÁLISIS EXÉRGÉTICO DEL LA VALVULA DE EXPANSIÓN

VALVULA DE EXPANSION 1



Figura 25. Análisis Exegético de la válvula de expansión 1

4.3.6 análisis exergético del evaporador enfriador

4.3.6.1 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la entrada del evaporador enfriador.

Tomando como datos de iniciales la presión y la temperatura en la entrada del evaporador enfriador de la unidad de prácticas avanzada de refrigeración se calculó, en el software TPX las siguientes propiedades: entalpía y entropía.

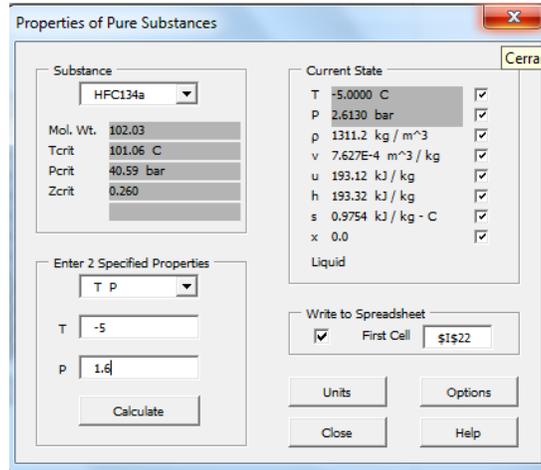


Figura 26. Calculo de la entalpía y entropía a la entrada del evaporador enfriador.

Sustituyendo los valores de entalpía y entropía en la ecuación 4.2 se calcula la exergía del refrigerante a la entrada del evaporador enfriador.

$$\dot{\psi}_{ent} = \dot{m} [h_{ent} - h_o] - T_o (\dot{m} s_{ent} - \dot{m} s_o)$$

$$\dot{\psi}_{ent} = (0.006 \text{ kg / seg}) [193.3 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (0.975 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K} = 0.2697 \text{ kW}$$

4.3.6.2 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la salida del evaporador enfriador.

Tomando como datos de salida, la presión constante y la temperatura en el evaporador enfriador se sigue la metodología de cálculo del punto 4.3.6.1

$$\dot{\psi}_{sal} = (0.006 \text{ kg / seg}) [406.5 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.764 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K} = 0.1379 \text{ kW}$$

$$\Delta\dot{\psi} = \dot{\psi}_{ent} - \dot{\psi}_{sal} = 0.2697 - 0.1379 = 0.1319 \text{ kW}$$

Para calcular el calor de evaporación se sustituye el flujo másico y las entalpías de entrada y salida en la ecuación 4.7

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_{sal} - h_{ent}) \dots\dots\dots (4.7)$$

$$Q_{evap} = (0.006 \text{ kg / seg})(408.9156 - 238.8388) \text{ kJ / kg} = 1.0205 \text{ kW}$$

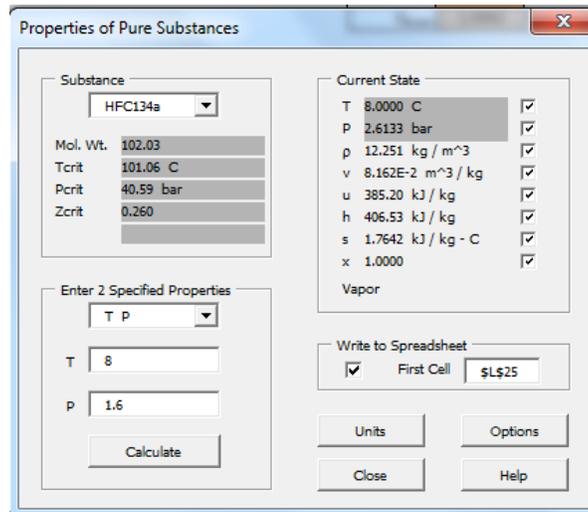


Figura 27. Calculo de la entalpía y entropía a la salida del evaporador enfriador.

