

Evaluación del sistema de refrigeración mecánica con propano industrial en una planta de
recobro de líquidos de gas natural

Judy Vanessa Carvajal Mejía, Sharon Marcela Osorio Calderón

Trabajo de grado para optar el título de ingeniería de petróleos

Directora

Helena Margarita Ribón Barrios

M.sc en Ingeniería de Hidrocarburos

Universidad Industrial de Santander

Facultad de Ingeniería Fisicoquímica

Escuela de Ingeniería de Petróleos

Bucaramanga

2019

Dedicatoria

Doy gracias a la vida, a Dios y a mi familia por concederme gozar de este momento.

A mi padre, madre y hermano por ser mi motor, motivación y entrega de mis metas.

A mis tías y tíos que me brindaron su hogar, su bondad y su ayuda en todo momento.

A mi novio por su amor, por su apoyo y por sus ganas de vivir cada momento a mi lado.

Y a mis grandes amigos por ser mi familia fuera de casa.

SHARON OSORIO

A Dios por bendecirme todos los días, la gloria y honra sea siempre para Él

A mi madre Patricia Mejía y Padre Edwin Carvajal, por haberme educado

como la persona que soy, todos mis logros se los debo siendo este

el más importante hasta este momento en mi vida.

A mi familia por ser bastón y apoyo incondicional

A cada persona que ha hecho parte de este proceso, todos han

aportado en mi formación como ser humano.

VANESSA CARVAJAL

Agradecimientos

Gracias a la Universidad Industrial de Santander por ser el mecanismo para construir nuestros sueños, por permitirnos gozar de una excelente educación y garantizar nuestro desarrollo personal de la manera más culta.

A la escuela de ingeniería de petróleos por ofrecernos profesores de sublime talento y calidad humana que hacen que hoy por hoy lleguemos a finalizar esta etapa de nuestras vidas con el más optimo conocimiento y con las fortalezas para comenzar una vida laboral.

A nuestra directora M.Sc. Helena Margarita Ribón Barrios por ser una guía, una maestra, una mentora de nuestro trabajo y formación.

A nuestros padres por ser nuestra motivación, por su esfuerzo, por su consuelo en cada obstáculo presentado en estos años vividos y por toda su sabiduría en guiarnos siempre a escoger el mejor camino de la vida.

A nuestros amigos por ser un apoyo, un complemento en nuestra carrera y por facilitarnos la estancia en un lugar lejos de casa, lleno de risas y buenos momentos.

A Cesar Dulcey por ser una persona muy generosa con su gran conocimiento y su bondadosa ayuda.

Tabla de Contenido

Introducción.....	18
1. Objetivos.....	19
1.1 Objetivo general	19
1.2 Objetivo específico	19
2. Tecnología del sistema de refrigeración mecánica	20
2.1 Marco referencial.....	20
2.1.1 Gas natural.	20
2.1.2 Sistemas de refrigeración.....	22
2.1.3 Ciclos termodinámicos.	24
2.1.3.1 Leyes de la termodinámica.....	25
2.1.3.2 Ciclo de Carnot.	26
2.1.3.3 Diagramas.....	26
2.1.3.3.1 Diagrama de Mollier..	26
2.1.3.3.2 Diagrama de Temperatura-Entropía.....	28
2.2 Refrigerantes	28
2.2.1. Propano como refrigerante.....	29
2.2.2 Indicadores energéticos.	30
2.2.2.1 Efecto refrigerante.	30
2.2.2.2 Capacidad de refrigeración.....	31

2.2.2.3 Trabajo de compresión.....	31
2.2.2.4 Calor liberado en el condensador.....	31
2.2.2.5 Coeficiente de rendimiento.	32
2.3 Refrigeración mecánica.....	32
2.3.1 Descripción termodinámica del ciclo de refrigeración.....	34
2.3.2 Proceso de refrigeración mecánica real.	35
2.3.3 Ciclo de compresión de vapor de 2 etapas.....	37
2.4 Análisis termodinámico	39
2.4.1 Análisis en el Evaporador (<i>Chiller</i>).....	40
2.4.2 Análisis en el Compresor.....	42
2.4.3 Análisis en el Condensador.....	45
2.4.4 Análisis en la Válvula de expansión.....	47
2.5 Problemas frecuentes en las plantas de refrigeración mecánica.....	48
2.5.1 Sobrecarga de líquidos y almacenamiento.	48
2.5.2 Pureza del refrigerante.....	48
2.5.3 Problemas en compresores reciprocantes.	49
2.5.4 Problemas en el evaporador.....	50
2.5.5 Problemas en la válvula de termo expansión. y	50
2.5.6 Problemas en el condensador.....	51

2.6 Determinación de las variables claves en un sistema de refrigeración mecánica con propano como refrigerante	52
3. Descripción del caso base	53
3.1 Descripción de una planta de refrigeración mecánica para el recobro de líquidos	53
3.1.1 Proceso de compresión..	53
3.1.2 Ciclo de refrigeración.	54
3.1.3 Recuperación de líquidos.....	56
3.2 Determinación de las condiciones de operación de una planta de refrigeración mecánica para el recobro de líquidos mediante el simulador Aspen Hysys V8.8.....	57
3.2.1 Establecimiento de las condiciones del gas a la planta propuesta..	57
3.2.2 Selección del paquete termodinámico para el proceso de simulación..	59
3.2.3 Esquema propuesto para la simulación de la planta de refrigeración mecánica con propano para la recuperación de líquidos.....	60
3.2.3.1 Descripción general del proceso.....	60
4. Evaluación de escenarios operacionales mediante el simulador Aspen Hysys V8.8.....	62
4.1 Escenario base	62
4.2 Escenarios operacionales	69
4.2.1 Escenario 1: Baja presión de condensación.	69
4.2.2 Escenario 2: Inundación de refrigerante liquido en el compresor.....	75
4.2.3 Escenario 3: Pureza del refrigerante.....	83

4.2.4 Escenario 4: Aumento de la temperatura del intercambiador de calor.....	89
5. Guía de identificación de problemas operacionales.....	98
6. Conclusiones	100
7. Recomendaciones.....	101
Referencias bibliográficas	102

Lista de Tablas

Tabla 1. Clasificación del gas natural.....	20
Tabla 2. Productos obtenidos en el recobro de líquidos	21
Tabla 3. Especificación del gas natural en Colombia.....	22
Tabla 4. Sistemas de refrigeración.	23
Tabla 5. Procesos termodinámicos	24
Tabla 6. Leyes termodinámicas presentes en el ciclo de refrigeración	25
Tabla 7. Rangos de temperaturas de enfriamiento de los refrigerantes más usados.	29
Tabla 8. Propiedades del refrigerante propano	30
Tabla 9. Irreversibilidades presentes por equipos en un ciclo de refrigeración mecánica real.	36
Tabla 10. Factores de aplicación en el compresor.....	44
Tabla 11. Variables claves en el sistema de refrigeración mecánica	52
Tabla 12. Composición de las corrientes de entrada al simulador	57
Tabla 13. Condiciones de entrada al simulador	58
Tabla 14. Composición en flujo másico de las corrientes mencionadas	63
Tabla 15. Condiciones del escenario base	64
Tabla 16. Variables operacionales del escenario base.....	65
Tabla 17. Composición en flujo másico de la corriente de condensado para el escenario base	66
Tabla 18. Variables claves del escenario base	67
Tabla 19. Variables operacionales simuladas con el cambio de la temperatura ambiente	70
Tabla 20. Variables claves simuladas con el cambio de la temperatura ambiente.....	71
Tabla 21. Composición de flujo másico de la corriente del condensado.....	73

Tabla 22. Variables operacionales con el ajuste del flujo de propano.	75
Tabla 23. Variables operacionales simuladas con el cambio de la fracción de vapor.....	76
Tabla 24. Variables claves simuladas con el cambio de la fracción de vapor	77
Tabla 25. Composición de flujo másico de la corriente condensado para el escenario 2.....	79
Tabla 26. Variables operacionales con el ajuste de propano para el escenario 2.....	82
Tabla 27. Composición del refrigerante	83
Tabla 28. Variables operacionales simuladas con el cambio de composición del refrigerante.	84
Tabla 29. Variables claves simuladas con el cambio de composición del refrigerante.....	84
Tabla 30. Composición de flujo másico de la corriente condensado para el escenario 3.....	87
Tabla 31. Variables operacionales con el ajuste del flujo de propano.	89
Tabla 32. Variables operacionales simuladas con el cambio de temperatura en él E-104	90
Tabla 33. Variables claves simuladas con el cambio de temperatura en él E-104.....	91
Tabla 34. Composición de flujo másico de la corriente condensado	94
Tabla 35. Variables operacionales con el ajuste del flujo de propano.	96
Tabla 36. Flujo másico del gas de venta.....	98
Tabla 37. Figuras usadas en el diagrama de flujo	99

Lista de Figuras

Figura 1. Diagrama de Mollier del Propano	27
Figura 2. Diagrama T-s para un sistema de refrigeración ideal por compresión de vapor.....	28
Figura 3. Flujo de gas Natural en una planta básica de refrigeración mecánica.....	34
Figura 4. Proceso de flujo en un sistema de refrigeración por compresión de vapor y diagrama P-h.....	35
Figura 5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s real	36
Figura 6. (a) Sistema de refrigeración con dos etapas de compresión. (b) diagrama p-h del ciclo de refrigeración con dos etapas de compresión	38
Figura 7. Proceso termodinámico del refrigerante.	40
Figura 8. Análisis termodinámico en el Chiller	41
Figura 9. Análisis termodinámico en el compresor.....	43
Figura 10. Análisis termodinámico en el condensador.....	45
Figura 11. Análisis termodinámico en la válvula de expansión.....	47
Figura 12. Tren de compresión.	54
Figura 13. Ciclo de refrigeración de dos etapas con flash cooler.	55
Figura 14. Sección recuperación de líquidos.	56
Figura 15. Gráfica de la envolvente del gas.....	63
Figura 16. Gráfica del ciclo de refrigeración. Escenario base.	68
Figura 17. Gráfica ciclos de refrigeración del escenario 1.	72
Figura 18. Eficiencia del sistema del escenario 1.	72
Figura 19. Comportamiento de variables escenario 1	74
Figura 20. Gráfica ciclos de refrigeración del escenario 2	78

Figura 21. Eficiencia del sistema del escenario 2	79
Figura 22. Comportamiento de variables analizadas en el escenario 2	81
Figura 23. Gráfica ciclos de refrigeración escenario 3 y las nuevas envolventes de fase	85
Figura 24. Eficiencia del sistema del escenario 3	86
Figura 25. Comportamiento de variables analizadas en el escenario 3	88
Figura 26. Gráfica ciclos de refrigeración escenario 4.....	92
Figura 27. Gráfica eficiencia del sistema del escenario 4.....	93
Figura 28. Comportamiento de variables analizadas en el escenario 4	95
Figura 29. Gráfica Envolventes del gas y condición del escenario base	97

Lista de Apéndices

(ver apéndices adjuntos en el CD y pueden visualizarlos en la base de datos de la biblioteca UIS)

Apéndice A. Diagrama de flujo. Solución a problemas operacionales presentes en el proceso de Refrigeración Mecánica. Casos operacionales planteados.

RESUMEN

TÍTULO: EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA CON PROPANO INDUSTRIAL EN UNA PLANTA DE RECOBRO DE LÍQUIDOS DE GAS NATURAL.^{*1}

AUTORES: JUDY VANESSA CARVAJAL MEJÍA, SHARON MARCELA OSORIO CALDERÓN.^{**2}

PALABRAS CLAVES: GAS NATURAL, REFRIGERACION MECANICA, PROPANO, RECUPERACION DE LIQUIDOS.

DESCRIPCIÓN: El sistema de refrigeración mecánica es una de las tecnologías de recobro de líquidos del gas natural, adecuada para gases ricos y pobres, con presiones de operación relativamente bajas en comparación con otras. Este sistema es uno de los más viables desde el punto de vista económico, practico y técnico; sin embargo, presenta muchas variables dependientes que, con un leve cambio en alguna de ellas, se ven afectadas las demás ocasionando una inestabilidad en el proceso de refrigeración que repercute en el recobro de líquidos.

Tras el planteamiento de un caso base, en el simulador Hysys Aspen V.8.8 se analizarán diferentes problemas operacionales que permiten evaluar la eficiencia del proceso de refrigeración mecánica con propano, con el fin de conocer como los cambios en las variables claves generan un efecto en todo el sistema que se ve reflejado en el porcentaje de recobro de líquidos.

Mediante el conocimiento del comportamiento del sistema ante los problemas operacionales planteados se pueden anticipar las irregularidades, por eso se realizará una pequeña guía práctica de soluciones a través de un flujograma, donde se podrá detectar el origen del problema de manera rápida y sencilla, brindando soluciones inmediatas que permitan tener un proceso más eficiente evitando sobre costos, pérdidas de tiempo de producción y daños irreversibles en los equipos.

¹ * Trabajo de grado.

² ** Facultad de Ingenierías Físicoquímicas. Escuela de Ingeniería de Petróleos. Directora: Helena Margarita Ribón Barrios Magister en Ingeniería de petróleo.

ABSTRACT

TITLE: EVALUATION OF THE MECHANICAL COOLING SYSTEM WITH AN INDUSTRIAL PROPANE IN A NATURAL GAS LIQUID RECOVERY PLANT. ^{*3}

AUTHOR: JUDY VANESSA CARVAJAL MEJÍA, SHARON MARCELA OSORIO CALDERÓN. ^{**4}

KEY WORDS: NATURAL GAS, MECHANICAL REFRIGERATION, PROPANE, LIQUID RECOVERY

DESCRIPTION: The mechanical cooling system is one of the natural gas liquid recovery technologies, suitable for rich and poor gases, with relatively low operating pressures compared to others. This system is one of the most viable from an economic, practical and technical point of view; however, it has many dependent variables that, with a slight change in some of them, the others are affected causing instability in the refrigeration process that affects the recovery of liquids.

After the approach of a base case, the Hysys Aspen V.8.8 simulator will analyze different operational problems that allow to evaluate the efficiency of the mechanical refrigeration process with propane, in order to know how changes in the key variables generate an effect on The entire system that is reflected in the percentage of liquid recovery.

By knowing the behavior of the system before the operational problems raised, irregularities can be anticipated, so a small practical guide to solutions will be made through a flowchart, where the origin of the problem can be detected quickly and easily, providing solutions immediate that allow to have a more efficient process avoiding cost overruns, loss of production time and irreversible damage to the equipment.

³ * Degree monograph.

⁴ ** Faculty of Physical - Chemistry Engineering. Petroleum Engineering Department. Advisor: Helena Margarita Ribón Barrios Magister in Petroleum Engineering.

Introducción

El sistema de refrigeración mecánica es una de las tecnologías de recobro de líquidos del gas natural, adecuada para gases ricos y pobres, con presiones de operación relativamente bajas en comparación con otras. Este sistema es uno de los más viables desde el punto de vista económico, práctico y técnico; sin embargo, presenta muchas variables dependientes que, con un leve cambio en alguna de ellas, se ven afectadas las demás ocasionando una inestabilidad en el proceso de refrigeración que repercute en el recobro de líquidos.

Tras el planteamiento de un caso base, en el simulador Hysys Aspen V.8.8 se analizarán diferentes problemas operacionales que permiten evaluar la eficiencia del proceso de refrigeración mecánica con propano, con el fin de conocer como los cambios en las variables claves generan un efecto en todo el sistema que se ve reflejado en el porcentaje de recobro de líquidos.

Mediante el conocimiento del comportamiento del sistema ante los problemas operacionales planteados se pueden anticipar las irregularidades, por eso se realizará una pequeña guía práctica de soluciones a través de un flujograma, donde se podrá detectar el origen del problema de manera rápida y sencilla, brindando soluciones inmediatas que permitan tener un proceso más eficiente evitando sobrecostos, pérdidas de tiempo de producción y daños irreversibles en los equipos.

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Evaluar la eficiencia del proceso de refrigeración mecánica con propano para el recobro de líquidos de gas natural.

1.2 Objetivo específico

- Describir los fenómenos termodinámicos, etapas y equipos involucrados en la tecnología de refrigeración mecánica con propano para el recobro de líquidos de gas natural.
- Definir las variables de operación claves en el proceso de refrigeración mecánica con propano para el recobro de líquidos de gas natural.
- Plantear el caso base de la planta de refrigeración mecánica para el recobro de líquidos de una corriente de gas rico.
- Evaluar varios escenarios operacionales mediante simulación de procesos para identificar el efecto de las variables clave.
- Diseñar una guía de identificación de problemas operacionales y análisis causa-efecto.

2. Tecnología del sistema de refrigeración mecánica

2.1 Marco referencial

2.1.1 Gas natural. Es una mezcla de hidrocarburos en estado gaseoso que de acuerdo con su composición molar se clasifican en gas rico o gas pobre. Según la tabla 1 el gas rico se diferencia del gas pobre por tener un alto contenido de hidrocarburos pesados como propano, butano y pentano, los cuales se condensan a una temperatura en particular generando líquidos que pueden causar problemas operacionales dentro de las tuberías y equipos.

Tabla 1.

Clasificación del gas natural.

Clasificación	Descripción
Gas Rico	Tienen un valor calorífico y punto de rocío de hidrocarburos altos, con componentes significativos intermedios y pesados del cual se puede obtener condensados hidrocarburos y LGN.
Gas Pobre	El metano es el componente principal y la cantidad de hidrocarburos de mayor peso molecular es baja (<0.1 gal/1,000 ft ³).

Nota: Adaptado de Natural gas a basic handbook. Houston, Texas: Gulf publishing company.

Los términos gas rico y gas pobre, como se usan en la industria de procesamiento de gas, no son indicadores precisos de calidad, sino que solo indican la cantidad relativa de líquidos que constituye la corriente. El término galones por mil pies cúbicos de gas hace referencia a estos líquidos y se utiliza como medida de la riqueza de hidrocarburos.

Una de las tecnologías para recuperar los líquidos presentes en el gas natural rico es la refrigeración mecánica, que se basa esencialmente en el cambio de fase, es decir desarrolla una

nueva fase para que ocurra la separación de líquidos. Los principales productos recuperados se representan en la tabla 2.

Tabla 2.

Productos obtenidos en el recobro de líquidos.

Producto	Descripción
Líquido de gas natural (LGN)	Es un término general que se aplica a los líquidos recuperados de gas natural y, como tal, se refiere al etano, propano, butano, pentano y productos más pesados (mayor peso molecular).
Gas natural licuado (GNL)	Se refiere básicamente a los hidrocarburos metano y etano que se han licuado a temperaturas criogénicas y a una presión cercana a la atmosférica, con el fin de ser transportado.
Gas licuado de petróleo (GLP)	Es una mezcla de hidrocarburos que contiene propano y butano, que existen en estado gaseoso en condiciones atmosféricas, pero se puede convertir al estado líquido en condiciones de presión moderada a temperatura ambiente.

Nota: Adaptado de Natural gas a basic handbook. Houston, Texas: Gulf publishing company.

De acuerdo a la definición de gas rico, un campo que produzca este tipo de gas se anticipa a una recuperación de líquidos debido a que es necesario llevarlo a especificaciones RUT (tabla 3) para garantizar su respectivo transporte y comercialización; la capacidad de obtener mayor cantidad de líquidos depende del porcentaje de hidrocarburos condensables que estén presentes en la composición del gas, dando un valor agregado en la producción de gas natural y convirtiéndose en un incentivo para la recuperación máxima de estos productos.

Tabla 3.

Especificación del gas natural en Colombia.

Especificación	Sistema internacional	Sistema Inglés
Poder Calorífico Bruto	35,4-42,8 MJ/m ³	950 - 1150 BTU/ft ³
Contenido de líquido	Libre de líquidos	Libre de líquidos
Contenido máximo de H ₂ S	6 mg/m ³	0,25 grano/100PCS
Contenido máximo de azufre	23 mg/m ³	1,0 grano/100PCS
Contenido máximo CO ₂ en %v	2%	2%
Contenido máximo N ₂ en %v	5%	5%
Contenido máximo Inertes en %v	5%	5%
Contenido máximo O ₂ en %v	0,10%	0,10%
Contenido máximo de agua	97 mg/m ³	6,0Lb/MPCS
Temperatura de entrega	7,2 - 49 °C	45 - 120 °F
Contenido máximo de polvos y materiales en suspensión	1,6 mg/m ³	0,7 grano/1000 pe
Numero de Wobbe	46,6 – 52,7 MJ/m ³	1250 – 1414,7 BTU/ft ³

Nota: Adaptado de (Comisión de Regulación de Energía y Gas, Resolución N° 050 de 2018).

2.1.2 Sistemas de refrigeración. La refrigeración es un proceso en el cual se extrae calor de gases, vapores o líquidos a diferentes niveles de temperaturas para condensarlos o enfriarlos. Los sistemas de refrigeración son necesarios cuando el proceso requiere un enfriamiento a una

temperatura que no se puede obtener de manera habitual ya sea por agua u otra fuente refrigerante.

A continuación, en la tabla 4 se explican varios sistemas de refrigeración para la recuperación de líquidos. (Ludwig, 2001)

Tabla 4.

Sistemas de refrigeración.

Sistemas de refrigeración	Descripción
Refrigeración Mecánica	En este sistema se refrigera el gas constantemente mediante la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado, donde se evapora y se vuelve a condensar en un ciclo continuo. Si no existen pérdidas, el refrigerante permanece productivo en el sistema. Todo lo que se necesita para mantener el enfriamiento es un suministro continuo de energía y un método para disipar el calor.
Refrigeración por expansión a través de una válvula	El flujo de gas es refrigerado a través de la expansión adiabática generada en la válvula Joule-Thomson, luego de una gran caída de presión. Para poder utilizar efectivamente este sistema de refrigeración, el gas debe estar a una presión de entrada superior a 1000 psia. Si la presión del gas es demasiado baja, se logrará un enfriamiento insuficiente de la expansión y será necesario comprimir previamente. Este sistema es simple y fácil de operar, además es útil para bajas tasas de flujo de gas.
Refrigeración por expansión a través de una turbina	El gas se refrigera al pasar por una turbina en un proceso de expansión isentrópico, disminuyendo su energía interna y generando trabajo. Este sistema es predominante para alcanzar temperaturas criogénicas y así recuperar grandes cantidades de etano. A menudo, la alta presión y condiciones de baja temperatura están cerca del punto crítico del gas haciendo que el funcionamiento sea inestable. Otro problema con este sistema es la presencia de CO ₂ , que puede solidificarse debido a las temperaturas manejadas.

Nota: Adaptado de Engineering data book. Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Suppliers Association.

2.1.3 Ciclos termodinámicos. Es un proceso en el que un sistema sufre una serie de transformaciones termodinámicas, partiendo de un estado de equilibrio que seguido de un cambio llega a un estado final, el cual es igual al inicial.

Cuando una propiedad particular permanece constante en un ciclo termodinámico es posible definir un tipo de proceso específico, denominado proceso termodinámico. Dependiendo de la propiedad se destacan varios procesos termodinámicos definidos en la tabla 5.

Tabla 5.

Procesos termodinámicos.

Proceso	Definición
Isotérmicos	Un proceso isotérmico es aquel durante el cual la temperatura T permanece constante
Isocórico	Un proceso isocórico (o isométrico) es aquel donde el volumen específico v permanece constante.
Isobáricos	Un proceso isobárico es en el que la presión P se mantiene constante
Adiabáticos	Un proceso durante el cual no hay transferencia de calor. Hay dos maneras en que un proceso puede ser adiabático: el sistema está bien aislado de modo que sólo una cantidad insignificante de calor cruza la frontera, o bien, tanto el sistema como el exterior están a la misma temperatura y por lo tanto no hay fuerza impulsora (diferencia de temperatura) para la transferencia de calor.
Politrópico	Es un proceso real de expansión y compresión de gases, la presión y el volumen suelen relacionarse mediante $PV^n = C$, donde n y C son constantes.

Nota: Adaptado de Termodinámica (Vol. 7ma Edición) (2010). México: McGraw Hill, autores Cengel, Y. A., & Boles, M. A.

2.1.3.1 Leyes de la termodinámica. La termodinámica es la rama de la ciencia que se ocupa de los principios de la transformación de la energía en sistemas macroscópicos. Las restricciones generales que se aplican a todo este género de transformaciones se conocen con el nombre de leyes termodinámicas. Estas leyes son primitivas y no se pueden derivar de bases más fundamentales, por lo tanto, son necesarias para evaluar el ciclo de refrigeración y están definidas en la tabla 6.

Tabla 6.

Leyes termodinámicas presentes en el ciclo de refrigeración

Ley termodinámica	Principio básico
Primera ley	Es frecuentemente llamada la ley de la conservación de la energía. Establece que la energía no se crea ni se destruye, por el contrario, la energía total de cualquier sistema y su alrededor se conserva. En la aplicación para un sistema aislado la primera ley requiere que su energía sea constante; pero en un sistema cerrado (no aislado), la primera ley establece que los cambios de energía del sistema se deben compensar con cambios de energía de su alrededor, a través de dos formas: calor y trabajo.
Segunda ley	La segunda ley indica que ningún sistema puede recibir calor a una temperatura dada y rechazarlo o emitirlo a una temperatura superior, sin que el medio que lo rodea efectúe un trabajo en el mismo. El calor fluye siempre del cuerpo más caliente al más frío. Si se toman en cuenta las consideraciones de esta ley, el ciclo de refrigeración ideal será el inverso del llamado ciclo de Carnot.

Nota: Adaptado de Perry Manual del ingeniero químico. McGRAW-HILL.

Las propiedades termodinámicas fundamentales sugeridas en conexión con la primera y la segunda ley de la termodinámica son la energía interna y la entropía. Estas dos propiedades, junto con las leyes se aplican a todos los tipos de sistemas. Sin embargo, hay clases distintas de sistemas

que se caracterizan por conjuntos distintos de variables. El tipo de sistema que se encuentra con mayor frecuencia se denominan sistemas PVT y tiene como variables características la presión, el volumen, la temperatura y la composición. (Maloney, Green, & Perry)

2.1.3.2 Ciclo de Carnot. En el ciclo de Carnot el fluido de trabajo vuelve a su estado inicial al final de cada ciclo. Durante una parte del ciclo el fluido realiza trabajo y durante otra se hace trabajo sobre el fluido. La diferencia entre estos dos trabajos es el trabajo neto. La eficiencia del ciclo depende en gran medida de cómo se ejecute cada uno de los procesos que lo constituyen, los cuales son: dos isotérmicos (expansión y compresión) y dos adiabáticos (expansión y compresión), funcionando en un sistema cerrado o de flujo estacionario (Cengel & Boles, 2012).

La segunda ley de la termodinámica restringe la operación de dispositivos cíclicos según se expresa mediante los enunciados de Kelvin-Planck y Clausius. Por lo tanto, se llega a la conclusión que un sistema de refrigeración no puede funcionar sin una entrada neta de energía de una fuente externa.

2.1.3.3 Diagramas. Los diagramas proporcionan gran ayuda visual a las variaciones que experimentan las propiedades durante los cambios de fase y son usados para el análisis termodinámico de los procesos, en este caso del ciclo de refrigeración. A continuación, se construyen y analizan los diagramas P-h y T-s.

2.1.3.3.1 Diagrama de Mollier. El diagrama P-h de presión-entalpía es la herramienta gráfica más común para el análisis y cálculo de la transferencia de calor y trabajo y el rendimiento de un ciclo de refrigeración.

La Figura 1 es un diagrama p-h para el refrigerante R-290. la presión absoluta (P) dada en bar, en escala logarítmica es la ordenada y la entalpía (h) dada en unidades KJ por Kg de refrigerante

es la abscisa. La línea de líquido saturado separa el líquido subenfriado de la región de dos fases en la que coexiste el refrigerante en fase vapor y líquido conocida como región de mezcla, la cual está subdividida por líneas de calidad que determinan el porcentaje o fracción de líquido y vapor presente. La línea de vapor saturado separa esta región de mezcla del vapor sobrecalentado. Las líneas de temperatura constante son casi verticales en la región del líquido subenfriado, son horizontales en la región de mezcla y se curvan fuertemente hacia abajo en la región sobrecalentada. Debido a que las líneas de temperatura constante y las líneas de presión constante en la región de dos fases son horizontales, están estrechamente relacionadas, por lo tanto, la presión específica de un refrigerante en la región de dos fases determina su temperatura, y viceversa. También en la región sobrecalentada, las líneas de entropía constante se inclinan hacia arriba y las líneas de volumen constante son más planas. Aunque ambas son ligeramente curvadas.

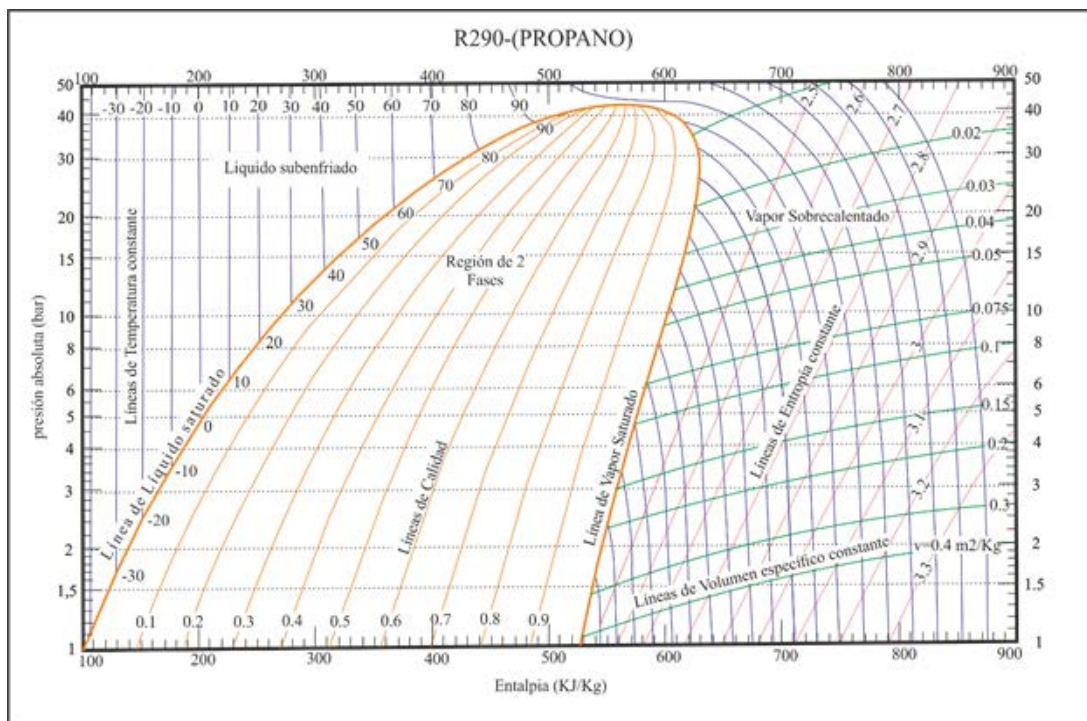


Figura 1. Diagrama de Mollier del Propano. Adaptado de <http://bit.ly/2Gj58uq>. Diagrama modificado en CorelDRAWX8, sin ajuste a escala.

2.1.3.3.2 *Diagrama de Temperatura-Entropía.* El diagrama de T-s de temperatura-entropía se utiliza a menudo para el análisis de la segunda ley de la termodinámica, para seleccionar los parámetros óptimos de operación y mejorar el rendimiento del sistema. El diagrama T-s, cuenta con un área bajo la curva que representa la transferencia de calor durante un proceso internamente (o totalmente) reversible. En la figura 2, la entropía (s) dada en Btu/lb*R, es la abscisa del diagrama y la temperatura (T), dada en R, es la ordenada.

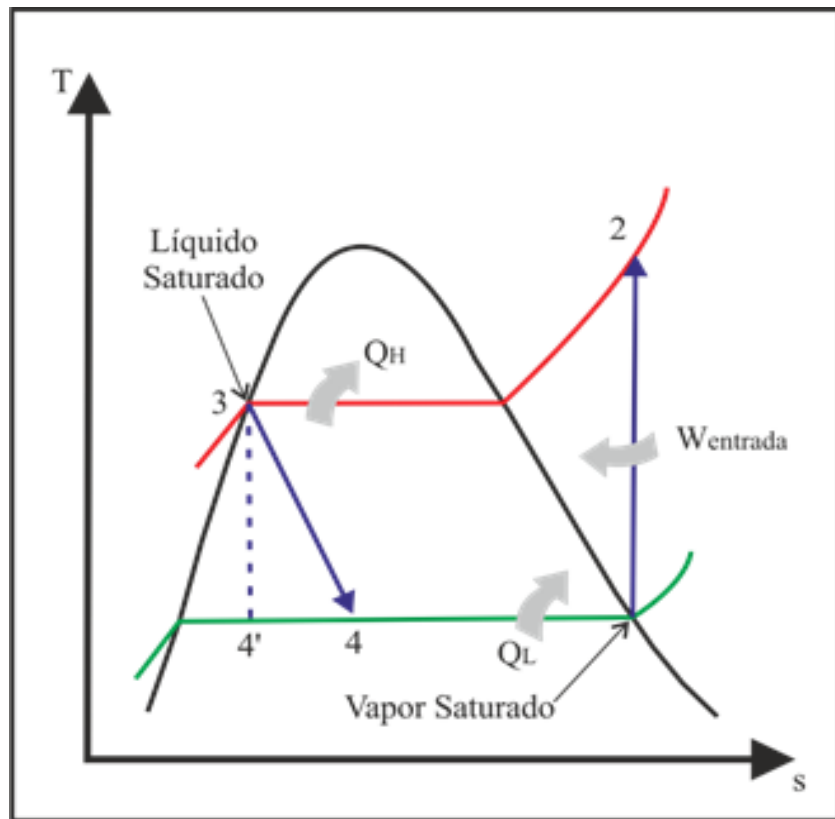


Figura 2. Diagrama T-s para un sistema de refrigeración ideal por compresión de vapor. Adaptado de Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2010). Termodinámica (Vol. 7ma Edición). México: McGraw Hill. Modificada en CorelDRAWX8.

2.2 Refrigerantes

Un refrigerante es un fluido utilizado para la transferencia de calor en un sistema de refrigeración. Su función es absorber el calor a baja presión y temperatura; y rechazar calor a una temperatura y presión más alta. (GPSA, 2004)

2.2.1. Propano como refrigerante. Se han desarrollado varios refrigerantes que permiten efectuar una selección óptima para una aplicación específica. Los hidrocarburos halogenados se usan para servicios de aire acondicionado y para bajar temperatura. Las ventajas principales son las propiedades que los caracteriza de no ser inflamables, explosivos y tóxicos, siendo ahora implementados con mayor constancia, como el propano. (Perry, 1996)

En la Tabla 7 se presentan los rangos de temperaturas de enfriamiento de los refrigerantes hidrocarburos más usados.

Tabla 7.

Rangos de temperaturas de enfriamiento de los refrigerantes más usados.

Refrigerante	Temperatura de enfriamiento °F	Temperatura de enfriamiento °F
	(más baja)	(más alta)
Metano	-300	-200
Etano	-175	-75
Propano	-50	0

Nota: Adaptado de Refrigeration systems. En Applied process design for chemical and petrochemical plants (pág. 289). Houston, TX: Gulf professional publishing.

Los factores para tener en cuenta en la selección del refrigerante incluyen: el tipo de compresor, nivel de temperatura deseado, capacidad del sistema requerida, consideraciones de seguridad, propiedades químicas; físicas y termodinámicas (Perry, 1996). De acuerdo con estos factores y teniendo en cuenta que el propano se puede obtener en el mismo proceso de enfriamiento, se convierte en el refrigerante más versátil para el recobro de líquidos. En la tabla 8 se observan sus propiedades físicas y químicas.

Tabla 8.
Propiedades del refrigerante propano.

Propiedad	Valor
Nombre	Propano. R290
Formula química	C ₃ H ₈
Peso molecular	44.10 lbm/lbmol
Punto de ebullición	-43,76°F
Punto de congelación	-305,8 °F
Temperatura crítica	206,1 °F
Presión crítica	616,1 psia
Volumen crítico	0,0726 ft ³ /lb
Aspecto de integridad	Inflamable- Explosivo – Poco tóxico- Difícilmente es detectado por fugas
Aspecto químico	Buena miscibilidad

Nota: Adaptado de Refrigeration systems. En Applied process design for chemical and petrochemical plants. Houston, TX: Gulf professional publishing.

2.2.2 Indicadores energéticos. Los indicadores energéticos son el resultado del análisis termodinámico y son necesarios para evaluar las condiciones operacionales del ciclo de refrigeración, por lo tanto, cumplen la función de brindar información directa sobre la repercusión en la eficiencia del ciclo.

2.2.2.1 Efecto refrigerante. A medida que el refrigerante fluye a través del evaporador, absorbe calor del espacio refrigerado incrementando su entalpía, la cantidad de calor absorbida por refrigerante en el evaporador es lo que se conoce como efecto refrigerante. Se expresa por q_a , en unidades inglesas de Btu/lb y se puede calcular como:

$$q_a = h_{sal} - h_{en} \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde h_{sal}, h_{en} , es la entalpia de refrigerante que sale y entra del evaporador respectivamente.

2.2.2.2 Capacidad de refrigeración. Es la tasa real de calor extraída por el refrigerante en el evaporador. Se expresa por $\dot{Q}$, en unidades inglesas de Btu/h y se puede calcular como:

$$\dot{Q} = \dot{m}_r(h_{sal} - h_{en}) \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde, $\dot{m}_r$ es el flujo masico de refrigerante expresado en unidades inglesas de lb/h.

2.2.2.3 Trabajo de compresión. Es la energía necesaria para cumplir las condiciones de presión desde la presión del chiller a la presión del condensador. Esta es suministrada por una fuente externa. Durante la compresión es necesario tener en cuenta la relación de compresión con el fin de aumentar la eficiencia del compresor sin causar daños operacionales. Este indicador y sus complementos se pueden expresar como:

$$w = h_{csal} - h_{cen} \quad (\text{Ec. 3})$$

$$\text{Potencia teorica} = w * \dot{m}_r \quad (\text{Ec. 4})$$

$$\text{RC} = \frac{P_D}{P_S} \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde h_{cen}, h_{csal} , es la entalpia de refrigerante que entra y sale del compresor, expresada en Btu/lb.

2.2.2.4 Calor liberado en el condensador. Es el calor retirado del refrigerante proveniente del proceso de sobrecalentamiento en compresor (calor sensible), más el del proceso de cambio de fase (calor latente), sumándole en condiciones reales el calor del proceso de subenfriamiento (calor sensible) para garantizar que el refrigerante entre en estado líquido a la válvula, se indica como q_L , en unidades inglesas de Btu/lb.

2.2.2.5 Coeficiente de rendimiento. Es la relación del efecto refrigerante y el trabajo de compresión, se denota por las siglas COP de *coefficient of performance*. Esta relación refleja la eficiencia del ciclo de refrigeración y expone que cuanto mayor sea el valor del COP, mayor será la eficiencia del ciclo. El COP se expresa por la siguiente ecuación:

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Trabajo de compresión}}$$
$$\text{COP} = \frac{q}{W_{in}} \quad (\text{Ec. 6})$$

El principio de conservación de la energía para un dispositivo cíclico requiere que el trabajo de compresión sea igual a la diferencia entre el calor liberado y el calor absorbido. Entonces, la relación del COP también se puede expresar como:

$$\text{COP} = \frac{q_a}{q_L - q_a} \quad (\text{Ec. 7})$$

De acuerdo con esta expresión se puede observar que el COP puede ser mayor que la unidad, es decir, la cantidad de calor absorbida del espacio refrigerado puede ser mayor que la cantidad de entrada de trabajo.

2.3 Refrigeración mecánica

El gas natural debe tratarse en superficie para cumplir con las características de venta y las especificaciones para transporte. Del proceso se obtienen condensados que pueden ser aprovechados por el mismo sistema o pueden ser vendidos para generar más ganancias económicas. Uno de los procesos más usados es la refrigeración mecánica, donde se absorbe el calor del gas natural por medio de un refrigerante, para este caso propano. El refrigerante se evapora y condensa en un ciclo constante sirviendo para toda la vida útil del sistema, si este fuera ideal.

La refrigeración mecánica se basa primordialmente en dos principios básicos: primera y segunda ley de la termodinámica. El calor fluye siempre del cuerpo más caliente al más frío, si se toman estas consideraciones, el ciclo de refrigeración ideal será el inverso del llamado ciclo de Carnot. (Maloney, Green, & Perry)

En la figura 3 se observa el flujo de gas natural en una planta básica de refrigeración mecánica, donde la corriente es tratada para la obtención de condensados. El proceso comienza con el ingreso del gas rico a un intercambiador gas-gas donde se produce un intercambio de calor sensible generando un enfriamiento en este, la corriente ingresa posteriormente al chiller en donde se produce un intercambio de calor latente, físicamente esto ocurre debido a la evaporación del refrigerante líquido que va absorbiendo el calor del gas hasta refrigerarlo.

Una vez listo el proceso de refrigeración, la mezcla de condensados y gas llega a un separador donde se retiran los condensados para fraccionar o venta, y el gas que generalmente sale con una temperatura por debajo de la permitida para venta (45°F), es recirculado al intercambiador gas-gas inicial provocando el intercambio de calor sensible (el gas de venta roba energía del gas de entrada) y así cumplir las condiciones de venta y aportar al mismo proceso.

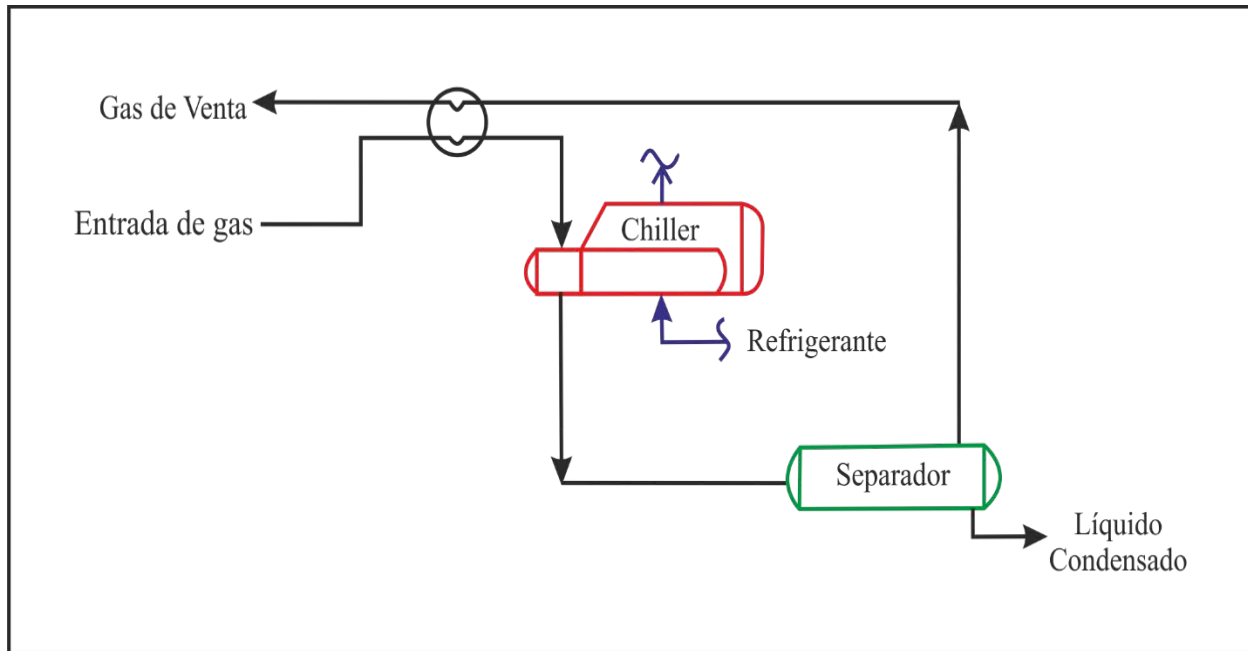


Figura 3. Flujo de gas Natural en una planta básica de refrigeración mecánica. Adaptado de Gas Processors Suppliers Association. (2004). Engineering Data Book (Volumes I & II). Oklahoma: FPS Version. Modificada en CorelDRAWX8.

2.3.1 Descripción termodinámica del ciclo de refrigeración. El punto de partida en un ciclo de refrigeración es la disponibilidad de refrigerante líquido. Analizar su comportamiento termodinámicamente es importante para comprender la esencia del proceso.

En la figura 4 se observa el flujo de refrigerante en un ciclo de refrigeración mecánica básico con su respectivo diagrama PH. El proceso comienza en la válvula de expansión, el refrigerante ingresa con presión en el punto de burbuja (P_b), se produce una expansión donde su presión y temperatura son reducidas (3-4), en este proceso no hay un intercambio de energía por lo que se mantiene la entalpía constante (h_{L3}). El refrigerante líquido enfriado ingresa al chiller y se produce un intercambio de calor latente (4-1), donde el refrigerante a medida que absorbe calor aumenta su entalpía hasta saturación ($h_{L3} \rightarrow h_{V1}$) y se va evaporando en el proceso, esto ocurre a presión y temperatura constante. El refrigerante sale del chiller como vapor saturado al compresor donde se comprime isoentrópicamente (1-2), este trabajo genera un aumento en la presión, temperatura y

entalpia ($h_{V1} \rightarrow h_{V2}$). El refrigerante sale del compresor como vapor sobrecalentado al condensador, en donde es enfriado a presión (P_b) y temperatura (T_r) constante (2-3), se produce un intercambio de calor latente con un medio refrigerante (usualmente agua), disipando el calor y generando una condensación que deja al refrigerante líquido listo para ser estrangulado iniciando el proceso nuevamente. (GPSA, 2004)

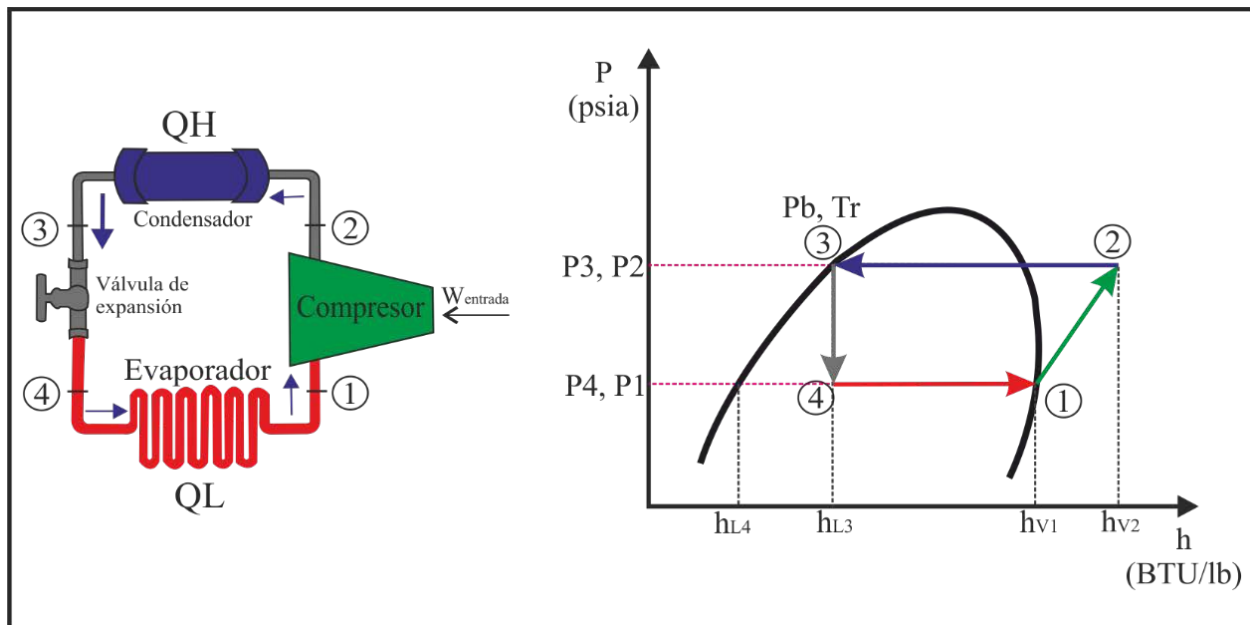


Figura 4. Proceso de flujo en un sistema de refrigeración por compresión de vapor y diagrama P-h. Adaptado de Gas Processors Suppliers Association. (2004). Engineering Data Book (Volumes I & II). Oklahoma: FPS Version. Modificada en CorelDRAWX8.