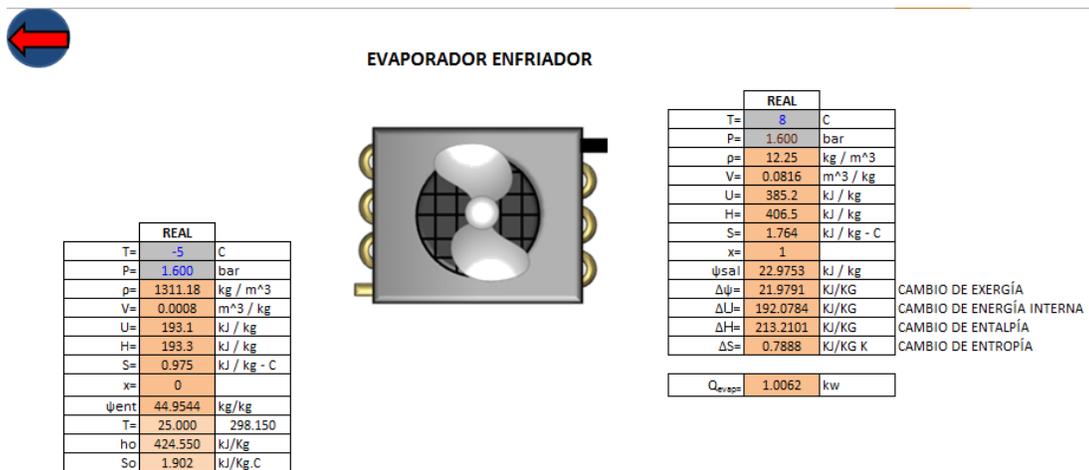


Figura 28. Análisis Exegético del evaporador enfriador

4.3.7 Análisis exerético de la válvula de expansión 2

4.3.7.1 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la entrada de la válvula de expansión 4.2

Tomando como datos de iniciales la presión y la temperatura en la entrada de la válvula de expansión de la unidad de prácticas avanzada de refrigeración se calculó, en el software TPX las siguientes propiedades: entalpía y entropía.

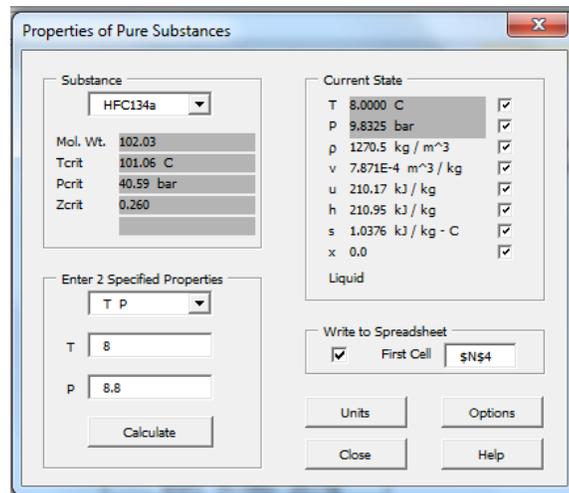


Figura 29. Calculo de la entalpía y entropía a la entrada de la válvula de expansión 2

Sustituyendo los valores de entalpía y entropía en la ecuación 4.2 se calcula la exergía del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión.

$$\psi_{ent} = \dot{m} [h_{ent} - h_o] - T_o [s_{ent} - s_o]$$

$$\psi_{ent} = (0.0100 \text{ kg / seg}) [10.9 - 424.550] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.038 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K} =$$

$$\psi_{ent} = 0.4405 \text{ kW}$$

4.3.7.2 Cálculo de la entalpía, entropía y exergía a la salida de la válvula de expansión 2

Tomando como datos de salida la entalpía constante y la temperatura en la válvula de expansión 2, se sigue la metodología de cálculo del punto 4.3.7.1

$$\psi_{sal} = (0.0100 \text{ kg} / \text{seg}) \left[20.9 - 424.550 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 298.15 \text{ K} (1.044 - 1.902) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot \text{K}^{-1} \right]$$

$$\psi_{sal} = 0.3406 \text{ kW}$$

$$\Delta\psi = \psi_{ent} - \psi_{sal}$$

$$\Delta\psi = 0.4348 - 0.3406 = .0932 \text{ kW}$$

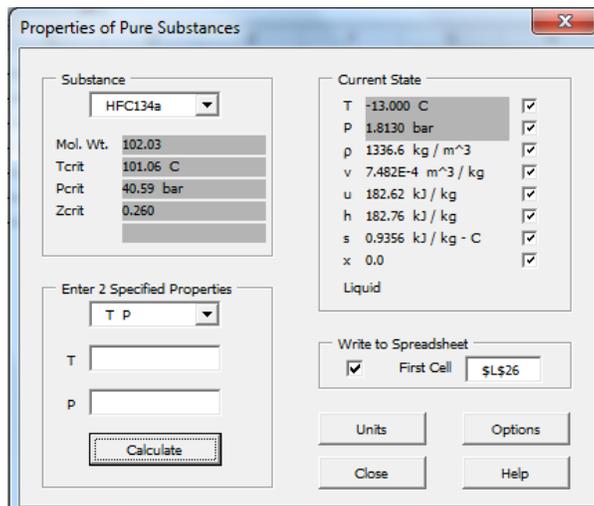


Figura 30. Cálculo de la entalpía y entropía a la salida de la válvula de expansión 2