2.3.2 Proceso de refrigeración mecánica real. Un ciclo real de refrigeración como el mostrado en la figura 5 por compresión de vapor, difiere de uno ideal por varias razones. Entre las más comunes están las irreversibilidades que suceden en los componentes descritos en la tabla 9. Dos fuentes comunes de irreversibilidades son la fricción del fluido (que provoca caídas de presión) y la transferencia de calor hacia o desde los alrededores.

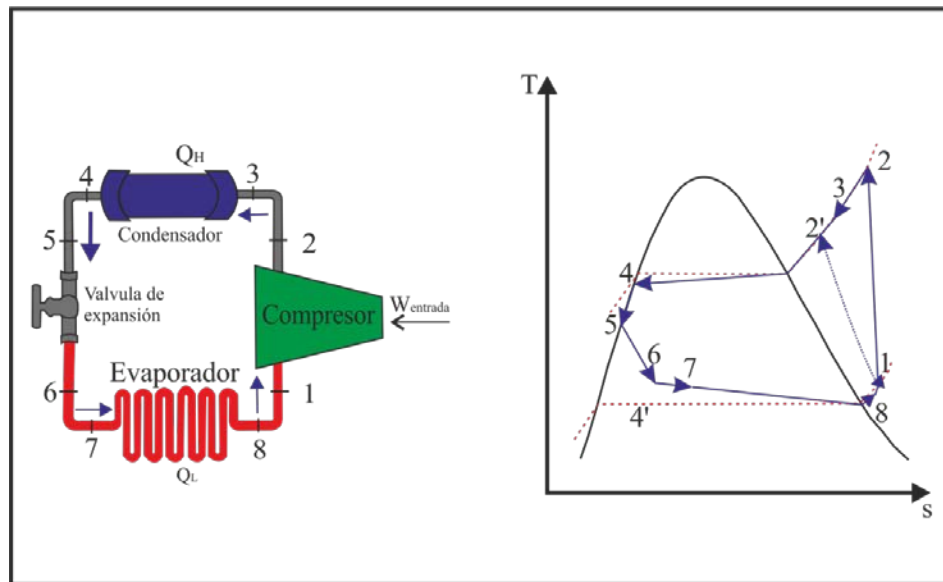


Figura 5. Ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-s real. Adaptado de Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2010). Termodinámica (Vol. 7ma Edición). México: McGraw Hill. Modificada en CorelDRAWX8

Tabla 9.

Irreversibilidades presentes por equipos en un ciclo de refrigeración mecánica real.

Equipos	Influencia de las irreversibilidades
Compresor	El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, en consecuencia, isoentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos de fricción y la transferencia de calor que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección.
Evaporador	En los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado. Pero esta condición es imposible de mantener con tanta precisión. En lugar de eso se procura diseñar el sistema para sobrecalentar ligeramente al refrigerante a la entrada del compresor y así garantizar su evaporación completa

Tabla 9. (continuación)

Equipos	Influencia de las irreversibilidades
Condensador	Es imposible mantener con precisión la regulación del condensador para tener a la salida líquido saturado, y es indeseable enviar refrigerante a la válvula de estrangulamiento sin condensar en su totalidad. Debido a que reduce la capacidad de absorción de calor, por lo que se considera el subenfriamiento como alternativa para disminuir la entalpía de entrada a la válvula de estrangulamiento y en consecuencia aumentar la capacidad de absorción de calor

Nota: Adaptado de (Andrade Fuentes & Maza Yépez, 2014).

2.3.3 Ciclo de compresión de vapor de 2 etapas. Los sistemas refrigeración que utilizan una, dos, tres o cuatro etapas de compresión han sido operados con éxito. El número de niveles de refrigeración depende del número de etapas de compresión necesarias, la carga de calor que se quiera retirar, la economía y el tipo de compresión (GPSA, 2014). Para la elaboración de este proyecto se planteará una planta con 2 etapas de compresión.

En la figura 6 se ilustra un sistema de refrigeración con 2 etapas de compresión, un proceso de un solo nivel de enfriador y 2 compresores con su diagrama P-h asociado. En este sistema se puede lograr un ahorro hasta del 20% en el consumo de energía debido a que presenta una mayor eficiencia volumétrica del compresor con relaciones de compresión más bajas, el costo de instalación aumenta a medida que el número de etapas aumenta, pero puede reducirse con compresores y motores más pequeños, al final el costo global óptimo será función del sistema en específico y tiene que ser determinados con un conjunto de criterios económicos establecidos según los objetivos de producción. (GPSA, 2014)

El diagrama P-h es útil para determinar la capacidad requerida en el compresor de la segunda etapa. La capacidad del compresor de la etapa baja se determina de acuerdo con el trabajo de enfriamiento requerido. El compresor de la etapa alta debe ser el adecuado para manejar la carga del evaporador más el gas evaporado que se desarrolla en el Inter enfriador. Como regla general, el trabajo de Inter enfriamiento requerirá que el compresor de la etapa elevada tenga una capacidad entre el 15% y 35% mayor que la del compresor de la etapa baja. (Maloney, Green, & Perry)

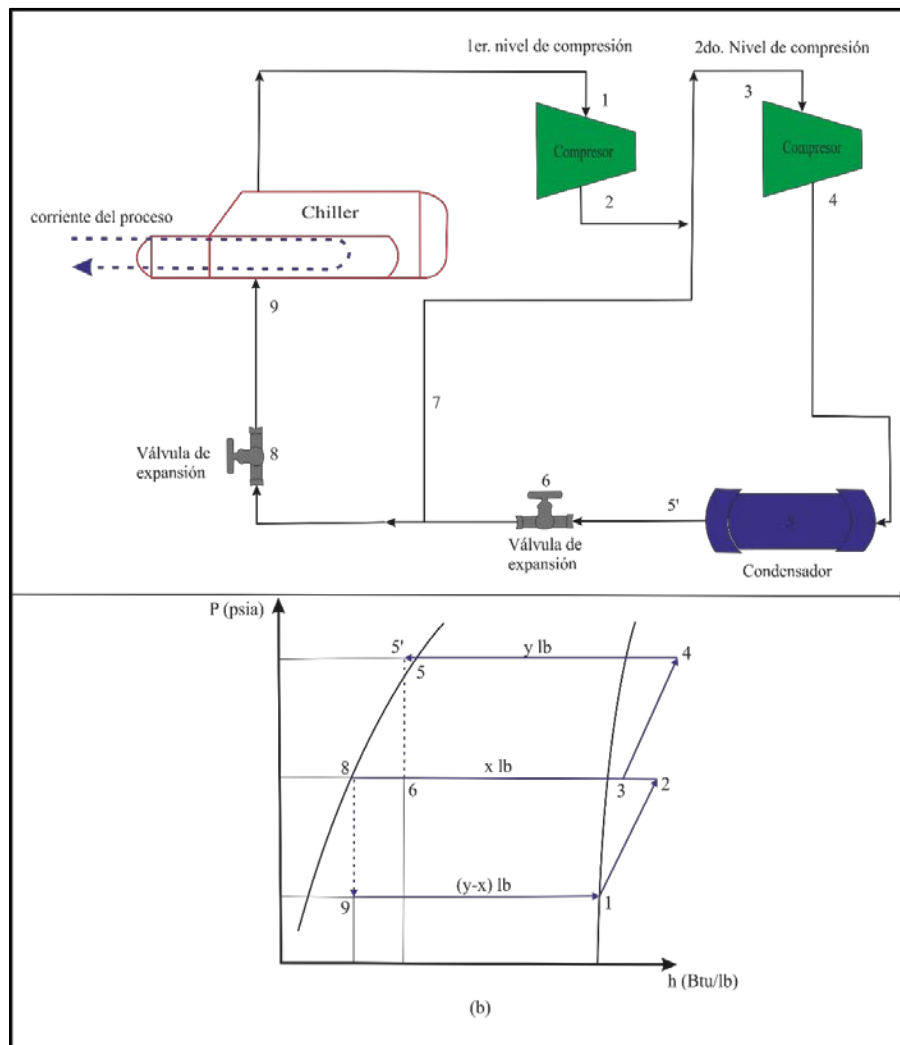


Figura 6. (a) Sistema de refrigeración con dos etapas de compresión. (b) diagrama p-h del ciclo de refrigeración con dos etapas de compresión. Adaptado de Wang, S. K. (2001). Handbook of air conditioning and refrigeration. United States of America: McGraw-Hill. Modificado en CorelDRAWX8.

2.4 Análisis termodinámico

El objetivo del análisis termodinámico de un sistema de refrigeración mecánica es determinar la eficiencia de este desde el punto de vista del aprovechamiento de la energía, por lo tanto, se plantea la ecuación de energía para caracterizar cada equipo del sistema y así describir cómo se comportan las propiedades involucradas, las cuales más adelante se traducen como variables de operación claves para la evaluación del proyecto.

Este estudio se limitará para un sistema cerrado con flujo estacionario, es decir que los cambios en las energías cinética y potencial son cero y el flujo masico no presenta variación en las fronteras del sistema, por lo tanto, las únicas dos formas de interacción de la energía son la transferencia de calor y el trabajo. De acuerdo con lo anterior la ecuación de energía se reduce a la siguiente expresión.

$$\text{Ecuación de energía} \qquad \Delta h = q - w \qquad (\text{Ec. 2})$$

Donde,

h	Entalpia del refrigerante
q	Calor absorbido o liberado
w	Trabajo realizado por el compresor
Δ	Diferencia entre los valores de las corrientes de salida y entrada.

.

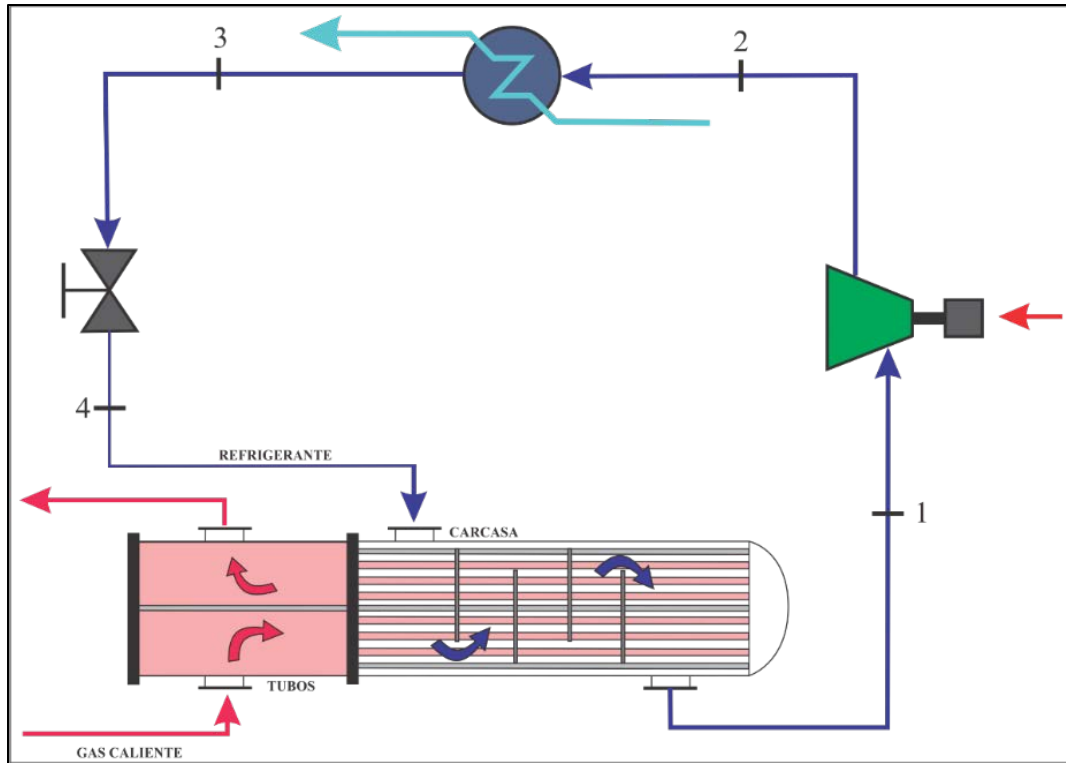


Figura 7. Proceso termodinámico del refrigerante.

En la figura 7 se ilustra una representación del ciclo de refrigeración mecánica de una etapa en estudio. Se supondrá que el ciclo se desarrolla en un medio que constituye un depósito de calor a temperatura constante, es decir que la corriente de gas caliente representada por la línea fucsia no presenta variaciones en la temperatura. Además, se considerará como un ciclo ideal, el cual no es internamente reversible puesto que incluye un proceso irreversible (estrangulamiento) en la válvula. El condensador y el evaporador no implican ningún trabajo y el compresor puede calcularse como adiabático. Entonces la eficiencia puede expresarse por el indicador energético COP.

2.4.1 Análisis en el Evaporador (Chiller). Es uno de los componentes principales de un sistema de refrigeración mecánica, opera como intercambiador de calor de contacto indirecto, es decir que utiliza un fluido secundario para efectuar la refrigeración (refrigerante), el cual cambia

su estado de líquido a vapor, debido a la transferencia de calor latente con la corriente de gas caliente. El refrigerante al abandonar el evaporador lo hace con una energía interna superior debido al aumento de entalpía, cumpliéndose así el fenómeno de refrigeración.

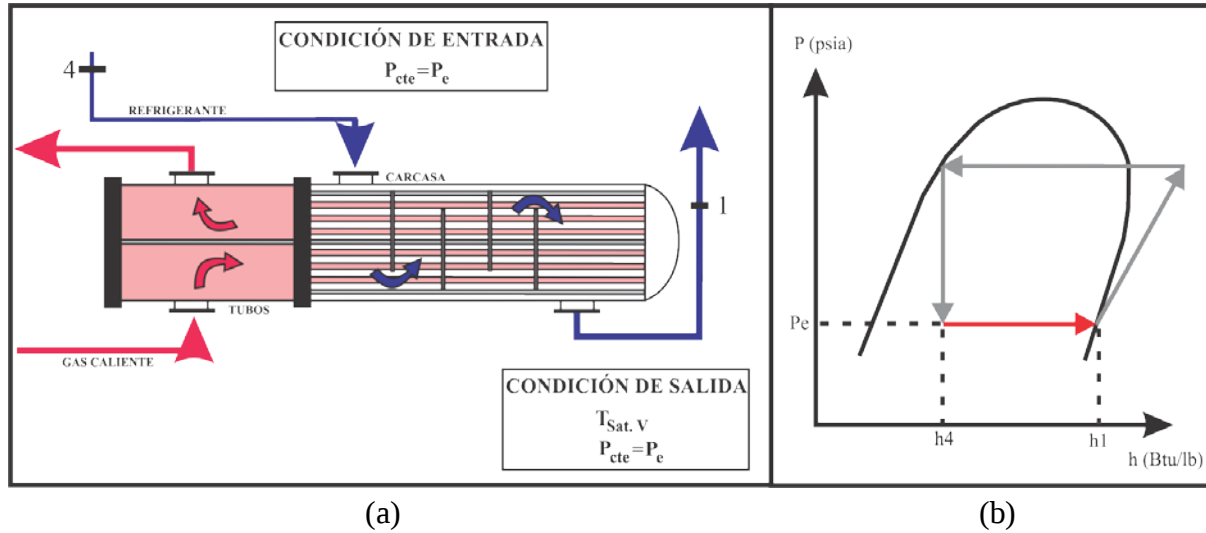


Figura 8. Análisis termodinámico en el Chiller. (a) Corrientes de entrada y salida, (b) Diagrama P-h.

En la figura 8, en la parte (a) se observa la corriente de gas caliente a refrigerar entrando por el lado de los tubos con la línea fucsia y el refrigerante por el lado de la carcasa con la línea azul del intercambiador de calor, en esta parte se delimita el sistema con las condiciones de entrada a una presión (P_e) y con las condiciones de salida a una temperatura de saturación de vapor acorde a P_e . En la parte (b) se representa el cambio en la energía en el intercambiador de calor por la línea roja, donde la presión (P_e) y la temperatura (T_e) son constantes. Seguido de la transferencia de calor el refrigerante sobre la gráfica contempla un aumento de entalpía desde el punto 4 al punto 1. La ecuación 9 representa el balance de energía para las propiedades observadas, dando paso a especificar el efecto refrigerante como indicador energético en la ecuación 11.

$$h_4 + q = h_1 + 0 \quad (\text{Ec. 3})$$

Balance de energía

$$q = h_1 - h_4 \quad (\text{Ec. 4})$$

$$\text{Indicador energético} \quad [q] = h_1 - h_4 \quad (\text{Ec. 5})$$

Para el diseño del intercambiador de calor la temperatura del refrigerante debe ser menor que la temperatura del gas refrigerado, teniendo en cuenta que no se debe especificar una temperatura del refrigerante inferior a la necesaria para cumplir los requisitos de refrigeración porque entre mayor sea el delta entre estas dos temperaturas menor será el área de superficie del intercambiador, provocando menos transferencia de calor y ocasionando un aumento en la potencia requerida por el compresor. Se aconseja un delta mínimo de 5°F. (Ludwig, 2001)

2.4.2 Análisis en el Compresor. El compresor es el encargado de hacer circular al refrigerante a través de los diferentes componentes del sistema de refrigeración mecánica, succionando el refrigerante a baja presión y temperatura del *chiller* y comprimiéndolo hasta un punto de estado de vapor sobrecalentado, listo para ser condensado.

Existen tres tipos principales de compresores que son utilizados para ciclos básicos de refrigeración, empleando refrigerantes comunes, que incluyen el compresor centrífugo dinámico, el compresor reciprocante de tipo de desplazamiento y el compresor húmedo tipo tornillo rotatorio. El uso de estos compresores depende del campo de aplicación, de acuerdo con la literatura los sistemas de gran capacidad se manejan de una manera más económica por medio de compresores centrífugos y si son sistemas de 150 ton o menos, los compresores recíprocos se aplican de un modo más adecuado (Perry, 1996). También se puede encontrar algunas ventajas de un compresor recíproco sobre uno centrífugo, enunciadas a continuación (GPSA, 2004):

1. Mayor flexibilidad en capacidad y rango de presión.
2. Mayor eficiencia del compresor y menor costo de energía.
3. Capacidad de entregar presiones más altas.

4. Capacidad de manejar volúmenes más pequeños.
5. Menos sensible a los cambios en la composición y densidad del gas.

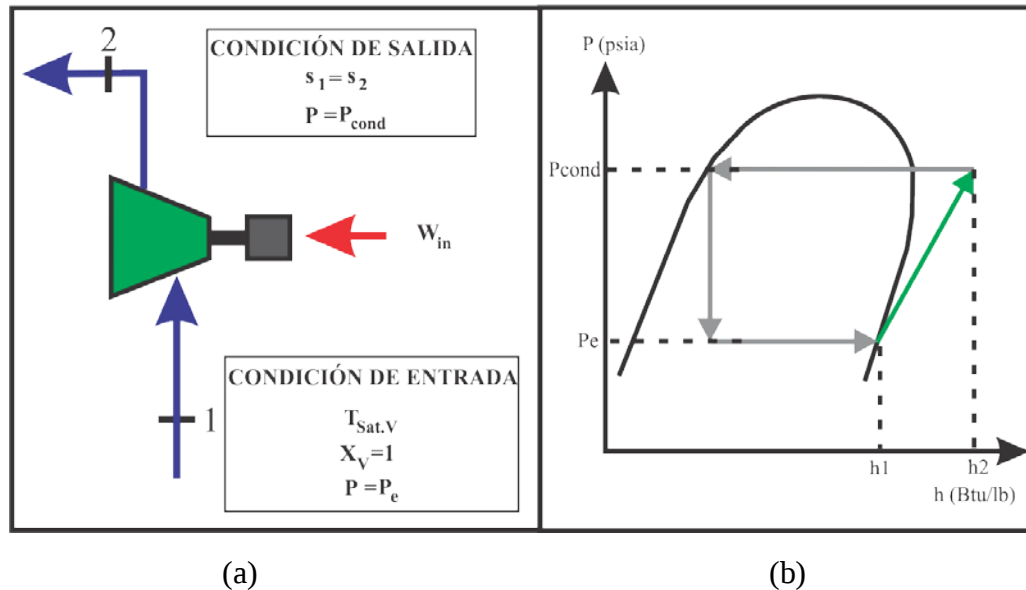


Figura 9. Análisis termodinámico en el compresor. (a) Corrientes de entrada y salida, (b) Diagrama P-h.

“Desde el punto de vista ideal, la compresión de un gas es un proceso isentrópico o isoentrópico que presupone la inexistencia de pérdida de calor y la ausencia de fricción” (Perry, 1996, ciclos de compresión de vapor, párr.3). Las líneas de entropía constante de color verde se incluyen en el diagrama P-h presentado en la figura 9 (b) en la zona de sobrecalentamiento. Estas líneas representan el cambio de energía en el compresor ocasionado por una fuente externa que realiza trabajo sobre el sistema y la cual provoca un aumento de entalpía desde el punto 1 a la presión de evaporación hasta el punto 2 a la presión de condensación.

La ecuación 12 representa el balance de energía para las propiedades observadas, dando paso a especificar el trabajo de compresión ideal como indicador energético en la ecuación 14.

$$\text{Balance de energía} \quad h_1 + 0 = h_2 + w \quad (\text{Ec. 6})$$

$$-w = h_2 - h_1 \quad (\text{Ec. 7})$$

$$\text{Indicador energético} \quad [w] = h_2 - h_1 \quad (\text{Ec. 8})$$

Para el diseño del compresor se debe tener en cuenta la capacidad de este, que se ve afectada por factores mecánicos como lo es el desplazamiento del pistón y la eficiencia volumétrica total, también influyen los factores de aplicación que se determinan según los requisitos de refrigeración y las condiciones de operación (Perry, 1996), algunos son:

Tabla 10.

Factores de aplicación en el compresor.

Factor de aplicación	Análisis de comportamiento
Relación de compresión	Al aumentar la relación de compresión, la eficiencia volumétrica disminuye y, por lo tanto, la capacidad de un compresor determinado también se reduce. Se deben evitar las relaciones de compresión elevadas, con el fin de evitar temperaturas de descarga excesivas junto con problemas de lubricación, la temperatura de descarga no debe sobrepasar los 275°F. La máxima relación de compresión se limita a un valor aproximado de 10 para compresores de refrigeración. En caso de especificaciones de relaciones de compresión más altas, se acostumbra a sistemas compuestos o en cascada.
Presión de succión	Si se reduce la presión de succión aumenta el volumen específico del vapor, el compresor manejará un peso menor de refrigerante, la eficiencia volumétrica disminuye y la capacidad del compresor se reduce.
Presión de descarga	Un aumento en la presión de descarga reduce la capacidad del compresor, pero con un defecto mucho menor que la reducción de la presión de succión.

Tabla 10. (continuación)

Factor de aplicación	Análisis de comportamiento
Velocidad del compresor	A temperaturas constantes del evaporador y de condensación, la capacidad y potencia del compresor son directamente proporcional a la reducción de velocidad.
Selección del refrigerante	Los diversos refrigerantes poseen distintas propiedades físicas que hacen variar las capacidades de refrigeración por libra de refrigerante. Esto permite tener mayor flexibilidad para seleccionar un compresor que satisfaga de manera más plena los requisitos del trabajo de enfriamiento con un costo menor.

Nota: adaptado de Perry Manual del ingeniero químico. McGRAW-HILL.

2.4.3 Análisis en el Condensador. Es el componente del sistema que disipa el calor (calor latente) del refrigerante absorbido en el chiller y lo transfiere a un medio disipador (aire o al agua). Esta pérdida de calor provoca que el refrigerante se condense. En el proceso de transferencia de calor en el condensador ocurre: desrecalentación, condensación, liberación del calor latente y subenfriamiento del refrigerante. El refrigerante líquido a menudo se subenfía a una temperatura de hasta 15 ° F por debajo de la temperatura saturada a la presión de condensación para conservar energía. (Ecochillers Inc)

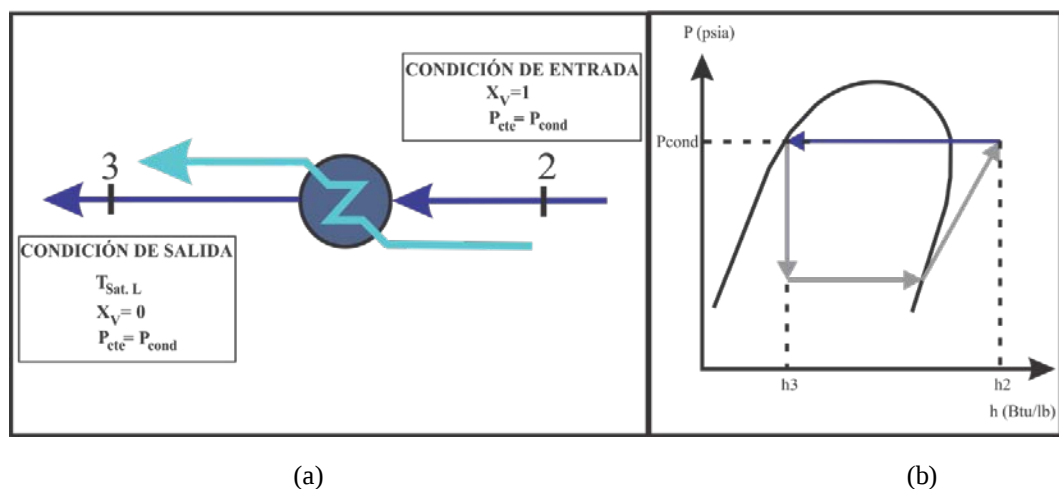


Figura 10. Análisis termodinámico en el condensador.

	$h_2 + q = h_3 + 0$	(Ec. 9)
Balance de energía	$q = h_3 - h_2$	(Ec. 10)

Indicador energético	$[-q] = h_2 - h_3$	(Ec. 11)
----------------------	--------------------	----------

En la figura 10, en la parte (a) se observa la corriente del refrigerante de color azul y la corriente de la energía necesaria para extraer el calor de color aguamarina, en esta parte se delimita el sistema con las condiciones de entrada a una presión (P_{cond}) y con las condiciones de salida a una temperatura de saturación de vapor acorde a P_{cond} . En la parte (b) se representa el cambio en la energía en el condensador por la flecha azul, donde el refrigerante sobrecalentado que sale del compresor en el punto 2 a una temperatura elevada y a la presión P_{cond} , cuando el refrigerante entra a la zona de mezcla se enfría a una presión casi constante hasta la temperatura de saturación de vapor acorde a la presión P_{cond} , seguidamente los vapores de refrigerante comienzan a condensarse a temperatura constante hasta el punto de saturación de líquido.

Durante el proceso de desrecalentación y condensación, todo el calor y el trabajo agregado al refrigerante durante los procesos de evaporación y compresión deben eliminarse para que el ciclo pueda completarse al llegar al punto 3 en el diagrama de P-h (GPSA, 2004). La ecuación 15 representa el balance de energía para las propiedades observadas, dando paso a especificar el calor liberado en el condensador refrigerante como indicador energético en la ecuación 17.

Para el diseño del condensador, la presión de condensación del refrigerante es una función del medio de enfriamiento disponible: aire, agua de enfriamiento u otro refrigerante. El medio de enfriamiento es el disipador de calor para el ciclo de refrigeración, esta relación indica que cuanto más baja sea la presión de condensación menor será el requisito de potencia del compresor. En el diseño también se puede contemplar el efecto de subenfriamiento del refrigerante, el cual consiste

en incrementar el efecto refrigerante y la capacidad del sistema reduciendo los requerimientos de energía (Perry, 1996).

2.4.4 Análisis en la Válvula de expansión. Es el accesorio utilizado para controlar el paso del refrigerante hacia el chiller de acuerdo con la demanda de carga necesaria para mantener el sobrecalentamiento a la salida de este; en el cual se genera una caída abrupta de presión y de temperatura, evidenciado una mezcla de líquido y vapor a baja presión y temperatura en la entrada del *chiller*.

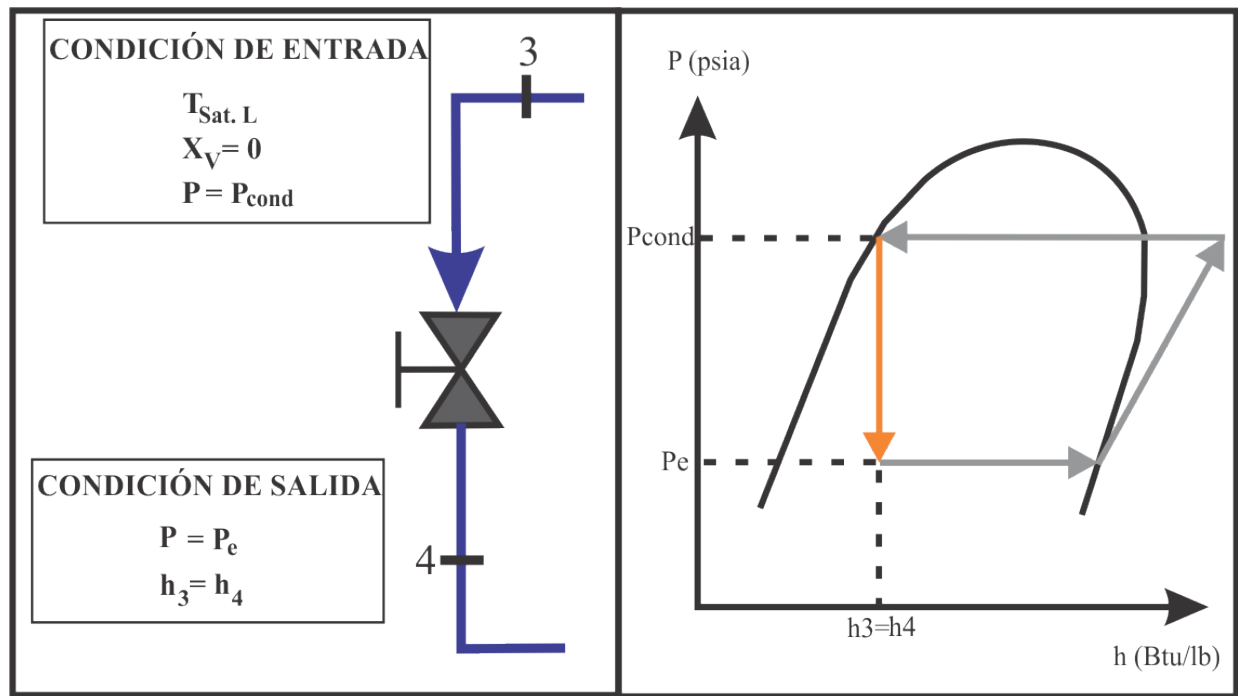


Figura 11. Análisis termodinámico en la válvula de expansión.

$$h_3 + 0 = h_4 + 0 \quad (\text{Ec. 12})$$

Balance de energía

$$h_3 = h_4 \quad (\text{Ec. 13})$$

Indicadores energéticos del sistema

$$[\text{COP}_{\text{ref}}] = \frac{q_{\text{rf}}}{W_{\text{in}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (\text{Ec. 14})$$

$$[\dot{m}_r] = \frac{Q_{\text{rc}}}{q_{\text{rf}}} \quad (\text{Ec. 15})$$

2.5 Problemas frecuentes en las plantas de refrigeración mecánica

Para realizar el diseño del sistema de refrigeración se deben considerar parámetros importantes para proporcionar seguridad y confianza en la operación, además de reducir gastos. Todo equipo a medida que pasa el tiempo y está en funcionamiento va presentando desgaste, el refrigerante en el ciclo de refrigeración no tiene un comportamiento ideal, por lo tanto, el ciclo termodinámico puede variar dependiendo del cambio que se presente, los siguientes son algunos problemas operacionales claves que se presentan en las plantas de refrigeración, su análisis y determinación de consecuencias aportan ventajas, manteniendo en óptimas condiciones el sistema.

2.5.1 Sobrecarga de líquidos y almacenamiento. Todos los sistemas de refrigeración tienen un recipiente de sobretensión y almacenamiento de líquidos, llamado receptor. La carga de refrigerante en un receptor puede variar en un amplio rango, desde un mínimo a plena carga hasta un máximo sin carga. Se requiere un receptor en todos los sistemas donde la carga de operación en el evaporador y condensador varía dependiendo de las condiciones de carga.

Los sistemas con receptores de sobretensión inadecuados causan problema ya que pierden el sello líquido debido a las variaciones de carga que siempre ocurre. Estos receptores son relativamente económicos y para dimensionarlos se debe tener en cuenta: un volumen igual al 100% del inventario del sistema a un nivel completo del 80% y la disponibilidad y cantidad de refrigerante. (GPSA, 2004)

2.5.2 Pureza del refrigerante. el refrigerante puede tener diferentes tipos de contaminante como:

- El aceite lubricante tiende a acumularse en el chiller, la contaminación del aceite lubricante se reduce controlando la cantidad del lubricante en el cilindro del compresor, proporcionando un

buen separador de vapor de descarga del compresor para eliminar el aceite libre y proporcionado un buen recuperador para eliminar la acumulación de aceite.

- Los componentes más livianos en la carga del refrigerante, como el etano para un sistema de propano, tienden a acumularse en el receptor del refrigerante, causando una presión de condensación más alta. La contaminación de componentes ligeros se controla con la calidad del tipo de refrigerante, purgando los vapores del receptor.

- El butano y los componentes más pesados en un sistema de refrigeración de propano tienden a acumularse en el enfriador. La contaminación de componentes pesados normalmente no es un problema grave, y se controla mejor drenando desde la parte inferior del enfriador de temperatura más baja.

- Los componentes del fluido del proceso (gas natural rico) pueden filtrarse en el refrigerante del enfriador, esto puede controlarse purgando el sistema.

- La humedad, si está presente, formará hielo y tapaná el sistema en las válvulas de control o en la enfriadora. Normalmente, la humedad entra en el sistema con la carga de refrigerante comprada; Puede ser la fuente de problemas operativos importantes hasta que se elimine. Algunos sistemas de refrigeración emplean un secador continuo, otros solo un indicador de humedad. El problema generalmente puede eliminarse inyectando metanol en el sistema y drenándolo del enfriador. (GPSA, 2004)

2.5.3 Problemas en compresores reciprocantes. Las temperaturas de proceso generalmente dictan compresión de dos etapas en una máquina recíproca. Esto brinda la oportunidad para un economizador de etapas intermedias y también un nivel adicional de enfriamiento. En un sistema de refrigeración convencional, el cilindro de la primera etapa es normalmente bastante grande como resultado de la baja presión de succión. El economizador también reduce el volumen de la

primera etapa, el diámetro del cilindro y, en consecuencia, la carga de la barra. El ajuste de la capacidad se logra mediante la variación de la velocidad, la holgura variable en los cilindros, los levantadores de válvulas y la recirculación del vapor de refrigerante a la succión. Al igual que con los compresores centrífugos, la recirculación produce una pérdida de potencia. También es posible regular la presión de succión del refrigerante entre la enfriadora y el compresor para reducir la capacidad del cilindro. Sin embargo, el control de la presión de succión puede resultar en una pérdida de potencia y la posibilidad de una presión de succión por debajo de la atmosférica, que debe evitarse. (GPSA, 2004)

2.5.4 Problemas en el evaporador. Cuando se utiliza un enfriador del tipo de hervidor, se debe tener cuidado para proporcionar un espacio adecuado para la separación de vapores por encima del nivel de operación del refrigerante líquido. Este tipo de enfriadoras, diseñadas y operadas incorrectamente, es probablemente la causa más grande de falla del compresor debido al arrastre de líquido. Esto se puede evitar controlando la carga de refrigerante permitida por el diseño. (GPSA, 2004)

2.5.5 Problemas en la válvula de termo expansión. La válvula está limitada a la cantidad de flujo que se puede pasar por el tamaño de su orificio, por lo tanto, si la carga de refrigerante aumenta por encima de los límites de diseño, se provocará un alto sobrecalentamiento en el evaporador. Se puede producir una pérdida de control en la válvula ya que los bulbos están cargados con una pequeña cantidad de vapor, si el capilar se llega a enfriar más que el bulbo, la carga de gas dentro del bulbo, emigra completamente a estos puntos fríos y se condensará. Esto puede provocar retorno de líquidos en el compresor, esto se puede evitar con controles de presión a la entrada y salida de la válvula. (GPSA, 2004)

2.5.6 Problemas en el condensador. Se presentan alteraciones en la presión de descarga, puede ser provocada si se presenta flujo de agua, suciedad en el condensador, sobrecarga de refrigerante, filtración de aire del ambiente al sistema, daños en la tubería del condensador y condiciones ambientales por debajo del diseño, ambientes muy fríos, agua de abastecimiento muy fría, bajo nivel de refrigerante y ciclo en el ventilador.

La fluctuación en la presión de descarga puede ser provocada si la válvula reguladora de agua del condensador está defectuosa, si hay carga insuficiente de refrigerante, ciclo en el ventilador y controles de presión averiados.

En condensadores enfriados por aire puede ocurrir un error en el sistema de control de presión de condensación, estos están dimensionados para una temperatura ambiente, entre 90 a 95 °F, si esta temperatura se baja de forma drástica el condensador se sobredimensiona y genera daños en los componentes (válvulas), inundación en el sistema de control de presión y pérdida de refrigerante (Climate Technologies).

Tanto para los condensadores de carcasa como para los tubos y los enfriadores de aire, la presión de condensación puede controlarse instalando una válvula reguladora de presión accionada por la presión de condensación ajustada a una presión mínima predeterminada en la línea entre el condensador y el receptor de líquido. Además, se instala un pequeño regulador de presión ajustado a una presión predeterminada en una línea entre la línea de descarga y el receptor de líquido. Este regulador dirigirá suficiente gas caliente al receptor para mantener la presión lo suficientemente alta como para operar la válvula de control de líquido del evaporador. (GPSA, 2004)

2.6 Determinación de las variables claves en un sistema de refrigeración mecánica con propano como refrigerante

El conjunto del análisis termodinámico con las condiciones operacionales permite determinar las variables claves del sistema que serán objeto de análisis para verificar el comportamiento del sistema ante los cambios efectuados en ellas. En la tabla 11 se observa que afectaciones termodinámicas se verán en el sistema si alguna de estas es alterada, dependiendo el tipo de alteración las afectaciones pueden subir, bajar o fluctuar, depende del caso operacional como se comporten.

Tabla 11.

Variables claves en el sistema de refrigeración mecánica.

Variables	Afectaciones en el sistema.
Presión del refrigerante	Presión y Temperatura en el evaporador, % recobro de líquidos.
Calidad del refrigerante	Presión de succión y descarga en el compresor, % recobro de líquidos.
Temperatura ambiente	Presión de succión y descarga en el compresor, % recobro de líquidos.
Carga del refrigerante	Entropía, Presión de succión y descarga en el compresor, % recobro de líquidos.
Presión de descarga en el compresor	Consumo de Amperaje, presión de condensación, % recobro de líquidos.
Presión de succión en el compresor	Carga del refrigerante, presión en válvula de estrangulamiento, % recobro de líquidos.

Tabla 11. (continuación)

Variables	Afectaciones en el sistema.
Presión de condensación	Carga del refrigerante, presión en la válvula, temperatura y presión en el evaporador, % recobro de líquidos.
Temperatura de condensación	Presión en la válvula de estrangulamiento, temperatura y presión en el evaporador, % recobro de líquidos.
Presión en la válvula de expansión	Temperatura y presión de evaporador, presión de succión en el compresor, % recobro de líquidos.

3. Descripción del caso base

3.1 Descripción de una planta de refrigeración mecánica para el recobro de líquidos

La planta de refrigeración está dividida en tres secciones: el proceso de compresión, el ciclo de refrigeración y la recuperación de líquidos. Para cumplir la descripción de cada sección se hizo necesario determinar las variables que intervienen en el proceso, las cuales están sujetas a la corriente de gas que ingresa a la planta.

3.1.1 Proceso de compresión. Está conformado por tres compresores reciprocantes para cumplir condiciones operacionales del método de refrigeración mecánica, de acuerdo con un rango de presión entre 435 psia y 580 psia (**Agón León, 2018**). La cantidad de compresores necesarios para aumentar la presión se calculó por medio de heurísticas de diseño que dicen que si la presión

Para el caso base se planteó este tipo de ciclo de refrigeración de múltiples etapas no solo por ser más eficiente que el de una etapa, sino porque es la configuración usada ampliamente en grandes sistemas de refrigeración; esto no quiere decir que es la recomendada, eso solo depende de las condiciones iniciales del gas, de los costos iniciales y del producto a obtener.

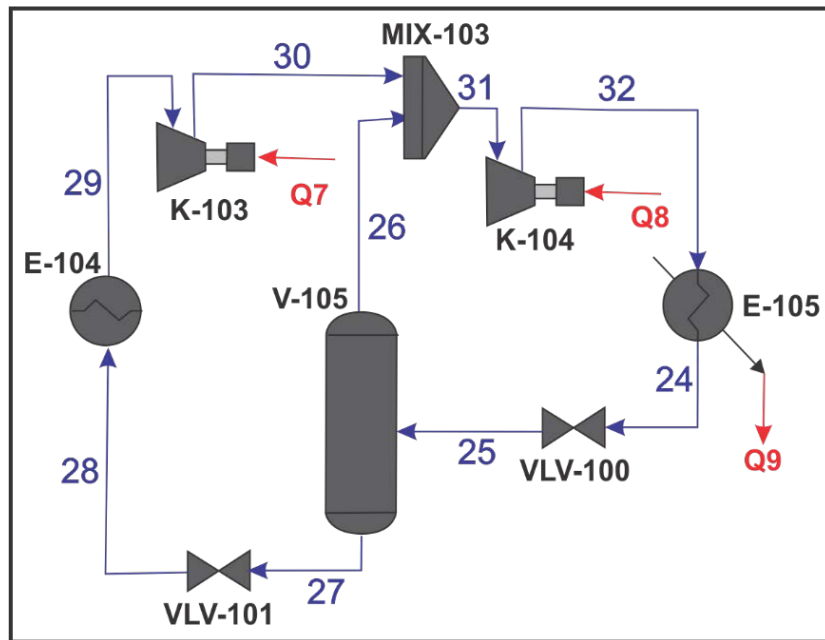


Figura 13. Ciclo de refrigeración de dos etapas con flash cooler.

Variables del proceso

- Tipo de refrigerante
- Relación de compresión
- Temperatura de salida del condensador (*cooler*)
- Presión Inter etapa
- Presión de evaporación
- Presión de condensación
- Temperatura ambiente

La sesión de recuperación de líquidos está compuesta principalmente por un intercambiador de calor de tubo y coraza, que de acuerdo a su diseño el gas caliente pasa por los tubos y el gas refrigerado o enfriado luego de extraerle los condensados pasa por la carcasa, seguidamente está compuesto por otro intercambiador de calor de tubo y coraza que hace parte del ciclo de refrigeración, y por ultimo un separador flash de alta presión y baja temperatura donde se separan los condensados para luego ser retirados, cuantificados y enviados a un proceso de fraccionamiento según las especificaciones de venta.

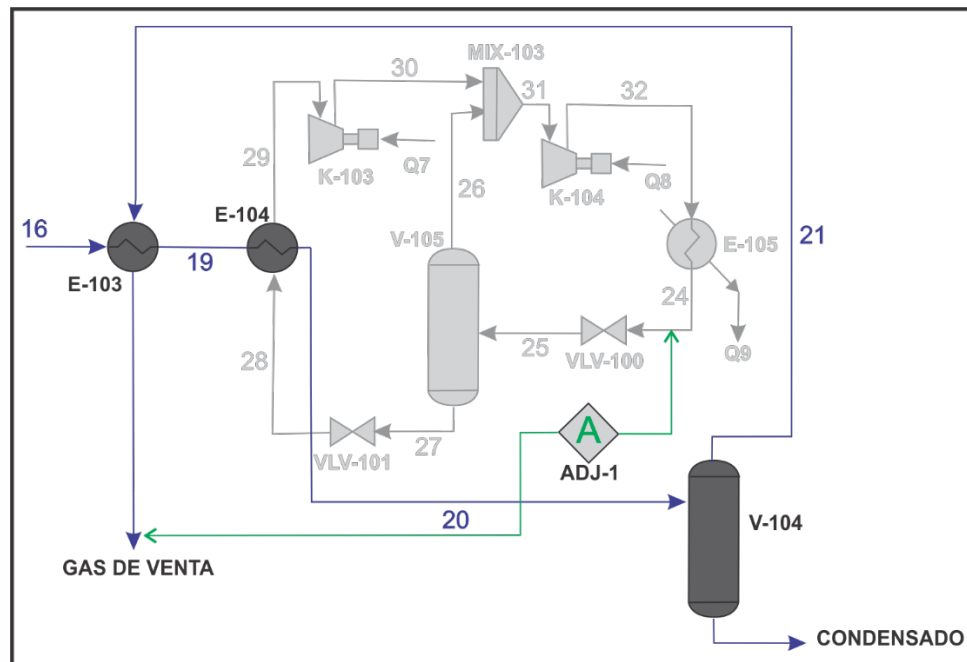


Figura 14. Sección recuperación de líquidos.