4.3.8 Análisis exergético del evaporador congelador.

4.3.8.1 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la entrada del evaporador congelador.

Tomando como datos iniciales la presión y la temperatura en la entrada del evaporador congelador de la unidad de prácticas avanzada de refrigeración, se calculó en el software TPX las siguientes propiedades: entalpía y entropía.

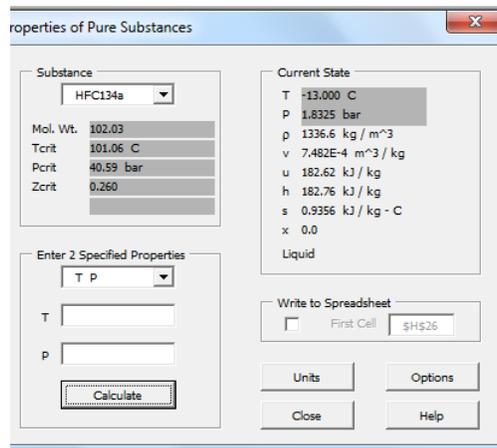


Figura 31. Calculo de la entalpía y entropía a la entrada del evaporador congelador.

Sustituyendo los valores de entalpía y entropía en la ecuación 4.2 se calcula la exergía del refrigerante a la entrada del evaporador congelador.

$$\psi_{ent} = \dot{m} \left[h_{ent} - h_o \right] - T_o \left[s_{ent} - s_o \right]$$

$$\psi_{ent} = (0.0040 \text{ kg / seg}) \left[82.8 - 424.550 \right] \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (0.936 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}^{-1}$$

$$\psi_{ent} = 0.1850 \text{ kW}$$

4.3.8.2 Calculo de la entalpía, entropía y exergía a la salida del evaporador congelador.

Tomando como datos de salida, la presión constante y la temperatura en el evaporador congelador se sigue la metodología de cálculo del punto 4.3.8.1

$$\psi_{sal} = (0.004 \text{ kg / seg}) [419.6 - 424.550 \text{ kJ / kg} - 298.15 \text{ K} (1.838 - 1.902) \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}^{-1}] = 0.0563 \text{ kW}$$

$$\Delta\psi = \psi_{ent} - \psi_{sal} = 0.1850 - 0.0563 = 0.1287 \text{ kW}$$

Para calcular el calor de evaporación se sustituye el flujo másico y las entalpías de entrada y salida en la ecuación 4.8

$$Q_{evap} = \dot{m}(h_{sal} - h_{ent}) \dots\dots\dots (4.8)$$

$$Q_{evap} = (0.004 \text{ kg / seg})(419.6 - 182.8) \text{ kJ / kg} = 0.8345 \text{ kW}$$



EVAPORADOR ENFRIADOR



	REAL	
T=	-5	C
P=	1.600	bar
ρ=	1311.18	kg / m ³
V=	0.0008	m ³ / kg
U=	193.1	kJ / kg
H=	193.3	kJ / kg
S=	0.975	kJ / kg - C
x=	0	
ψ _{ent}	44.9544	kg/kg
T=	25.000	298.150
h _o	424.550	kJ/Kg
S _o	1.902	kJ/kg.C

	REAL	
T=	8	C
P=	1.600	bar
ρ=	12.25	kg / m ³
V=	0.0816	m ³ / kg
U=	385.2	kJ / kg
H=	406.5	kJ / kg
S=	1.764	kJ / kg - C
x=	1	
ψ _{sal}	22.9753	kJ / kg
Δψ=	21.9791	KJ/KG
ΔU=	192.0784	KJ/KG
ΔH=	213.2101	KJ/KG
ΔS=	0.7888	KJ/KG K
Q _{evap}	1.0062	kw

CAMBIO DE EXERGÍA
 CAMBIO DE ENERGÍA INTERNA
 CAMBIO DE ENTALPÍA
 CAMBIO DE ENTROPÍA

Figura 32. Análisis Exegético del evaporador congelador

4.3.9 cálculo del coeficiente de operación real.