Variables del proceso

- Temperatura entrada del gas
- Presión de entrada del gas
- Temperatura de salida del intercambiador gas/liquido del gas
- Poder calorífico del gas de venta
- Caída de presión en los equipos

3.2 Determinación de las condiciones de operación de una planta de refrigeración mecánica para el recobro de líquidos mediante el simulador Aspen Hysys V8.8

3.2.1 Establecimiento de las condiciones del gas a la planta propuesta. Para el desarrollo de este proyecto se utilizó la composición de un gas rico presente de un campo colombiano. En la tabla 12 se muestra la composición de la corriente de entrada al proceso de compresión y al ciclo de refrigeración. Es importante aclarar que para evaluar la eficiencia del sistema de refrigeración no se tomó en cuenta presencia de agua en la corriente de entrada y por consiguiente no hay un análisis de formación de hidratos. A demás de la composición, se estableció las condiciones de entrada de la corriente del proceso de compresión para ajustar condiciones de entrada al ciclo de refrigeración. Estas condiciones se pueden apreciar en la tabla 13.

Tabla 12.

Composición de las corrientes de entrada al simulador.

Componentes	Fracción molar del gas al proceso de compresión	Fracción molar del gas al ciclo de refrigeración
Nitrógeno	0,0197	0.0205
Dióxido de carbono	0.0199	0.0207

Tabla 12. (continuación)

Componentes	Fracción molar del gas al proceso de compresión	Fracción molar del gas al ciclo de refrigeración
Metano	0.6394	0.6646
Etano	0.1421	0.1474
Propano	0.0658	0.0676
i-Butano	0.0184	0.0184
n-Butano	0.0286	0.0277
i-Pentano	0.0265	0.0190
n-Pentano	0,0272	0.0140
Hexano	0.0124	0.0002

Tabla 13.

Condiciones de entrada al simulador.

	Proceso de compresión	Ciclo de refrigeración
Presión (psia)	19,4	518,3
Temperatura (°F)	100	100
Caudal (MMSCFD)	12	11,54

Las condiciones de entrada al ciclo de refrigeración se evaluaron elevando la presión del gas y manteniendo la temperatura de entrada del proceso de compresión con el fin de encontrar la presión

a la cual se obtenga mayor fracción de componentes pesados (C5, C6) antes de someter al gas al proceso de refrigeración. En la tabla 13 se encuentran especificados las condiciones de entrada al ciclo de refrigeración.

3.2.2 Selección del paquete termodinámico para el proceso de simulación. Para el proceso de simulación de la planta propuesta en Aspen Hysys V8.8, se seleccionó un paquete termodinámico el cual incluye las ecuaciones de cálculos que empleará el simulador para la resolución de variables presentes en el proceso y con el cual se pueda obtener resultados satisfactorios en la predicción de los parámetros de presión, volumen y temperatura de hidrocarburos. Por lo tanto, se consideró las posibilidades de escoger las siguientes ecuaciones de estado: Peng Robinson (PR), Soave Redlich Kwong (SRK). Estos paquetes termodinámicos son utilizados con frecuencia para la estimación del comportamiento de las propiedades termodinámicas en los sistemas de procesamiento de gas, ya que arrojan buenos resultados para aplicaciones con mezclas multicomponentes, mezclas de hidrocarburos, hidrocarburos livianos y a la mayoría de los compuestos puros. Para el proceso de simulación se seleccionó el paquete de Peng Robinson ya que tiene mayor precisión en las variables.

3.2.3 Esquema propuesto para la simulación de la planta de refrigeración mecánica con propano para la recuperación de líquidos.

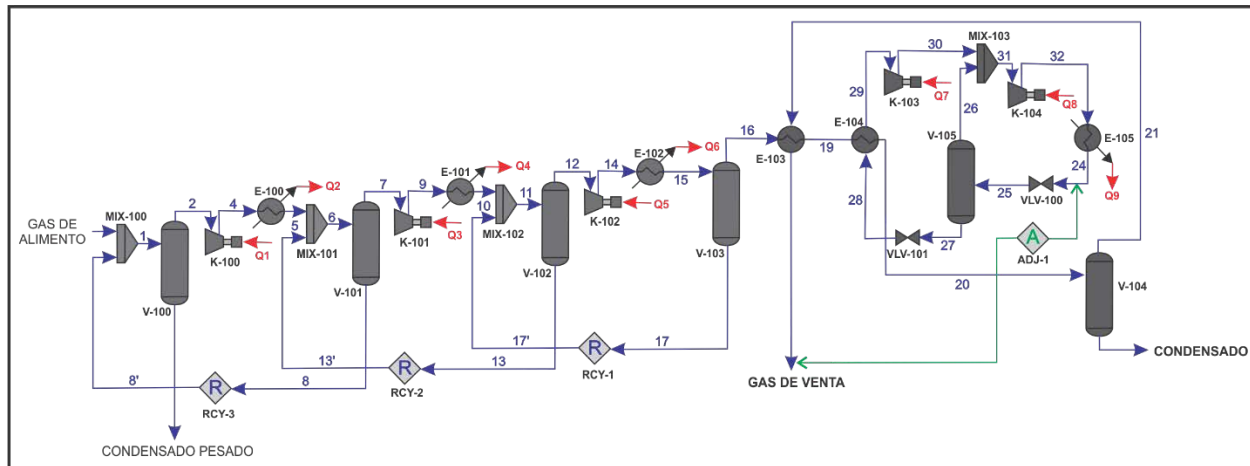


Figura 1. Planta de refrigeración mecánica.

3.2.3.1 Descripción general del proceso. En este proyecto el gas resultante del tratamiento que se le hace al crudo entra como la corriente “Gas de alimento” a la planta de refrigeración mecánica. Inicialmente el gas se comprime en tres etapas desde una presión de 19.7 psia hasta 518.3 psia; cada etapa consta de un separador flash (V-100, V-101, V-102) para extraer condensados generados y para asegurar que no entren líquidos al compresor (K-100, K-101, K-102), el cual se usa para elevar la presión a una RC de 3,1, simultáneamente en este equipo se experimenta un aumento de temperatura, lo que hace necesario de un enfriador (E-100, E-101, E-102) para mantener la temperatura de entrada de 100°F. Entre cada etapa se une al proceso por medio de mezcladores (MIX-100, MIX-101, MIX-102) posibles condensados que retornan por diferencia de presión al separador de la etapa anterior hasta llegar al primer separador obteniendo como producto la corriente de “Condensado pesado”, cuya composición presenta en su mayoría hidrocarburos pesados y trazas de los demás componentes.

Una vez terminada la sección de compresión, el gas sale del separador (V-103) y pasa a la sección de recuperación de líquidos, ingresando al intercambiador gas/gas (E-103) diseñado con

un flujo contracorriente, con una caída de presión por tubos de 5 psia y por carcasa de 1 psia, luego de pre- enfriarse el gas entra a un segundo intercambiador de calor gas/liquido (E-104) con el mismo diseño, excepto que la caída de presión por carcasa es cero, simulando que no hay efecto de caída de presión en las líneas de succión y descarga de compresión; la temperatura de salida del gas debe cumplir con una temperatura de rocío por debajo de 45°F definida en la Resolución CREG 050 de 2018. Seguidamente el gas entra al separador (V-104), donde ocurre la separación de la corriente “Condensado” con el recobro de líquidos y la separación de gas enfriado que es aprovechado en el intercambiador gas/gas (E-103) para disminuirle la temperatura al gas caliente y para cumplir con las especificaciones de temperatura de transporte (45°F - 120°F) y poder calorífico (950 BTU/ft³ – 1150 BTU/ft³) definidas en la Resolución CREG 050 de 2018. El poder calorífico también se puede especificar con el número de wobbe para medir el flujo de energía contenida en el gas, por lo tanto, se tiene en cuenta los valores (1250.0 BTU/ft³ y 1414.7 BTU/ft³) reportados en la misma Resolución CREG 050 de 2018.

Conjuntamente en la sección de recuperación de líquidos el intercambiador (E-104) hace parte de la sección de refrigeración, cuyo propósito es extraerle el calor necesario al gas para cumplir con una temperatura de rocío específica, por medio de un refrigerante, en este caso propano puro, el cual fluye después de pasar por el intercambiador hacia el compresor de baja presión (K-103) comprimiendo el gas a la presión Inter etapa, mezclándose con la corriente en estado vapor saturado a la misma presión proveniente del separador (V-105) en un mezclador (MIX-103), dando como resultado un corriente a la presión inter etapa con menor entalpia, que se dirige al compresor de alta presión (K-104), llevando el refrigerante a la presión de condensación para luego ser liberado el calor absorbido en el enfriador (E-105) y por ende enfriar el refrigerante hasta liquido saturado, posteriormente entra a una válvula de expansión (VLV-100) cuya finalidad es general

un estado de mezcla, separando el refrigerante en dos corrientes en el separador (V-105) dirigiendo la fase líquida hacia la válvula de expansión (VLV-101) conservando la misma entalpía y disminuyendo la temperatura y presión a las condiciones de evaporación, dando fin al ciclo de refrigeración mecánica y paso a un nuevo ciclo.

4. Evaluación de escenarios operacionales mediante el simulador Aspen Hysys V8.8

Para evaluar la eficiencia del proceso de refrigeración mecánica con propano para el recobro de líquidos del gas natural, se planteó la idea de evaluar escenarios operacionales presenciados en el campo con el propósito de observar los cambios en las variables claves indicadas en el numeral 2.6 y en las variables del proceso involucradas en el caso base de la planta de refrigeración mecánica utilizadas como variables operacionales.

En el análisis y simulación de los distintos escenarios operacionales, se tomó en cuenta un escenario base como punto de partida para delimitar variables del proceso y cumplir con la evaluación del proceso de refrigeración mecánica de acuerdo con los indicadores energéticos del ciclo de refrigeración mecánica.

4.1 Escenario base

Antes de seguir el proceso de la planta de refrigeración mecánica, es necesario conocer donde se encuentra el gas a refrigerar después de la sección de compresión, por lo tanto, la figura 15 señala la envolvente del gas de alimento de color azul, la envolvente del gas a la entrada del ciclo de refrigeración de color amarillo, por último, la línea roja que indica el recorrido del gas hasta las condiciones de entrada de la sección de refrigeración.

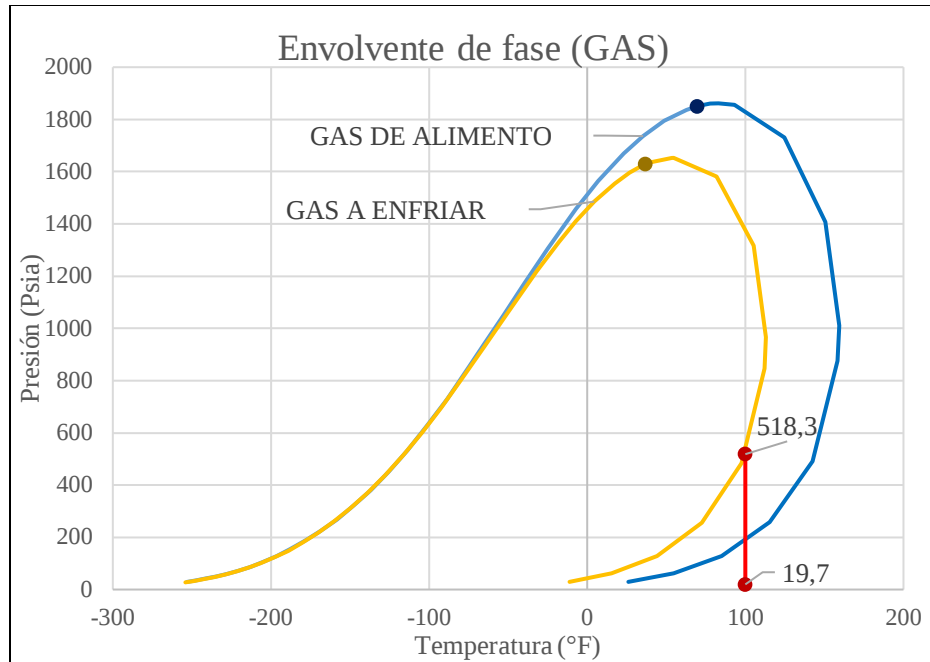


Figura 15. Gráfica de la envolvente del gas.

También es preciso tener en cuenta el flujo másico de las corrientes de gas de alimento, condensado pesado y gas a refrigerar (en el esquema de la planta es la corriente 16) para más adelante cuantificar la recuperación de líquidos. En la tabla 14 están presentes estos datos.

Tabla 14.

Composición en flujo másico de las corrientes mencionadas.

	Gas de alimento (Lb/h)	Condensado pesado (Lb/h)	Gas por refrigerar (Lb/h)
Nitrógeno	727,0840	0,0562	727,0360
Dióxido de carbono	1153,8789	1,0851	1152,8501
Metano	13517,0572	4,3175	13513,1330
Etano	5629,6940	13,9781	5616,0653
Propano	3822,9064	44,7043	3777,9051

Tabla 14. (continuación)

	Gas de alimento (Lb/h)	Condensado pesado (Lb/h)	Gas por refrigerar (Lb/h)
i-Butano	1409,0683	54,5076	1351,9558
n-Butano	2190,1822	141,9173	2042,1301
i-Pentano	2519,1090	804,7423	1739,9246
n-Pentano	2585,6515	1333,2299	1276,5666
Hexano	1407,9146	1392,7788	26,8515
	34962,5461	3791,3171	31224,4183

Una vez conocido el estado del gas, se procede a plantear el escenario base, el cual presenta las siguientes condiciones para delimitar cálculos y resultados del simulador. En este escenario y en los posteriores se une el ciclo de refrigeración y la sección de recuperación de líquidos con el fin de unificar el proceso para analizar las variables interrelacionadas. En la tabla 15 se denotan las condiciones.

Tabla 15.

Condiciones del escenario base.

Variable	Valor	Unidades
Relación de compresión	3,5	
Presión en el intercambiador de calor	16,2	Psia
Temperatura de rocío del gas	30	°F
Relación de la temperatura en el condensador	25 + Tamb	°F

De las condiciones utilizadas, la presión en el intercambiador de calor se escogió con el análisis previo de que a esa presión y temperatura de saturación, el propano ebulle proporcionando mayor absorción de calor, la relación de temperatura en el condensador se escogió de acuerdo a la heurística de diseño del condensador y por último la relación de compresión y temperatura de rocío del gas se escogieron en razón del rango establecido por funcionamiento o por especificaciones anteriormente dichas.

Conforme a lo anterior y después de introducir las condiciones al simulador, este arroja la presión Inter etapa, la presión de condensación, el flujo de refrigerante (propano), el flujo, composición y porcentaje de la recuperación de líquidos en la corriente “condensado”, el calor absorbido por el intercambiador de calor y la energía necesaria en los compresores para obtener el indicador energético general, COP, el cual nos ayudara a evaluar la eficiencia del sistema. Estas variables se expresan en la tabla 16 y 17.

Tabla 16.
Variables operacionales del escenario base.

Variable	Valor	Unidades
Presión Inter etapa	56.7	Psia
Presión de condensación	198.45	Psia
Temperatura de condensación	103.7	°F
Temperatura ambiente	78.7	°F
Flujo de propano	2,720	MMSCFD
Flujo de condensado	1,620	MMSCFD
Calor absorbido en E-104	1308033,419	BTU/h

Tabla 16. (continuación)

Variable	Valor	Unidades
Energía en K-103	287586,8608	BTU/h
Energía en K-104	472794,9452	BTU/h
Numero de wobbe	1403	BTU/ft ³
COP	1,720	

Tabla 17.

Composición en flujo másico de la corriente de condensado para el escenario base.

Composición de condensado	Fracción molar	Flujo másico (Lb/h)	%
Nitrógeno	0,0020	9,7294	1
Dióxido de carbono	0,0125	97,9282	9
Metano	0,1847	527,0401	4
Etano	0,1817	971,9675	17
Propano	0,1979	1552,3762	42
i-Butano	0,0811	838,3444	63
n-Butano	0,1374	1420,3589	71
i-Pentano	0,1140	1463,2279	90
n-Pentano	0,0871	1117,7958	95
Hexano	0,0017	25,6139	100

A demás de obtener las variables operacionales, el simulador también nos permite extraer las variables claves del ciclo de refrigeración, con la finalidad de graficarlas junto a la envolvente de fase del propano en un gráfico presión versus entalpía y lograr una mejor visualización de donde se produce el cambio y cuál es el comportamiento de las variables del sistema de refrigeración frente al control operacional en los equipos y a la posible repercusión en la recuperación de líquidos. A continuación, en la tabla 18 están las variables clave del escenario base.

Tabla 18.
Variables claves del escenario base.

Variable clave	P	h1
salida del E-104	16,2	-46657,4
entrada al K-103	16,2	-46657,4
salida del K-103	56,7	-45226,7
entrada al K-104	56,7	-45434,1
salida del K-104	198,5	-43851,1
entrada al E-105	198,5	-43851,1
salida del E-105	198,5	-50776,7
entrada a la VLV-100	198,5	-50776,7
salida de la VLV-100	56,7	-50776,7
entrada a la VLV-101	56,7	-53164,9
salida de la VLV 101	16,2	-53164,9
entrada al E-104	16,2	-53164,9

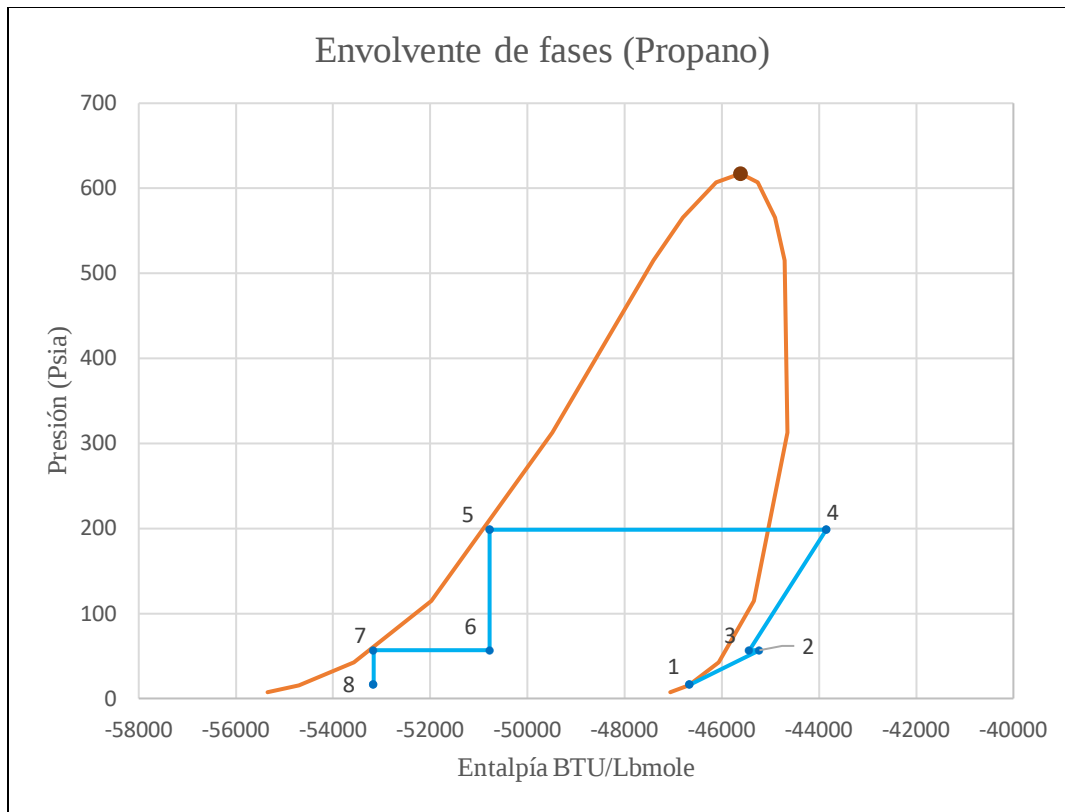


Figura 16. Gráfica del ciclo de refrigeración. Escenario base.

En la Figura 16, se ilustra el escenario base de color azul claro que corresponde al recorrido del propano como refrigerante por los diferentes equipos utilizados en el ciclo de refrigeración con dos etapas propuesto y por medio de la envolvente de fases de color naranja se puede apreciar los cambios de estado, es decir, en el punto 1 entra al K-103 en estado de vapor saturado a 16,2 psia para ser comprimido a 56,7 psia en el punto 2, luego de mezclarse en estado gaseoso con una porción del mismo refrigerante saliente del V-105 en estado vapor saturado se reduce la entalpía en el punto 3 y se procede a entrar al K-104 para elevar la presión a 198,45 psia en el punto 4 y ser enfriado en el E-105 hasta llegar a un estado de líquido saturado en el punto 5 para luego pasar por la VLV-100 y llegar al punto 6 donde entra al equipo V-105 y separa las fases de líquido y vapor saturado del refrigerante a la presión de 56,7 psia; el líquido saturado en el punto 7 entra a la VLV-101 para disminuir la presión a 16,2 en el punto 8 y pasar por el E-104 comenzando nuevamente

el ciclo. Este proceso es el mismo para los escenarios operacionales que se van a exponer, pero con la diferencia que se va a evaluar con modificaciones en las variables claves para observar el comportamiento de estas en la eficiencia del ciclo y de la recuperación de líquidos.

4.2 Escenarios operacionales

La simulación de los escenarios operacionales se idealizo manteniendo las mismas condiciones operacionales del escenario base y cambiando solo la variable afectada en dicho escenario para luego realizar dos simulaciones prueba y una tercera con el escenario base, efectuando una comparación y evaluación de los cambios.

Los escenarios operacionales propuestos fueron los siguientes:

- Escenario 1: Baja presión de condensación
- Escenario 2: Inundación de refrigerante liquido en el compresor
- Escenario 3: Pureza del refrigerante
- Escenario 4: Aumento de la temperatura del intercambiador de calor

Para cada escenario se estudiaron los comportamientos de variables tales como: temperatura de rocío del gas a refrigerar, flujo de propano utilizado en el ciclo, flujo de la corriente condensado, numero de wobbe del gas refrigerado y el coeficiente de transferencia de calor para el escenario 2. Por otra parte, para realizar la evaluación del sistema de refrigeración se estudió el coeficiente de operación del ciclo.

4.2.1 Escenario 1: Baja presión de condensación. En el diseño de los condensadores enfriados por aire, la temperatura ambiente es clave para dimensionar los equipos y por ente están adecuados a una específica. Si llegara a presentarse una caída de temperatura ambiente inesperada ya sea por una tormenta o un fenómeno, el condensador estará sobredimensionado y presentara una

disminución de presión. En la tabla 19 están los resultados de las variables operacionales de acuerdo con los valores de temperatura ambiente escogidos a simular, los cuales son 78°F, 68°F, y 58°F. Del mismo modo en la tabla 20 se encuentra los resultados de las variables claves para graficar el ciclo de refrigeración.

Tabla 19.

Variables operacionales simuladas con el cambio de la temperatura ambiente.

Variable	Caso base	Caso 1	Caso 2	Unidades
Presión de condensación	196.6	172.3	150.3	Psia
Temperatura de condensación	103	93	83	°F
Temperatura ambiente	78	68	58	°F
Flujo total de propano	2,720	2,720	2,720	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,839	1,958	2,072	MMSCFD
Calor absorbido en E-104	1314355,516	1398814,674	1480701	BTU/h
Calor liberado en E-105	2072637,442	2127174,529	2176165,278	BTU/h
Energía en K-103	288977,9103	307543,9588	325549	BTU/h
Energía en K-104	469304,0154	420815,8967	369916	BTU/h
COP	1,733	1,920	2,129	
Flujo de condensado	1,627	1,732	1,831	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	29,70	25,57	21,70	°F
Numero de wobbe	1402	1397	1392	BTU/ft ³

Tabla 20.

Variables claves simuladas con el cambio de la temperatura ambiente.