4.3.9.1 Calculo del coeficiente de operación real como refrigerador

Para calcular el coeficiente de operación como refrigerador sustituimos en la ecuación (4.9), el calor evaporado en el evaporador enfriador y el evaporador congelador, entre el trabajo real del compresor.

$$COP_R = \frac{Q_{EVA,ENFRIADOR} + Q_{EVA,CONGELADOR}}{W_{REAL}} \dots\dots\dots (4.9)$$

donde :

COP_R = Coeficiente de operación de refrigeración

$Q_{EVA,ENFRIADOR}$ = Calor del evaporador enfriador kW

$Q_{EVA,CONGELADOR}$ = Calor del evaporador congelador kW

W_{REAL} = Trabajo real del compresor kW

$$COP_R = \frac{1.0205 \text{ kW} + 0.8395 \text{ kW}}{0.4806 \text{ kW}} = 3.870$$

4.3.9.2 Calculo del coeficiente de operación real como bomba de calor.

Para calcular el coeficiente de operación como bomba de calor sustituimos en la ecuación (4.10), el calor evaporado en el evaporador enfriador, el calor evaporado en el evaporador congelador y el calor de rechazo en el condensador, entre el trabajo real del compresor.

$$COP_{BC} = \frac{Q_{EVA,ENFRIADOR} + Q_{EVA,CONGELADOR} + Q_{CONDENSADOR}}{W_{REAL}} \dots\dots\dots (4.10)$$

donde :

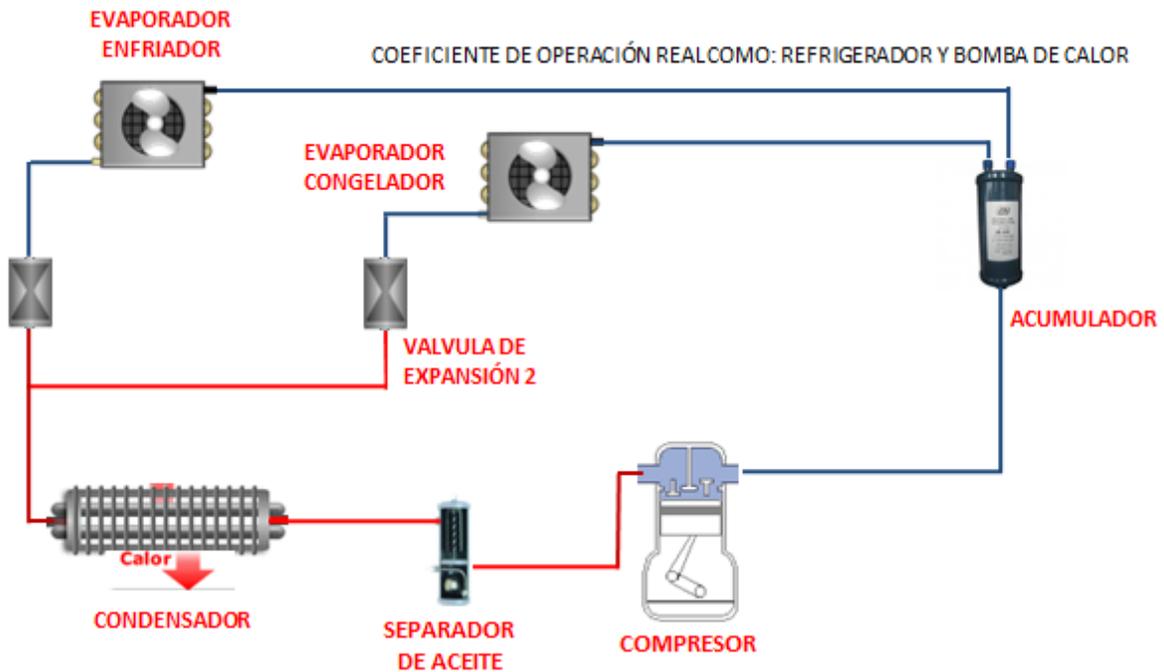
COP_{BC} = Coeficiente de operación como bomba de calor