T ambiente	78		68		58	
Variable clave	P	h	P	h	P	h
salida del E-104	16,2	-46657,4	16,2	-46657,4	16,2	-46657,4
entrada al K-103	16,2	-46657,4	16,2	-46657,4	16,2	-46657,4
salida del K-103	56,7	-45226,7	56,7	-45226,7	56,7	-45226,7
entrada al K-104	56,7	-45434,1	56,7	-45404,5	56,7	-45377,8
salida del K-104	198,5	-43851,1	172,3	-43995,6	150,3	-44139,3
entrada al E-105	198,5	-43851,1	172,3	-43995,6	150,3	-44139,3
salida del E-105	198,5	-50776,7	172,3	-51117,7	150,3	-51425,4
entrada a la VLV-100	198,5	-50776,7	172,3	-51117,7	150,3	-51425,4
salida de la VLV-100	56,7	-50776,7	56,7	-51117,7	56,7	-51425,4
entrada a la VLV-101	56,7	-53164,9	56,7	-53164,9	56,7	-53164,9
salida de la VLV 101	16,2	-53164,9	16,2	-53164,9	16,2	-53164,9
entrada al E-104	16,2	-53164,9	16,2	-53164,9	16,2	-53164,9

Inicialmente de la Figura 17, es posible visualizar la relación de la temperatura ambiente con la presión en la zona de condensación, observándose una disminución en la presión cada vez que disminuye la temperatura ambiente y un aumento en la capacidad de liberar calor por el aumento

del rango de entalpía obtenido. La disminución de presión hace que los compresores requieran menos trabajo para cumplir con la nueva temperatura ambiente generando un mayor coeficiente de operación del ciclo. La Figura 18 demuestra la relación de eficiencia del sistema con la variable afectada.

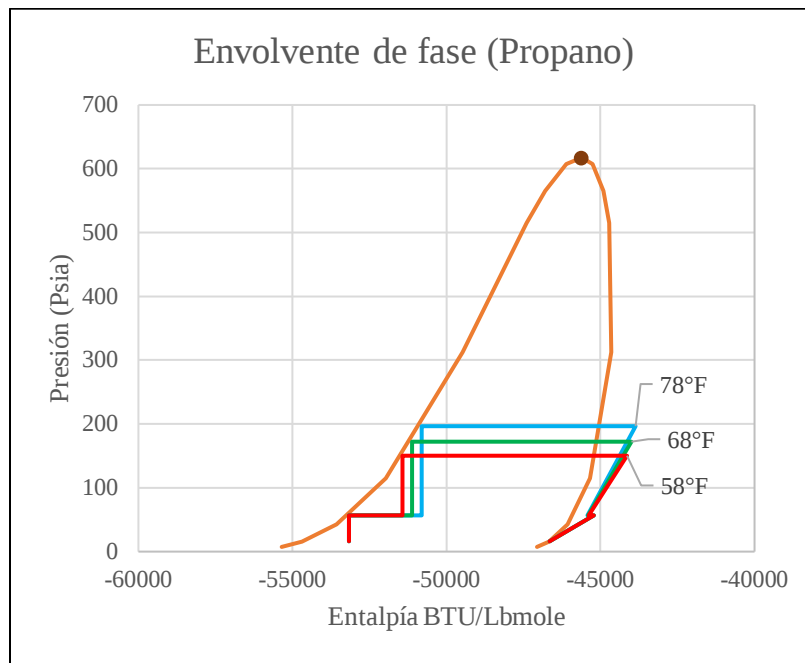


Figura 17. Gráfica ciclos de refrigeración del escenario 1.

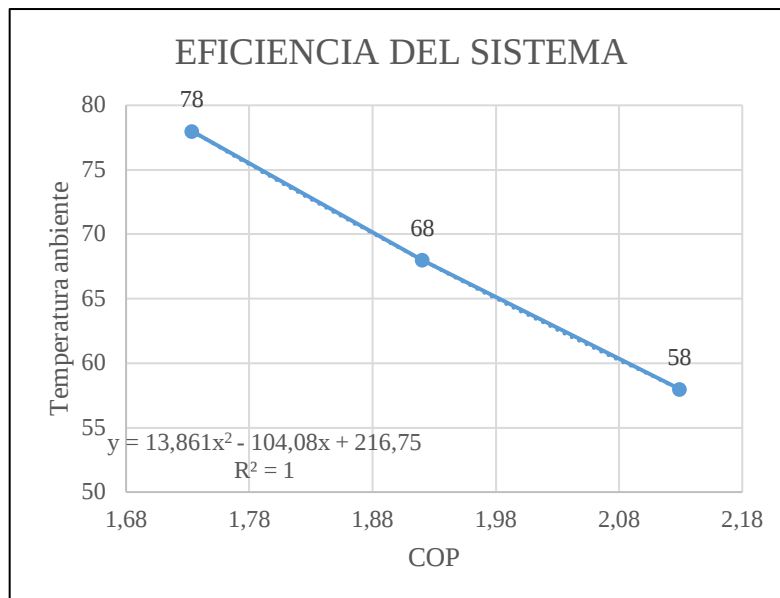


Figura 18. Eficiencia del sistema del escenario 1.

El aumento del COP ocasiona un aumento del flujo másico de la corriente de condensado cada vez que disminuye la temperatura ambiente resultando en mayor porcentaje de recobro de líquidos presentes en la tabla 21.

Tabla 21.

Composición de flujo másico de la corriente del condensado.

T ambiente	78		68		58	
Composición de condensado	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%
Nitrógeno	9,84	1,4	10,63	1,5	11,41	1,6
Dióxido de carbono	99,70	8,6	109,52	9,5	119,37	10,3
Metano	534,73	4,0	582,80	4,3	630,66	4,7
Etano	992,50	17,6	1085,70	19,3	1177,82	20,9
Propano	1605,49	42,0	1721,95	45,0	1831,50	47,9
i-Butano	896,00	63,6	938,28	66,6	976,03	69,3
n-Butano	1566,69	71,5	1625,34	74,2	1676,65	76,6
i-Pentano	2270,49	90,1	2303,20	91,4	2330,65	92,5
n-Pentano	2452,58	94,9	2472,59	95,6	2489,18	96,3
Hexano	1418,41	100	1418,59	100	1418,73	100
	11846,42		12268,58		12662,00	

El comportamiento del aumento del flujo másico de la corriente condensado se expone en la figura 19 (d) y a su vez se observa que este aumento está relacionado con la disminución de la temperatura de rocío del gas a refrigerar en la figura 19 (a) generando una disminución del número de wobbe de la corriente de gas de venta, el cual nos indica según la temperatura menor simulada que todavía se encuentra en el rango de especificación permitido.

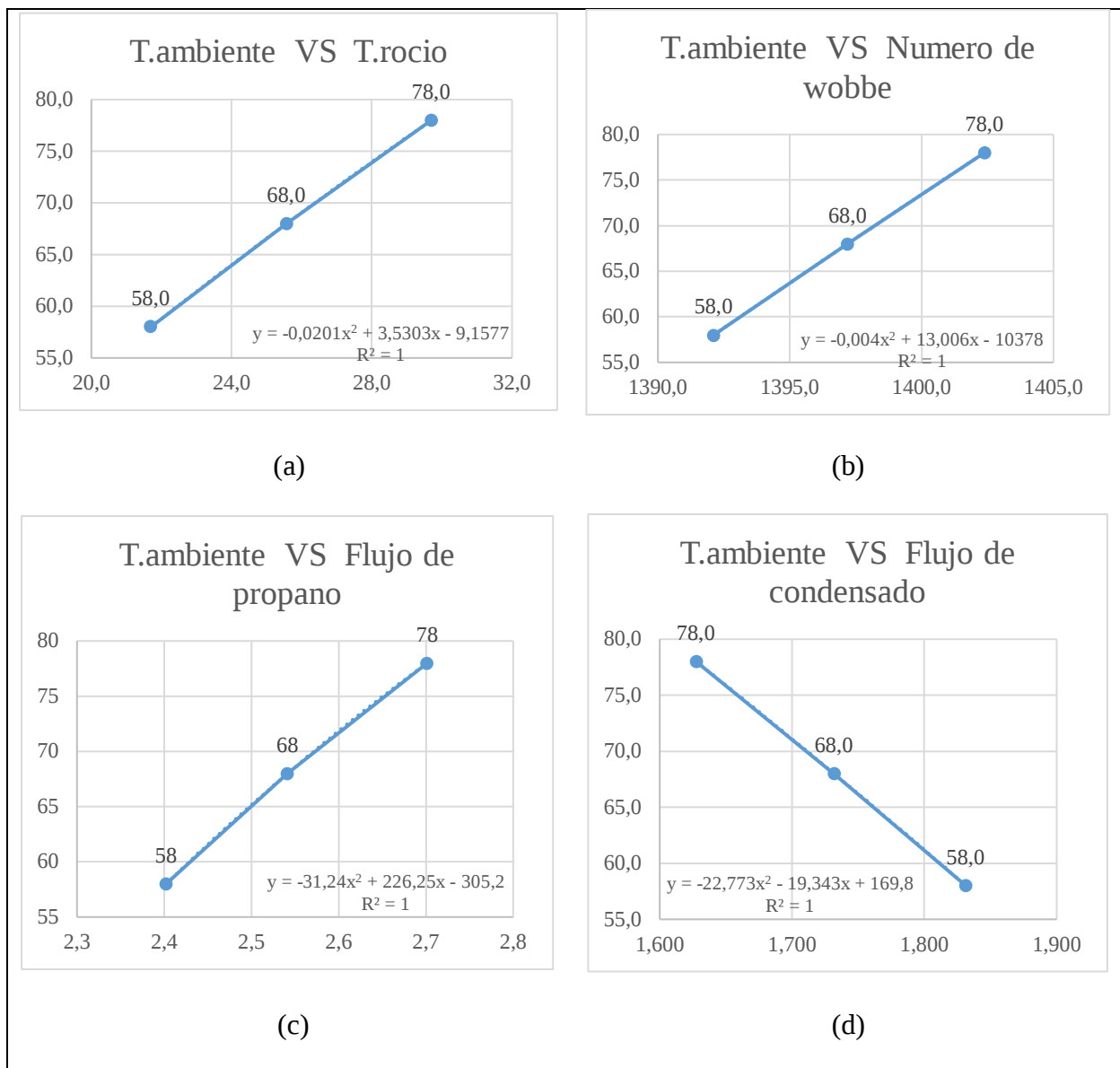


Figura 19. Comportamiento de variables escenario 1. (a) Temperatura de Rocío en °F, (b) Número de Wobbe en BTU/ft³, (c) Flujo de Propano en MMSCFD y (d) Flujo de Condensado en Lb/h.

Debido al aumento del COP se ajusta el flujo de propano para encontrar el flujo correcto para seguir manteniendo la temperatura de rocío inicial pese al cambio inesperado, encontrando que se requería menos cantidad, demostrado en la figura 19 (c) y en la tabla 22 que es posible encontrar en el sistema un mal funcionamiento en los equipos produciendo retorno de refrigerante en fase líquida a los compresores, sobrecarga en los compresores, disminución en la temperatura de rocío de manera no controlada; ocasionando daños en los compresores y formación de hidratos si hay presencia de agua en las corrientes de gas. En este escenario operativo se recomienda el uso de controladores de presión que ayudan a regular la presión de condensación.

Tabla 22.

Variables operacionales con el ajuste del flujo de propano.

Variable	Caso base	Caso 1	Caso 2	Unidades
Flujo total de propano	2,701	2,541	2,402	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,830	1,830	1,830	MMSCFD
COP	1,733	1,920	2,129	
Flujo de condensado	1,620	1,620	1,620	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	30	30	30	°F

4.2.2 Escenario 2: Inundación de refrigerante líquido en el compresor. La mayoría de los sistemas de refrigeración mecánica, están expuestos a que retorne cierta cantidad de refrigerante a los compresores. Si el flujo es pequeño, el compresor puede tolerarlo, pero si el flujo es grande y continuo, es posible que a corto plazo el compresor deje de funcionar sin motivo alguno, por lo

tanto, se simuló varias fracciones de líquido entrando al compresor para ver su efecto, estas fracciones fueron 0, 0,05 y 0,1 pero para la simulación se tradujeron a fracciones de vapor por lo que quedaron 1, 0,95 y 0,9 respectivamente. Los resultados obtenidos se encuentran en la tabla 23 y 24 de las variables operacionales y claves respectivamente.

Tabla 23.

Variables operacionales simuladas con el cambio de la fracción de vapor.

Variable	Caso base	Caso 1	Caso 2	Unidades
Fracción de vapor en la línea de succión de K-103	1	0,95	0,90	
Flujo total de propano	2,720	2,720	2,720	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,831	1,831	1,831	MMSCFD
UA	14508,3	13208,3	11972,4	BTU/°F-h
Calor absorbido en E-104	1308033,4	1227595,8	1147198	BTU/h
Calor liberado en E-105	2068415,2	1947724,9	1828671,6	BTU/h
Energía en K-103	287586,9	270832,2	255288	BTU/h
Energía en K-104	472794,9	449296,9	426185	BTU/h
COP	1,720	1,705	1,683	
Flujo de condensado	1,620	1,523	1,425	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	30	33,90	37,91	°F
Numero de wobbe	1403	1408	1414	BTU/ft ³

Tabla 24.

Variables claves simuladas con el cambio de la fracción de vapor.

Fracción de vapor		1	0,95	0,90
Variable clave	P	h1	h2	h3
salida del E-104	16,2	-46657,4	-47057,6	-47457,8
entrada al K-103	16,2	-46657,4	-47057,6	-47457,8
salida del K-103	56,7	-45226,7	-45710,2	-46187,7
entrada al K-104	56,7	-45434,1	-45759,6	-46080,9
salida del K-104	198,5	-43851,1	-44255,2	-44654,0
entrada al E-105	198,5	-43851,1	-44255,2	-44654,0
salida del E-105	198,5	-50776,7	-50776,7	-50776,7
entrada a la VLV-100	198,5	-50776,7	-50776,7	-50776,7
salida de la VLV-100	56,7	-50776,7	-50776,7	-50776,7
entrada a la VLV-101	56,7	-53164,9	-53164,9	-53164,9
salida de la VLV 101	16,2	-53164,9	-53164,9	-53164,9
entrada al E-104	16,2	-53164,9	-53164,9	-53164,9

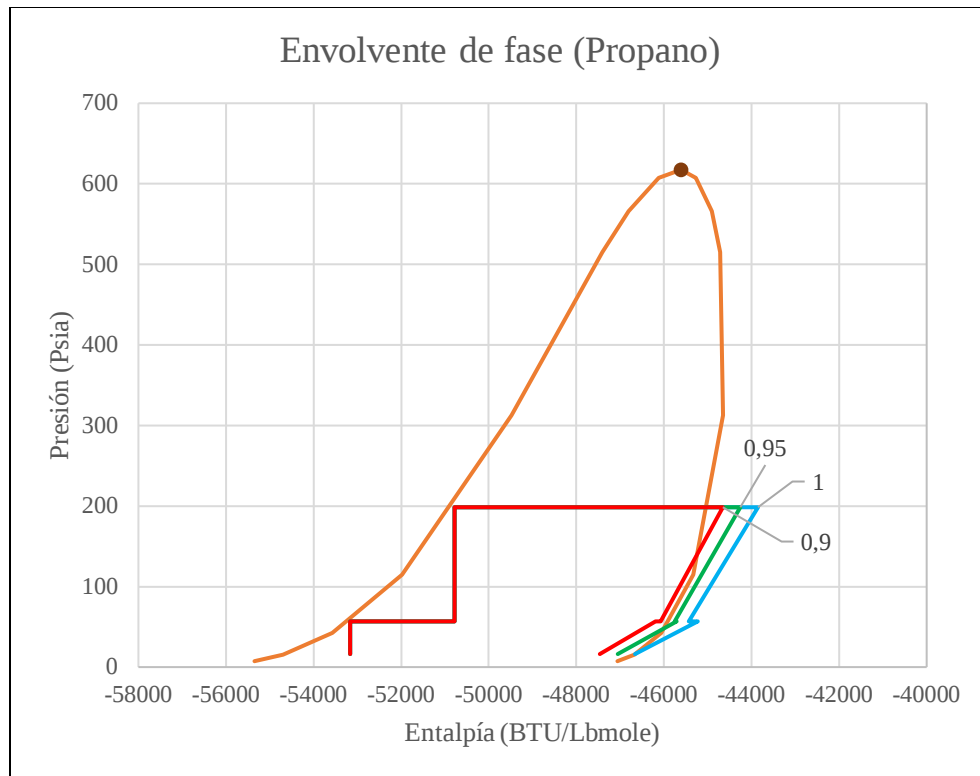


Figura 20. Gráfica ciclos de refrigeración del escenario 2.

Gráficamente el ciclo de refrigeración se muestra en la Figura 20, los cambios generados respecto al escenario base de acuerdo con las fracciones de vapor analizadas, estos cambios como son de esperarse se presentan en la zona de compresión, indicando cada vez más mayor presencia del refrigerante en la zona de mezcla de la envolverte de fase, también se observa la disminución tanto en la capacidad de absorber calor del gas refrigerado como la capacidad de liberar el calor absorbido. Los cambios presentados influyen en la eficiencia del sistema de manera negativa, provocando cada vez que entra más líquido al compresor un menor COP y por consiguiente resultando en un sistema ineficiente y con futuros daños irreversibles. En la Figura 21 visualiza la relación de la fracción de vapor y el COP.

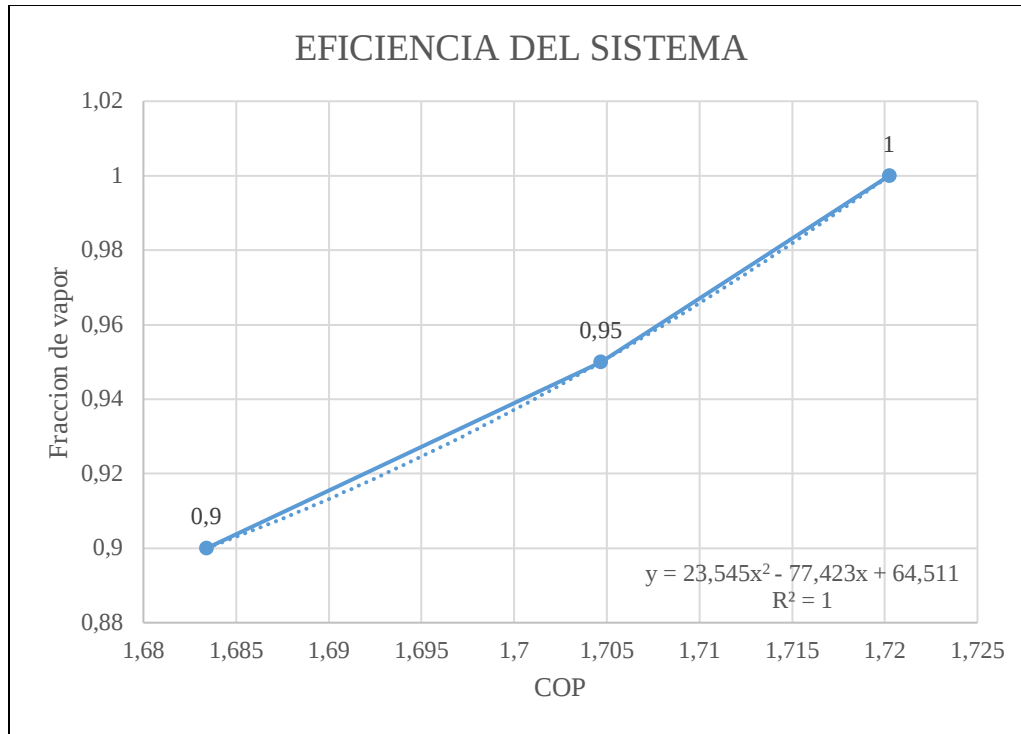


Figura 21. Eficiencia del sistema del escenario 2.

La disminución del COP ocasiona un menor del flujo másico de la corriente de condensado cada vez que aumenta la fracción de líquido en la línea de succión de compresión resultando en un menor porcentaje de recobro de líquidos, presentes en la tabla 25.

Tabla 25.

Composición de flujo másico de la corriente condensado para el escenario 2.

Fracción de vapor	1		0,95		0,90	
Composición de condensado	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%
Nitrógeno	9,8	1,3	9,1	1,2	8,4	1,2
Dióxido de carbono	99,0	8,6	90,4	7,8	82,1	7,1
Metano	531,4	3,9	488,8	3,6	447,3	3,3

Tabla 25. (continuación)

Fracción de vapor	1		0,95		0,90	
Composición de condensado	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%
Etano	985,9	17,5	903,0	16,0	822,0	14,6
Propano	1597,1	41,8	1488,2	38,9	1377,2	36,0
i-Butano	892,9	63,4	851,0	60,4	806,2	57,2
n-Butano	1562,3	71,3	1503,0	68,6	1438,0	65,7
i-Pentano	2268,0	90,0	2233,3	88,7	2193,5	87,1
n-Pentano	2451,0	94,8	2429,5	94,0	2404,5	93,0
Hexano	1418,4	100	1418,2	100,	1417,9	100
	11815,6994		11414,4175		10997,0635	

El comportamiento de la disminución del flujo másico de la corriente condensado se expone en la Figura 22 (d) y a su vez se observa que la disminución está relacionada con el aumento de la temperatura de rocío del gas refrigerado en la Figura 22 (a) generando un aumento del número de wobble de la corriente de gas de venta, el cual nos indica que es posible que el gas de venta este fuera del rango de especificación permitido.

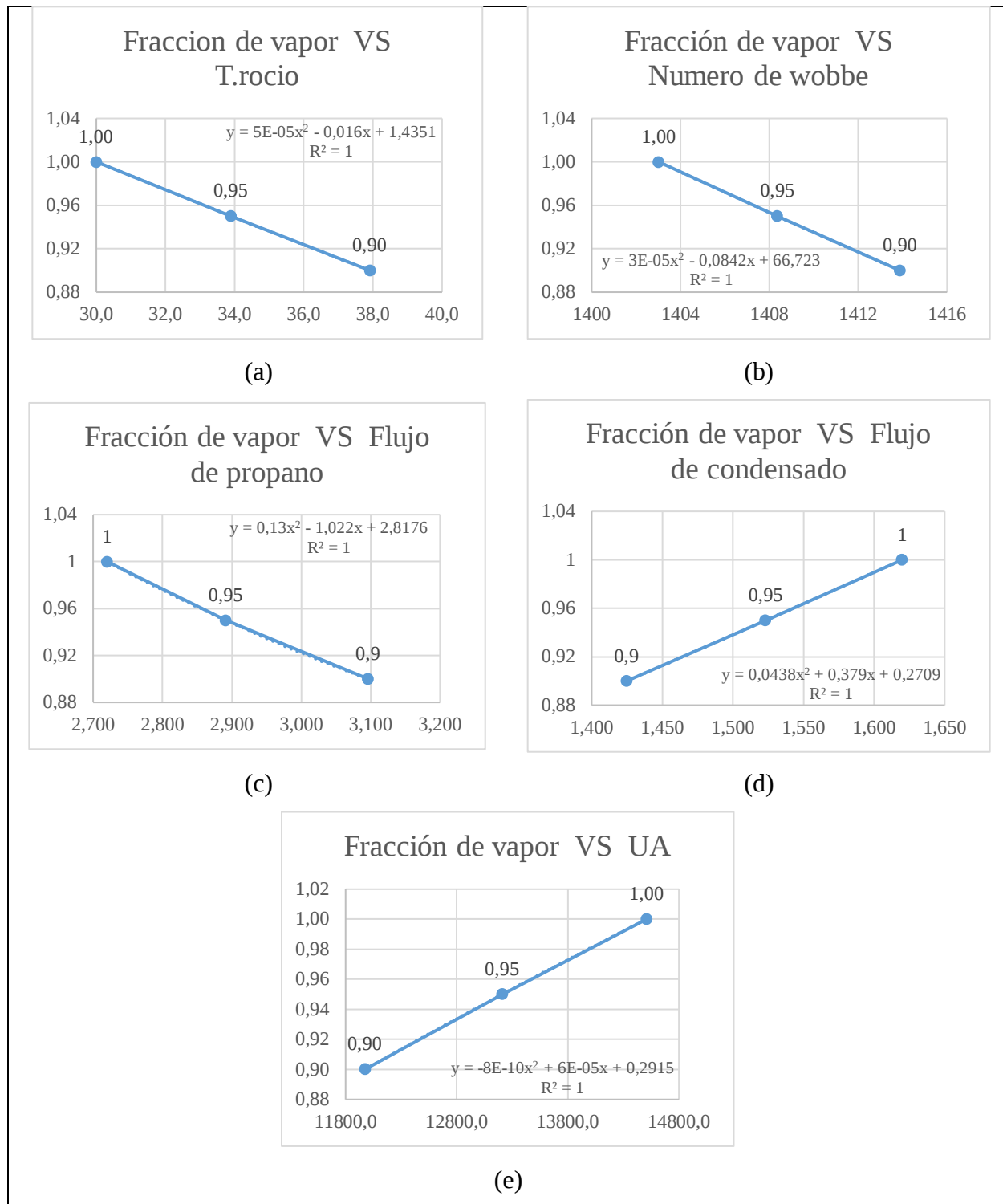


Figura 22. Comportamiento de variables analizadas en el escenario 2. (a) Temperatura de rocío en °F, (b) Numero de wobble en BTU/ft3, (c) Flujo de propano en MMSCFD, (d) Flujo de condensado en Lb/h y (e) Coeficiente global de transferencia BTU/°F-h.