$Q_{EVAP,ENFRIADOR}$ = Calor del evaporador enfriador kW

$Q_{EVAP,CONGELADOR}$ = Calor del evaporador congelador kW

$Q_{CONDENSADOR}$ = Calor de rechazo del condensador kW

W_{REAL} = Trabajo real del compresor kW



$Q_{EV,ENFRIADOR} =$	1.0205	Kw
$Q_{EV,CONGELADOR} =$	0.8395	Kw
$Q_{CONDENS} =$	2.0721	Kw
$W_{REAL,COM} =$	0.4806	Kw
$COP_{REAL,B.C} =$	8.1817	ADIMENCIONAL
$COP_{REAL,SEC} =$	3.870	ADIMENCIONAL

Figura 33. Cálculo del coeficiente real como refrigerador y bomba de calor.

CAPITULO V.

RESULTADOS

CAPITULO V. RESULTADOS

5.1 RESULTADOS

En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Sin embargo, en la práctica, no es posible controlar el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso, es fácil diseñar el sistema de modo que el refrigerante se sobrecaliente ligeramente en la entrada del compresor. Este ligero sobrecalentamiento asegura que el refrigerante se evapore por completo cuando entra al compresor. También, la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga; por lo tanto, la caída de presión ocasionada por la fricción del fluido y la transferencia de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativas. El resultado del sobrecalentamiento, de la ganancia de calor en la línea de conexión y las caídas de presión en el evaporador y la línea de conexión, consiste en un incremento en el volumen específico y, por consiguiente, en un incremento en los requerimientos de entrada de potencia al compresor puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico.

El proceso de compresión es el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor, lo que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. Por consiguiente, la entropía del refrigerante puede incrementarse o disminuir durante un proceso de compresión real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión real puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entrada de trabajo son más pequeños en este caso. De ese modo, el refrigerante debe enfriarse durante el proceso compresión siempre que sea práctico y económico hacerlo.

En el caso ideal, se supone que el refrigerante sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. En realidad, es inevitable tener cierta

caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento además no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense por completo. En consecuencia, el refrigerante se subenfriará un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. A pesar de todo esto, se debe tener en mente dado que el refrigerante entra al evaporador con una entalpía inferior y por ello puede absorber más calor del espacio refrigerado. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña.

BIBLIOGRAFÍA

- 1 Arkharov A. (2010). Analysis of energy systems in a single thermodynamic temperature field. Chemical and Petroleum Engineering. Springer Science. Moscow.
- 2 Blanco A., Sanchez M. y Peña J. (2010) Exergetic comparison of two different cooling technologies for the power cycle of a thermal power plant. Energy. Elsevier. Las Palmas.
- 3 Demirel Y. (2007) Nonequilibrium Thermodynamics; Transport and Rate Processes in Physical, Chemical and Biological Systems. Segunda edición. Elsevier. Lincoln.
- 4 Deng J., Wang R., Wu J., Han G., Wu D. y Li S. (2007). Exergy cost analysis of a micro-trigeneration system based on the structural theory of thermoeconomics. Science Direct, Elsevier. Shanghai.
- 5 Fábrega F., D'Angelo J. y Rossi J. (2009) Exergetic analysis of the refrigeration system in ethylene and propylene production process. Science Direct. Elsevier. Campinas.
- 6 Hepbasli A. (2010) A review on energetic, exergetic and exergoeconomic aspects of geothermal district heating systems (GDHSs). Energy Conversion and Management. Elsevier. Izmir.
- 7 Kang M., Lingen M. y Fengrui S. (2009) Profit rate performance optimization for a generalized irreversible combined refrigeration cycle. Sadhana. Wuhan.
- 8 Misra D., Sahoo P. y Gupta A. (2001) Application of the exergetic cost theory to the LiBr/H₂O vapour absorption system. Energy. Elsevier. Silchar.
- 9 Morosuk T. y Tsatsaronis G. (2009) Advanced exergetic evaluation of refrigeration machines using different working fluids. Energy. Elsevier. Berlin.
- 10 Ozgener O. y Ozgener L. (2010) Exergoeconomic analysis of an underground air tunnel system for greenhouse cooling system. International Journal of Refrigeration. Elsevier. Manisa.
- 11 Zhang C. Chen S. Zheng C. Lou X. (2006) Thermoeconomic diagnosis of a coal fired power plant. Energy Conversion and Management. Elsevier. Hubei.