Según el comportamiento de las variables y la figura 22 (e), muestran que en el intercambiador de calor E-104 no se logra absorber el calor necesario para llegar a la temperatura de rocío establecida y la presencia de líquido a la salida de E-104 disminuye el coeficiente global de transferencia originando un descenso del flujo de calor tanto en los tubos como en la carcasa del intercambiador de calor.

Tabla 26.

Variables operacionales con el ajuste de propano para el escenario 2.

Variable	Caso base	Caso 1	Caso 2	Unidades
Flujo total de propano	2,720	2,891	3,096	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,831	1,946	2,084	MMSCFD
COP	1,720	1,705	1,683	
Flujo de condensado	1,620	1,620	1,620	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	30	30	30	°F

Debido a la disminución del COP, se ajusta el flujo de propano para encontrar la cantidad de refrigerante correcto y seguir cumpliendo las condiciones iniciales de temperatura de rocío pese a la presencia de líquido en la línea de succión de compresión, considerando una cantidad mayor de propano, demostrado en la figura 22 (c) y en la tabla 26. Finalmente es posible deducir que el sistema demanda en más inversión de refrigerante en el momento, pero a corto plazo revelará efectos como el golpe de líquido que se traducirán en daño de válvulas, pistones y bielas desde dobleses hasta rupturas; acarreado un daño fatal. En este escenario operativo se recomienda el

uso de acumuladores de succión con el fin de evitar al máximo la presencia de líquido en los compresores.

4.2.3 Escenario 3: Pureza del refrigerante. El refrigerante es el medio en el sistema de refrigeración mecánica para absorber el calor necesario del gas a enfriar con el fin de llevarlo a una temperatura deseada. En este escenario se planteó disminuir la pureza del refrigerante de composición cien por ciento propano, al noventa y ocho por ciento y al noventa y seis por ciento, agregando componentes más pesados como lo son el iso-butano, el n-butano y el n-pentano; simulando un aumento en el peso molecular y un posible escenario en el que el refrigerante se ve afectado por los demás fluidos presentes en el sistema. La fracción molar de estos componentes se mantuvo en relación con la disminución del porcentaje de pureza del propano para generar un análisis exclusivo entorno al componente principal. En la tabla 27 se plasman las tres composiciones a simular del refrigerante y en la tabla 28 y 29 los resultados obtenidos de las variables operacionales y las variables claves respectivamente.

Tabla 27.
Composición del refrigerante.

Composición del refrigerante	1	2	3
Propano	1	0,98	0,96
i-Butano	0	0,005	0,01
n-Butano	0	0,005	0,01
i-Pentano	0	0,01	0,02

Tabla 28.

Variables operacionales simuladas con el cambio de composición del refrigerante.

Variable	Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3	Unidades
Flujo total de propano	2,720	2,720	2,720	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,831	1,824	1,818	MMSCFD
Calor absorbido en E-104	1308033,419	1347374,603	1376569	BTU/h
Calor liberado en E-105	2068415,225	2124117,872	2163916,396	BTU/h
Energía en K-103	287586,8608	294936,3901	299666	BTU/h
Energía en K-104	472794,9452	481806,8783	487682	BTU/h
COP	1,720	1,735	1,748	
Flujo de condensado	1,620	1,668	1,705	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	30	28,10	26,64	°F
Numero de wobbe	1403	1401	1399	BTU/ft ³

Tabla 29.

Variables claves simuladas con el cambio de composición del refrigerante.

		1	2	3
Variable clave	P	h1	h2	h3
salida del E-104	16,2	-46657,45	-46951,79	-47292,77
entrada al K-103	16,2	-46657,45	-46951,79	-47292,77
salida del K-103	56,7	-45226,71	-45479,59	-45791,54
entrada al K-104	56,7	-45434,13	-45622,67	-45850,92

Tabla 29. (continuación)

Variable clave	P	1	2	3
		h1	h2	h3
salida del K-104	198,5	-43851,10	-44009,73	-44218,08
entrada al E-105	198,5	-43851,10	-44009,73	-44218,08
salida del E-105	198,5	-50776,67	-51120,61	-51463,22
entrada a la VLV-100	198,5	-50776,67	-51120,61	-51463,22
salida de la VLV-100	56,7	-50776,67	-51120,61	-51463,22
entrada a la VLV-101	56,7	-53164,88	-53677,34	-54188,93
salida de la VLV 101	16,2	-53164,88	-53677,34	-54188,93
entrada al E-104	16,2	-53164,88	-53677,34	-54188,93

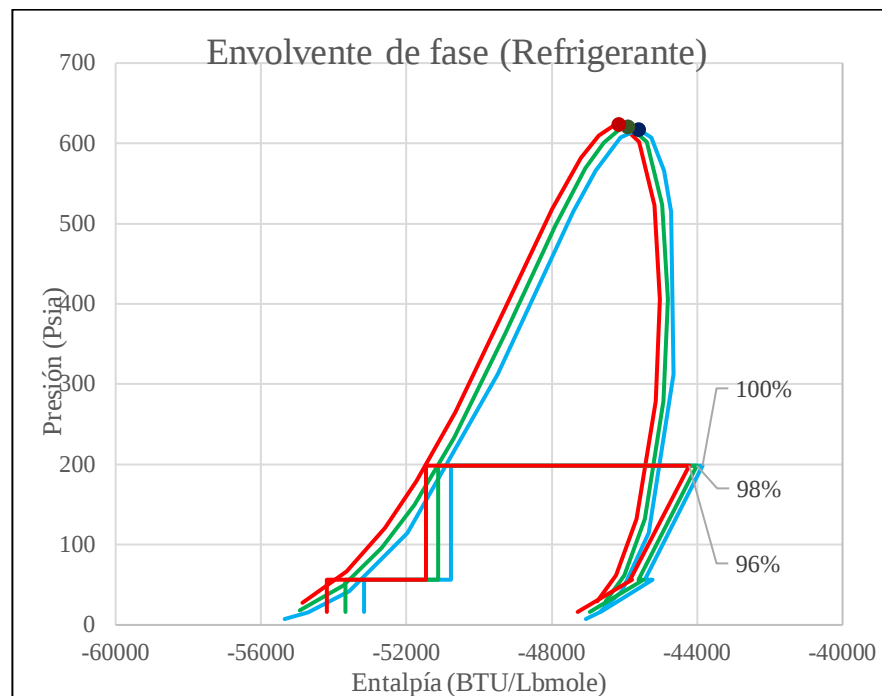


Figura 23. Gráfica ciclos de refrigeración escenario 3 y las nuevas envolventes de fase.

De acuerdo con la Figura 23, donde se ilustran los resultados de las variables simuladas, se contempla en función a la envolvente de fase un desplazamiento hacia la izquierda otorgando información del cambio de composición del refrigerante, del mismo modo el ciclo de refrigeración también se desplaza a la izquierda y de acuerdo con los datos obtenidos la capacidad de liberar el calor absorbido aumenta notoriamente a medida que disminuye la pureza del refrigerante. Si se compara el ciclo de refrigeración al 98 % y al 96% con la envolvente de fase del escenario base, se evidencia un mayor subenfriamiento del refrigerante y un posible regreso de refrigerante líquido a los compresores. En la Figura 24 se percibe un aumento del COP a razón de mayor peso molecular del refrigerante.

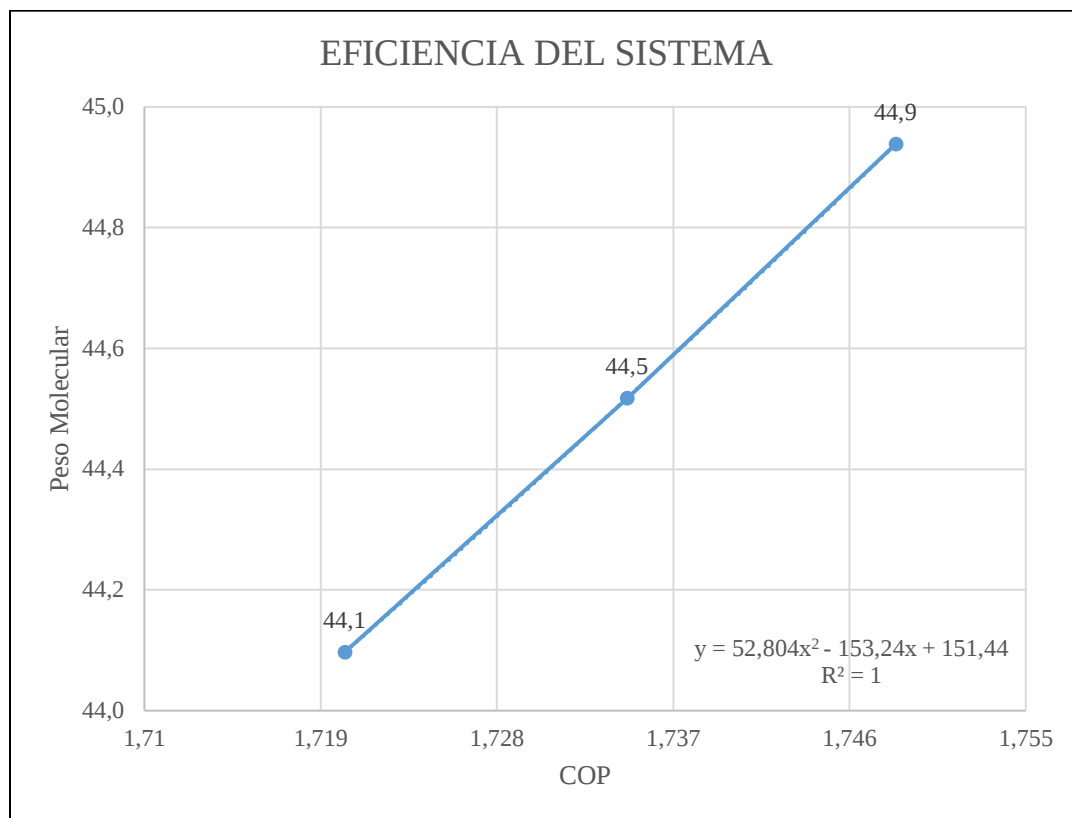


Figura 24. Eficiencia del sistema del escenario 3.

El aumento del COP ocasiona un mayor del flujo másico de la corriente de condensado cada vez que disminuye el porcentaje de propano, resultando en un mayor porcentaje de recobro de líquidos, presentes en la tabla 30.

Tabla 30.

Composición de flujo másico de la corriente condensado para el escenario 3.

Tipo	1		2		3	
Composición de condensado	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%
Nitrógeno	9,7856	1,3	10,1426	1,4	10,4231	1,4
Dióxido de carbono	99,0133	8,6	103,4287	9,0	106,9251	9,3
Metano	531,3575	3,9	553,0279	4,1	570,1308	4,2
Etano	985,9456	17,5	1028,0451	18,3	1061,1958	18,8
Propano	1597,0805	41,8	1650,5864	43,2	1691,8868	44,3
i-Butano	892,8520	63,4	912,6380	64,8	927,5795	65,8
n-Butano	1562,2762	71,3	1589,9212	72,6	1610,6167	73,5
i-Pentano	2267,9703	90,0	2283,6213	90,7	2295,1263	91,1
n-Pentano	2451,0256	94,8	2460,6407	95,2	2467,6718	95,4
Hexano	1418,3926	100	1418,4804	100	1418,5436	100
	11815,6994		12010,5323		12160,0996	

El comportamiento del aumento del flujo másico de la corriente condensado se expone en la Figura 25 (d) y a su vez se observa que el aumento está relacionado con la disminución de la temperatura de rocío del gas refrigerado en la Figura 25 (a) generando una disminución del número

de wobbe de la corriente del gas de venta, el cual nos indica que el análisis previo en el ciclo de refrigeración es verdad y el aumento del peso molecular me genere mayor subenfriamiento del refrigerante, traducido en mayor refrigeración del gas refrigerado provocando un descenso en la temperatura de rocío. El resultado de este análisis puede estar relacionado con el escenario 1 en la medida que se presente formación de hidratos y un gasto innecesario de refrigerante.

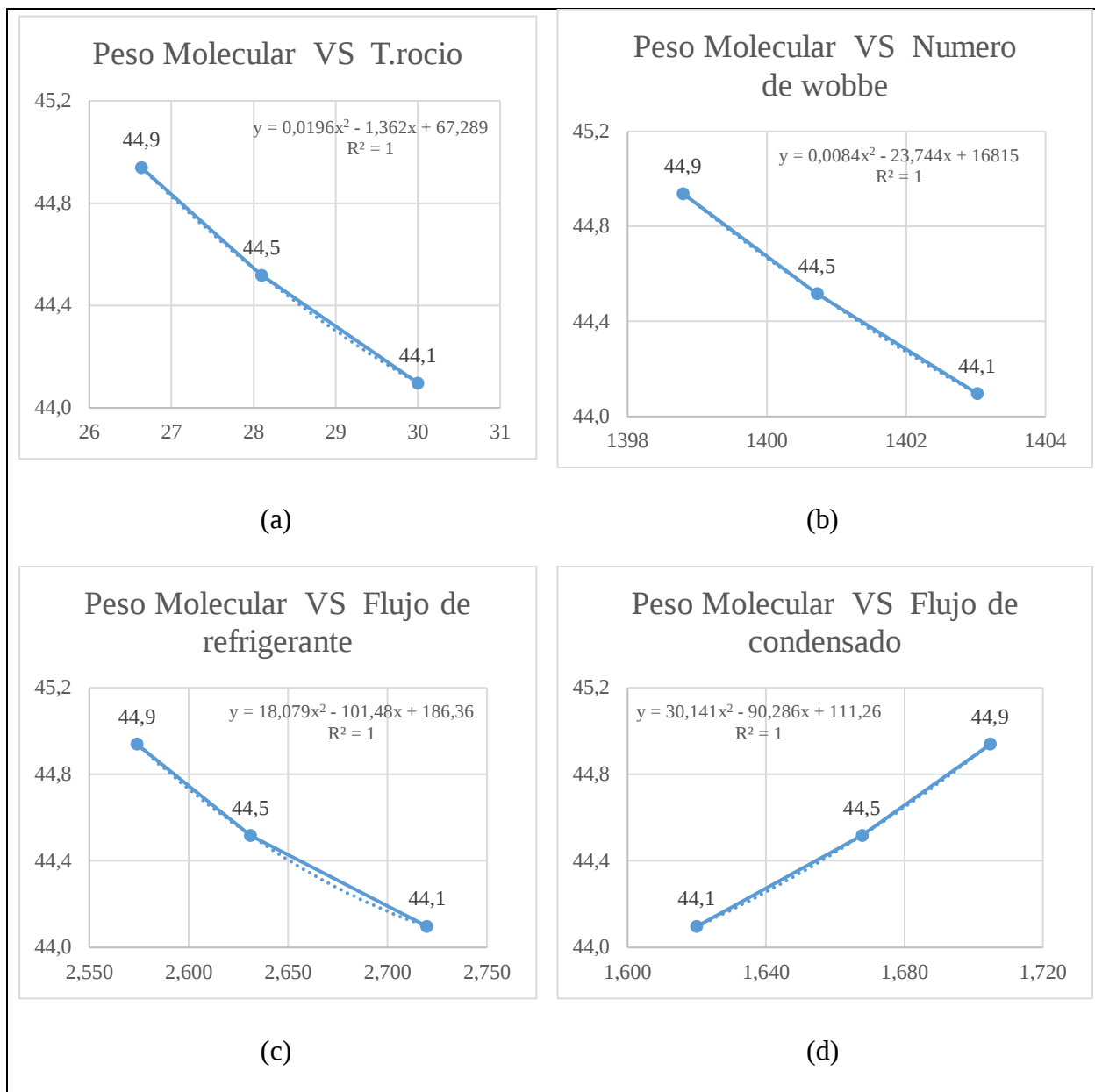


Figura 25. Comportamiento de variables analizadas en el escenario 3. (a) Temperatura de rocío en °F, (b) Numero de wobbe en BTU/ft³, (c) Flujo de propano en MMSCFD y (d) Flujo de condensado en Lb/h.

Debido al aumento del COP se ajusta el flujo de propano para encontrar el flujo correcto para seguir manteniendo la temperatura de rocío inicial, encontrando que se requería menos cantidad de refrigerante, demostrado en la Figura 25 (c) y en la tabla 31 y concluyendo que al aumentar el peso molecular y disminuir el porcentaje de propano representa una ayuda en la refrigeración del gas y una mejora en la eficiencia del sistema. Es importante mantener controlado las demás variables para no presentar inconvenientes, ni daños futuros en los equipos.

Tabla 31.

Variables operacionales con el ajuste del flujo de propano.

Variable	Tipo 1	Tipo 2	Tipo 3	Unidades
Flujo total de propano	2,720	2,631	2,574	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,831	1,765	1,720	MMSCFD
COP	1,720	1,735	1,748	
Flujo de condensado	1,620	1,620	1,620	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	30	30	30	°F

4.2.4 Escenario 4: Aumento de la temperatura del intercambiador de calor. El aumento de temperatura ocasiona un aumento en la presión, estas dos variables están directamente relacionadas, este escenario surge de la idea de que es probable que haya alguna obstrucción en la línea anterior al intercambiador y no se presente un control adecuado en la presión, por lo tanto, en la tabla 32 están los resultados de las variables operacionales de acuerdo con los valores de presión escogidos a simular, los cuales son 16,2 psia, 19,2 psia y 23,04 psia. Del mismo modo en la tabla 33 se encuentra los resultados de las variables clave para graficar el ciclo de refrigeración.

Tabla 32.

Variables operacionales simuladas con el cambio de temperatura en el E-104.

Variable	Caso base	Caso 1	Caso 2	Unidades
Presión en el E-104	16,2	19,2	23,04	Psia
Flujo total de propano	2,720	2,720	2,720	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,831	1,831	1,831	MMSCFD
Calor absorbido en E-104	1308033,419	1327449,793	1349039	BTU/h
Calor liberado en E-105	2068415,225	2095355,494	2124820,833	
Energía en K-103	287586,8608	289979,766	292292	BTU/h
Energía en K-104	472794,9452	477925,9352	483489	BTU/h
COP	1,720	1,729	1,739	
Flujo de condensado	1,620	1,643	1,670	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	30	29,08	28,01	°F
Numero de wobbe	1403	1402	1401	BTU/ft ³

Tabla 33.

Variables claves simuladas con el cambio de temperatura en el E-104.

Variable clave	16,2		19,2		23,04	
	P	h	P	h	P	H
salida del E-104	16,20	-46657,45	19,20	-46561,04	23,04	-46453,64
entrada al K-103	16,20	-46657,45	19,20	-46561,04	23,04	-46453,64
salida del K-103	56,70	-45226,71	56,70	-45118,44	56,70	-44999,53
entrada al K-104	56,70	-45434,13	56,70	-45361,26	56,70	-45281,23
salida del K-104	198,45	-43851,10	198,45	-43761,09	198,45	-43662,44
entrada al E-105	198,45	-43851,10	198,45	-43761,09	198,45	-43662,44
salida del E-105	198,45	-50776,67	198,45	-50776,67	198,45	-50776,67
entrada a la VLV-100	198,45	-50776,67	198,45	-50776,67	198,45	-50776,67
salida de la VLV-100	56,70	-50776,67	56,70	-50776,67	56,70	-50776,67
entrada a la VLV-101	56,70	-53164,88	56,70	-53164,88	56,70	-53164,88
salida de la VLV 101	16,20	-53164,88	19,20	-53164,88	23,04	-53164,88
entrada al E-104	16,20	-53164,88	19,20	-53164,88	23,04	-53164,88

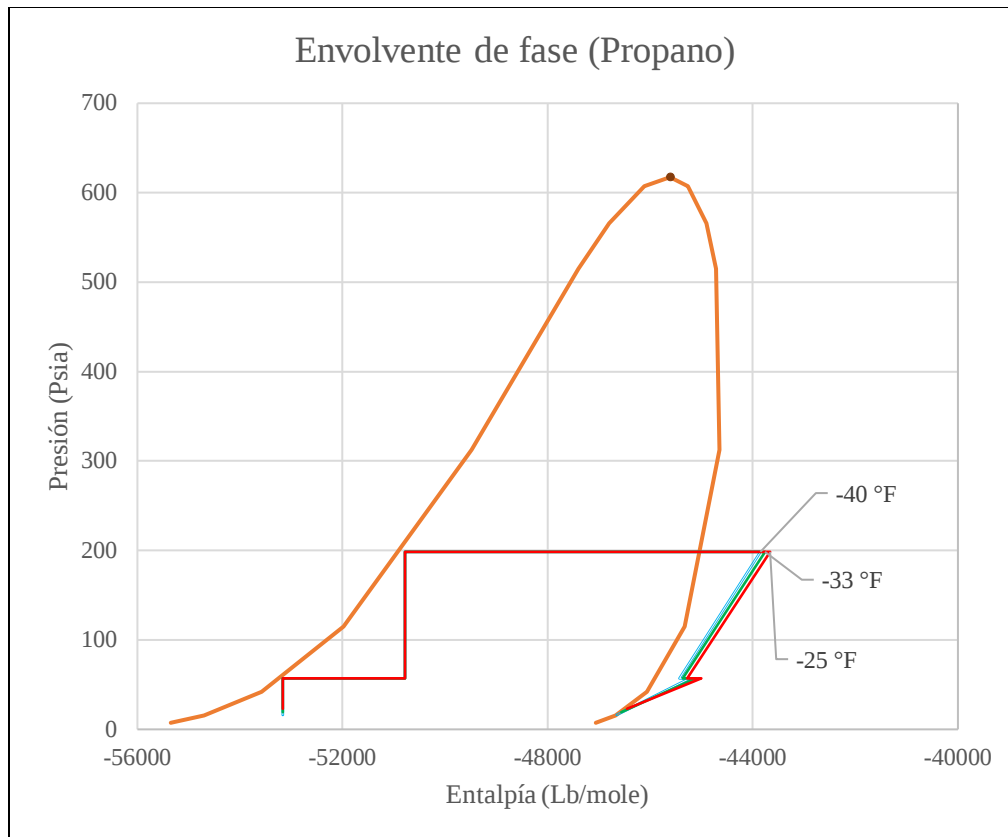


Figura 26. Gráfica ciclos de refrigeración escenario 4.

La Figura 26 representa los ciclos de refrigeración para las tres presiones simuladas. En la gráfica es difícil visualizar los cambios generados, ya que son muy pequeños por la diferencia de presiones simuladas, sin embargo, se nota un pequeño aumento en la capacidad de liberar el calor absorbido y por ende un mayor sobrecalentamiento en la zona de compresión, ayudando a disminuir la posibilidad de retornar liquido refrigerante a los compresores. El aumento de la presión hace que los compresores requieran menos trabajo, originando un mayor coeficiente de operación del ciclo. La Figura 27 demuestra la relación de eficiencia del sistema con la variable afectada.

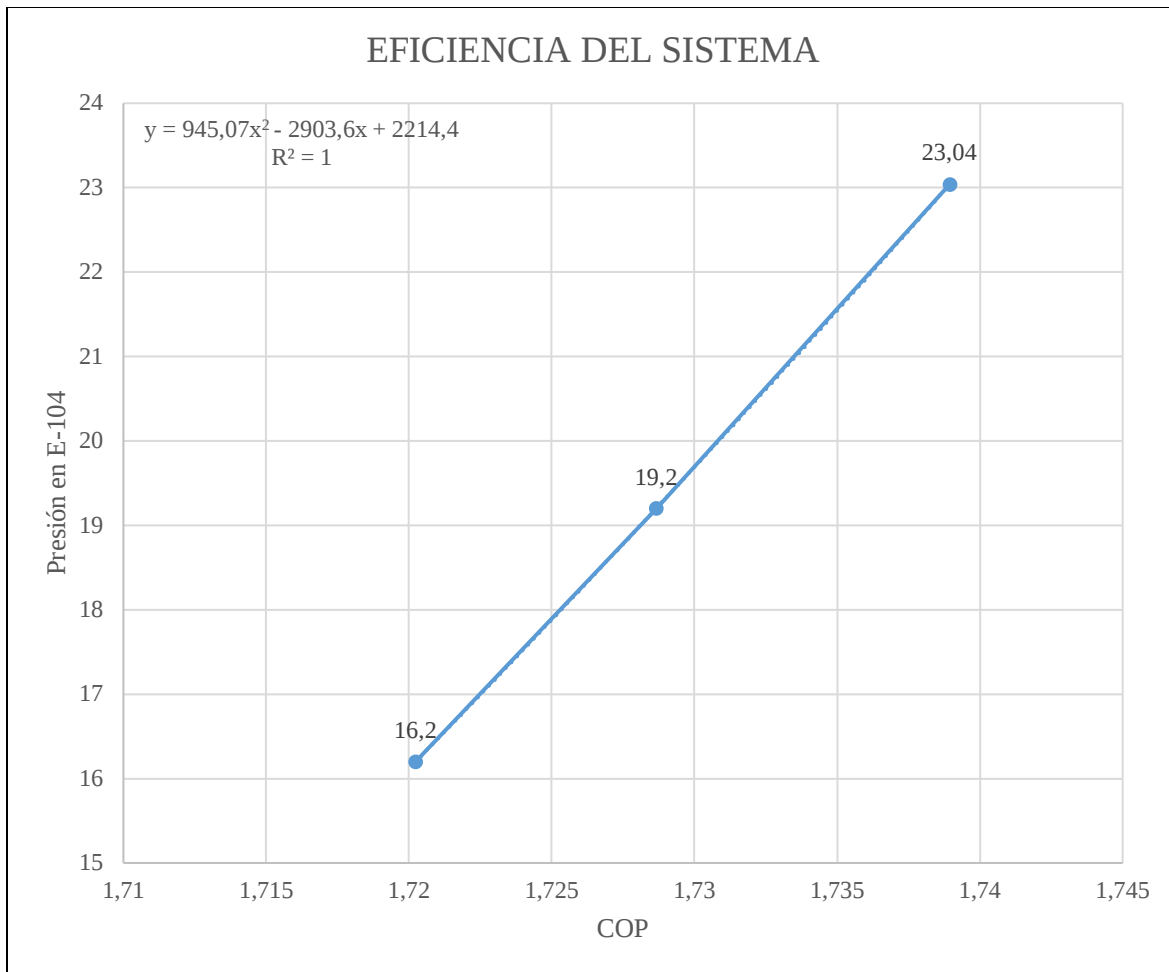


Figura 27. Gráfica eficiencia del sistema del escenario 4.

El aumento del COP ocasiona un aumento del flujo másico de la corriente de condensado cada vez que aumenta la presión del intercambiador de calor, resultando en mayor porcentaje de recuperación de líquidos presentes en la tabla 34. Es factible apreciar que un pequeño aumento del COP se traduce en un pequeño aumento de recuperación de líquidos.

Tabla 34.

Composición de flujo másico de la corriente condensado.

	16,2		19,2		23,04	
Composición de condensado	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%	Flujo másico (Lb/h)	%
Nitrógeno	9,7856	1,3	9,9581	1,4	10,1599	1,4
Dióxido de carbono	99,0133	8,6	101,1415	8,8	103,6435	9,0
Metano	531,3575	3,9	541,8129	4,0	554,0796	4,1
Etano	985,9456	17,5	1006,2696	17,9	1030,0858	18,3
Propano	1597,0805	41,8	1623,0596	42,5	1653,1498	43,2
i-Butano	892,8520	63,4	902,5199	64,1	913,5737	64,8
n-Butano	1562,2762	71,3	1575,8184	71,9	1591,2219	72,7
i-Pentano	2267,9703	90,0	2275,6777	90,3	2284,3496	90,7
n-Pentano	2451,0256	94,8	2455,7678	95,0	2461,0867	95,2
Hexano	1418,3926	100	1418,4361	100	1418,4844	100
	11815,6994		11910,4617		12019,8350	

El comportamiento del aumento del flujo másico de la corriente condensado se expone en la Figura 28 (d) y a su vez se observa que este aumento está relacionado con la disminución de la temperatura de rocío del gas refrigerado en la Figura 28 (a), esto se explica porque al aumentar la presión el sistema, se requiere una cantidad de refrigerante menor y al seguir operando con una cantidad elevada, el ciclo de refrigeración va a generar mayor enfriamiento al gas, produciendo

una menor temperatura de rocío. También es posible observar que el aumento de recuperación de líquidos ocasiona una disminución del número de wobble de la corriente de gas de venta.

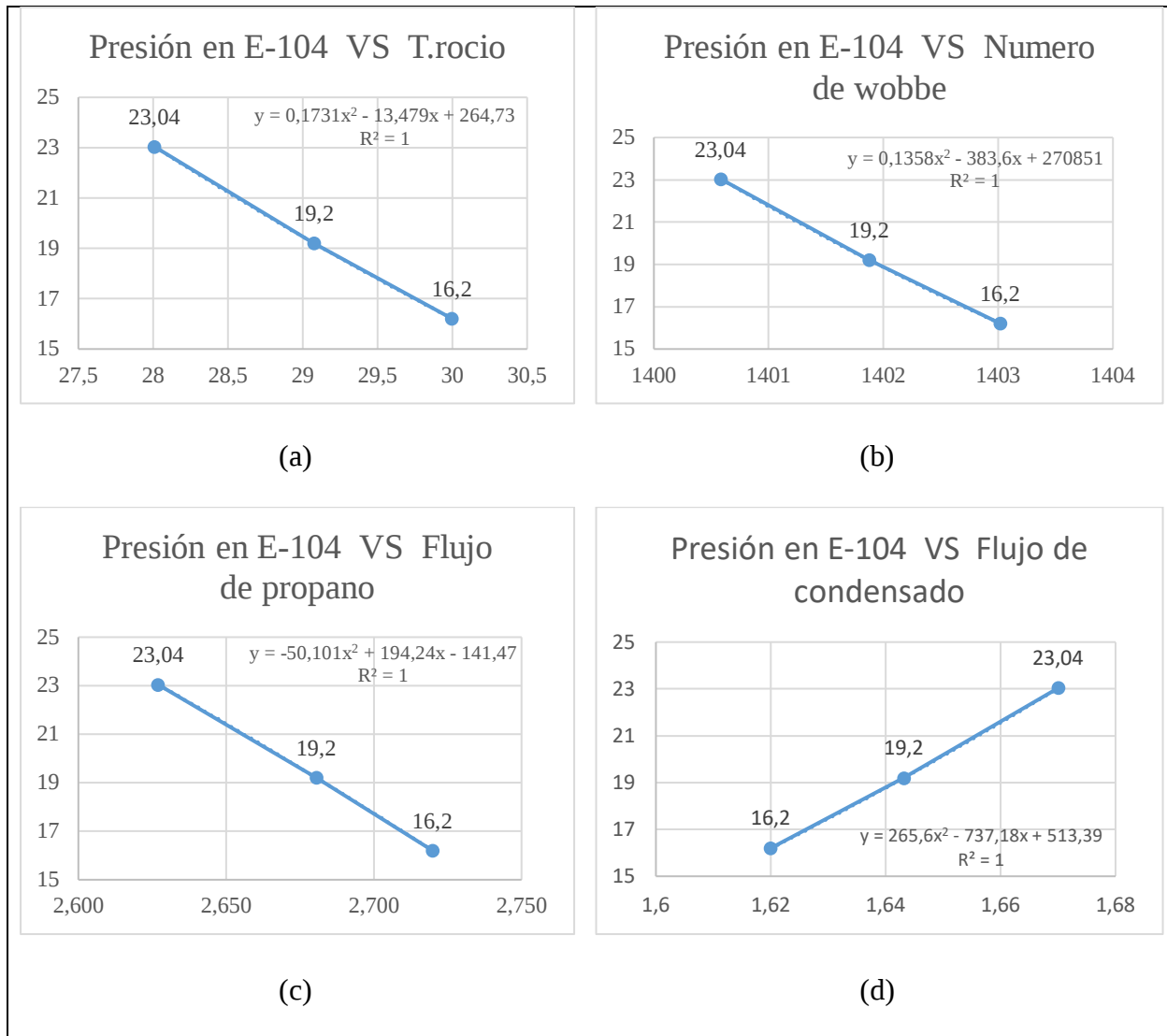


Figura 28. Comportamiento de variables analizadas en el escenario 4. (a) Temperatura de rocío en °F, (b) Numero de wobble en BTU/ft3, (c) Flujo de propano en MMSCFD y (d) Flujo de condensado en Lb/h.

Para realizar una evaluación de las variables se ajusta el flujo de propano para encontrar el flujo correcto y seguir manteniendo la temperatura de rocío inicial, encontrando que se requería menos cantidad de refrigerante, demostrado en la Figura 28 (c) y en la tabla 35, las cuales nos permite concluir que al aumentar la presión del intercambiador de calor, disminuye el trabajo realizado con

menos cantidad de refrigerante para conservar la temperatura de rocío y que si por el contrario se mantiene la misma cantidad de refrigerante, aumentando la presión del intercambiador, el sistema realizara mayor trabajo y por ende aumentara la capacidad de absorber calor, lo que se reflejara en un descenso de la temperatura de rocío. Los inconvenientes que se pueden presentar son la formación de hidratos, congelamiento interno del intercambiador de calor, daños en el compresor por manejar una carga fuera de diseño, acumulación de líquido a lo largo del ciclo de refrigeración, entre otros. Se recomienda el uso de controladores de presiones y un chequeo constante en el funcionamiento de los equipos para evitar futuras reparaciones.

Tabla 35.

Variables operacionales con el ajuste del flujo de propano.

Variable	Caso base	Caso 1	Caso 2	Unidades
Flujo total de propano	2,720	2,681	2,627	MMSCFD
Flujo en E-104 de propano	1,831	1,804	1,768	MMSCFD
COP	1,720	1,729	1,739	
Flujo de condensado	1,620	1,620	1,620	MMSCFD
Temperatura de rocío del gas	30	30	30	°F

Finalmente, de este capítulo se concluye con el camino del gas refrigerado después de simular el escenario base y de realizar todo el proceso de evaluación de la eficiencia del sistema de refrigeración mecánica para observar las condiciones propuestas para el gas y la transformación que le ocurre, por medio de la Figura 29, con la cual se analiza que es posible recuperar líquidos de un gas rico aumentando y manteniendo la presión o en un caso más favorable manteniendo una

presión elevada, con solo disminuir la temperatura de rocío del gas; en este proyecto a través de un refrigerante y un ciclo inverso de Carnot.

La temperatura de rocío propuesta de 30 °F en el escenario base, fue una temperatura escogida para cumplir con el parámetro de especificación RUT, pero a través de la Figura 29 y la tabla 36 se denota que el gas simulado sigue siendo rico por lo que la temperatura de rocío propuesta puede seguir disminuyendo.

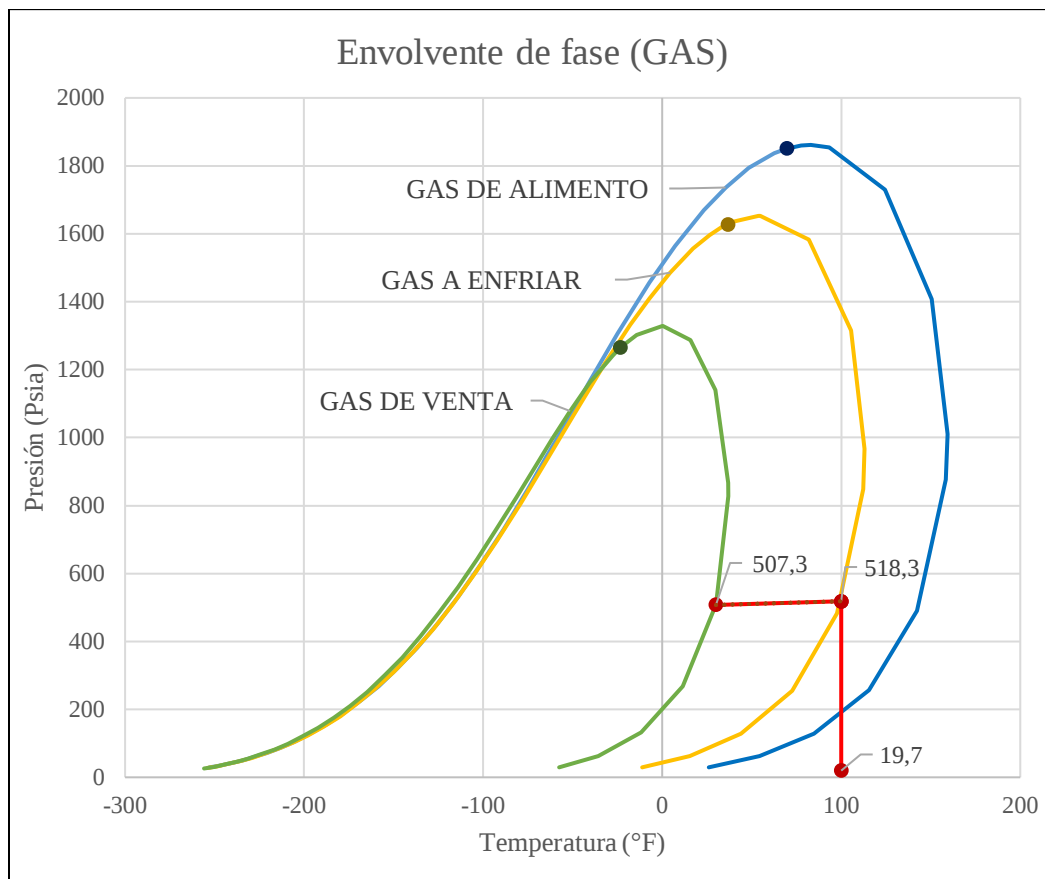


Figura 29. Gráfica Envoltentes del gas y condición del escenario base.

Tabla 36.

Flujo másico del gas de venta.

Componentes	Flujo másico del gas de alimento (Lb/h)	Flujo másico del gas de venta (Lb/h)	Porcentaje másico del gas de venta
Nitrógeno	727,0840	717,3293	98,7 %
Dióxido de carbono	1153,8789	1055,2001	91,4 %
Metano	13517,0572	12987,4613	96,1 %
Etano	5629,6940	4646,7592	82,5 %
Propano	3822,9064	2228,9514	58,3 %
i-Butano	1409,0683	514,8937	36,5 %
n-Butano	2190,1822	623,5723	28,5 %
i-Pentano	2519,1090	277,7277	11,0 %
n-Pentano	2585,6515	159,4063	6,2 %
Hexano	1407,9146	1,2435	0,1 %
	34962,5461	23212,5447	

5. Guía de identificación de problemas operacionales

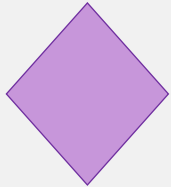
Para la realización de la guía se utilizará un diagrama de flujo del proceso de refrigeración mecánica donde se identificarán los problemas operacionales analizados en el capítulo 4 y sus posibles soluciones.

Un diagrama de flujo es una manera gráfica de describir un proceso o sistema. Son usados en muchos campos para documentar, planificar, mejorar y comunicar procesos en gráficos que son mucho más fáciles de comprender. Se emplean rectángulos, óvalos, diamantes, entre otras figuras para definir el tipo de paso junto a flechas conectoras que establecen el flujo y la secuencia.

Para esta guía se usaron 4 figuras básicas descritas en la tabla 37.

Tabla 37.

Figuras usadas en el diagrama de flujo

Figura	Nombre	Representación
	Inicio / fin	Representa el inicio y el final del proceso
	Línea de Flujo	Indica el orden de la ejecución de las operaciones. Siguiendo el siguiente paso.
	Entrada / Salida	Representa la lectura de datos a la entrada y salida
	Proceso	Cualquier tipo de proceso que se realice
	Decisión	Permite analizar una situación con base en los valores verdadero y falso (sí y no)

En el apéndice A, encontramos el diagrama de flujo hecho para dar solución a los daños generados por los escenarios operacionales analizados en el capítulo 4.2. Gracias al Manual Técnico de Refrigeración y Aire Acondicionado que contiene todos los daños generados por los problemas operacionales y así mismo las posibles soluciones, siendo este guía para la elaboración del flujograma.

6. Conclusiones

Realizar un análisis termodinámico es de vital importancia para entender el funcionamiento de una planta, conocer cómo se comporta el sistema con los cambios en las variables antes de realizar simulación complementa la evaluación final, aumentando las probabilidades de éxito en la operación.

El análisis termodinámico estableció que un sistema de refrigeración mecánica tiene muchas variables importantes en el proceso como son la presión, la entalpia, temperatura, indicadores energéticos, entre otras; pero dependiendo de la finalidad operacional se pueden establecer las claves a evaluar.

Los resultados obtenidos de la simulación evaluando la eficiencia del sistema de refrigeración mecánica para el recobro de líquidos en los cuatro escenarios operacionales propuestos comprobó que el COP depende solamente de las variables claves y no de la cantidad de flujo de propano.

El cambio de las variables claves como el aumento de la presión en el intercambiador de calor o la disminución en la presión de condensación con la misma cantidad de flujo de propano del

escenario base da como resultado una mayor refrigeración y una menor temperatura de rocío aumentando el porcentaje de recobro de líquidos.

El análisis operacional basado en cómo los factores externos pueden afectar el funcionamiento de la planta, ayudan a identificar anticipadamente los daños presentes por los problemas operacionales, así mismo, se pueden procesar soluciones inmediatas evitando el daño total en los equipos y la pérdida de recobro de líquidos

7. Recomendaciones

Realizar una simulación dinámica que permita evaluar el sistema de refrigeración mecánica con propano en los diferentes escenarios propuestos para tener mayor control de las variables claves y poder determinar puntos críticos para fijar rangos operativos.

Disminuir la temperatura de rocío del gas propuesto para mirar la cantidad límite de recobro de líquidos y probar con otra relación de compresión en el caso base para encontrar un mayor coeficiente de operación del sistema.

Se recomienda simular con equipos de control con el fin de ajustar parámetros en condiciones óptimas de operación y prevenir daños.

Se recomienda operacionalmente realizar chequeos constantes en los equipos para asegurarse del buen funcionamiento de la planta, también es recomendable colocar medidores de presión en la entrada y salida de cada equipo para detectar a tiempo los problemas operacionales y así evitar daños.

Referencias bibliográficas

- Agón León, C. W. (2018). *Recuperación de hidrocarburos líquidos de las corrientes de gas de la planta de proceso de gas el centro*. Universidad industrial de santander, Santander, Bucaramanga.
- Ahmed, T. (2007). *Equations of State and PVT Analysis*. Houston: Gulf Publishing Company.
- Andrade Fuentes, E. R., & Maza Yépez, A. D. (2014). *Diseño y construcción de un banco de pruebas para el análisis del efecto de sobrecalentamiento y el principio de cogeneración de un sistema de refrigeración simple por compresión de vapor para el laboratorio de conversión en energías del Decem*. Universidad de las Fuerzas Armadas, Sangolquí.
- ASHRAE. (2001). *HVAC&R Fundamentals Handbook*. U.S.A: ASHRAE.
- Cengel, Y. A., & Boles, A. M. (2012). *Termodinámica*. McGrawHill.
- Cengel, Y. A., & Boles, M. A. (2010). *Termodinámica* (Vol. 7ma Edición). México: McGraw Hill.
- Climate Technologies, E. (s.f.). *Manual técnico de refrigeración y aire acondicionado*. Obtenido de https://www.academia.edu/22224662/Manual_T%C3%A9cnico_de_Refrigeraci%C3%B3n_y_Aire_Acondicionado
- Ecochillers Inc. (s.f.). *Ecochillers Inc*. Obtenido de <https://ecochillers.com/Que-es-un-Chiller.php>
- GPSA. (2004). *Engineering data book*. Tulsa, Oklahoma: Gas Processors Suppliers Association.
- Ludwig, E. E. (2001). Refrigeration systems. En *Applied process design for chemical and petrochemical plants*. Houston, TX: Gulf professional publishing.

Maloney, O. J., Green, W. D., & Perry, H. R. (s.f.). *Perry Manual del ingeniero químico*. McGRAW-HILL.

Moshfeghian, M. (1 de Septiembre de 2014). *PetroSkills [en línea] // Lean Sweet Natural Gas Water Content Correlation*. Obtenido de <http://www.jmcampbell.com/tipof-the-month/2014/09/lean-sweet-natural-gas-water-content-correlation/>

Moshfeghian, M. (1 de Abril de 2015). *PetroSkills [en línea] // Estimating Sour Gas Water Content by Correlations and Simplified Charts* . Obtenido de <http://www.jmcampbell.com/tip-of-the-month/2015/04/estimating-sour-gas-watercontent-by-new-correlations-and-simplified-charts/>

Perry, H. R. (1996). *Perry Manual del ingeniero químico*. McGRAW-HILL.

Urrego Rodríguez, C. (2014). *Manual de buenas prácticas en refrigeración*. Obtenido de <http://www.minambiente.gov.co/images/AsuntosambientalesySectorialyUrbana/Manual-Buenas-Practicas-Refrigeraci%C3%B3n.pdf>

Wang , S. K. (2001). *Handbook of air conditioning and refrigeration*. United States of America: McGraw-Hill.