



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ZARAGOZA**

**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA
SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE
REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN
LA INDUSTRIA PETROLERA.**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO QUIMICO

P R E S E N T A:

GUTIÉRREZ VALDEZ FRANCISCO VICENTE



**DIRECTOR DE TESIS:
I.Q. RENÉ DE LA MORA MEDINA**

**ASESOR DE TESIS:
M. EN I. FLORENCIO JIMÉNEZ JIMÉNEZ**

MÉXICO, DF.(2015)



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE
MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS
SUPERIORES "ZARAGOZA"

DIRECCIÓN

**JEFE DE LA UNIDAD DE ADMINISTRACIÓN
ESCOLAR
PRESENTE.**

Comunico a usted que al alumno(a) Gutiérrez Valdez Francisco Vicente con número de cuenta 41000514-5 de la carrera Ingeniería Química, se le ha fijado el día 04 del mes de Diciembre de 2015 a las 17:00 horas para presentar su examen profesional, que tendrá lugar en la sala de exámenes profesionales del Campus II de esta Facultad, con el siguiente jurado:

PRESIDENTE	I.Q. RENÉ DE LA MORA MEDINA
VOCAL	M. EN I. FLORENCIO JIMÉNEZ JIMÉNEZ
SECRETARIO	I.Q. ARTURO ENRIQUE MÉNDEZ GUTIÉRREZ
SUPLENTE	M. EN I. CRESENCIANO ECHAVARRIETA ALBITER
SUPLENTE	BIOL. MARÍA EUGENIA IBARRA HERNÁNDEZ

El título de la tesis que se presenta es: **Desarrollo de una metodología para simulación dinámica de sistemas de refrigeración aplicables a procesos en la industria petrolera.**

Opción de Titulación: Tesis profesional

A T E N T A M E N T E
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
México, D. F. a 06 de Noviembre de 2015.

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES "ZARAGOZA"
DR. VÍCTOR MANUEL MENDOZA NUÑEZ
DIRECTOR
ZARAGOZA
DIRECCION

RECIBÍ:

OFICINA DE EXÁMENES PROFESIONALES
Y DE GRADO

Vo.Bo.

Dominga Ortiz Bautista
I.Q. DOMINGA ORTIZ BAUTISTA
JEFA DE LA CARRERA DE I.Q.

*“Espera lo mejor pero
prepárate para lo peor.”*

Proverbio ruso.

Dedicatorías.

Quiero dedicar este trabajo a mi amada madre por regalarme la vida, su apoyo y amor incondicional, por darme siempre la oportunidad de elegir mi camino y apoyarme a lo largo de este hoy y siempre.

A mi padre por darme su apoyo y motivarme en la búsqueda del éxito.

A mi hermano por ser siempre mi ejemplo a seguir y por brindarme su apoyo cuando más lo he necesitado.

A mi pequeña hermana por preocuparse siempre de más por mí y estar conmigo en todo momento.

A Sandy por el Arrullo de estrellas que su amor y cariño me ha hecho sentir desde el momento que entro a mi vida.

A mi entrañable amigo Chava por ser un pilar de apoyo en el transcurso de la carrera.

Finalmente quiero dedicar este trabajo a la memoria de mi querida abuela, nunca pensé que podría afectarme tanto una pérdida, espero que su espíritu siga velando por mí descansa en paz.

Agradecimientos.

Agradezco a mis padres y hermanos por darme siempre su apoyo y comprensión.

Agradezco enteramente al M. en C. Florencio Jiménez por confiar en mí y darme apoyo en la realización de este trabajo, por sus amenas y entretenidas charlas y consejos, por ser una persona entusiasta y extrovertida a quien admiro de corazón.

Agradezco al Ing. Rene de la Mora por darme la oportunidad de realizar mi servicio social, por dirigir mi trabajo de tesis y sobre todo por ser un profesor ejemplar que marco mi etapa de aprendizaje.

Agradezco al Instituto mexicano del petróleo por brindarme el apoyo para la realización del presente trabajo y por darme la oportunidad de conocer a grandiosas personas durante mi estancia en el instituto.

Agradezco a la Universidad Nacional Autónoma de México y a la Facultad de estudios superiores Zaragoza por la gran oportunidad que me dieron para completar mi desarrollo profesional y por los excelentes maestros que la integran.

Agradezco totalmente a cada uno de mis sinodales por sus acertadas observaciones que ayudaron a mejorar notablemente mi trabajo.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



CONTENIDO.

CONTENIDO.....	I
ÍNDICE DE FIGURAS.	IV
ÍNDICE DE TABLAS.	VII
INTRODUCCIÓN.....	IX
OBJETIVOS.....	XI
RESUMEN	XIII
CAPÍTULO I: GENERALIDADES	- 1 -
1.1 SIMULACIÓN DE PROCESOS	- 1 -
Antecedentes.....	- 1 -
Fundamentos de simulación dinámica de procesos.	- 3 -
Utilidades de la simulación dinámica de procesos	- 3 -
Ventajas y desventajas de la simulación.	- 4 -
1.2 FUNDAMENTOS DE DINÁMICA Y CONTROL DE PROCESOS.	- 5 -
Estructura de sistemas de control clásicos.	- 6 -
Lazos de control abierto y cerrado	- 7 -
Sistema combinado de control en avance y realimentación de salida.....	- 9 -
1.3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.	- 12 -
Antecedentes.....	- 12 -
Principios básicos de refrigeración	- 13 -



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Calor latente y calor sensible.....	- 13 -
Condición saturada, subenfriada y calentada.	- 13 -
Procesos Termodinámicos.....	- 14 -
Diagrama de Mollier	- 18 -
Tipos de sistemas de refrigeración	- 20 -
Refrigerantes, criterios de selección y comportamiento comparativo.	- 44 -
CAPÍTULO II: PLANTEAMIENTO DEL CASO DE ESTUDIO.....	- 50 -
2.1 Descripción del sistema de refrigeración.....	- 50 -
2.1.1 Paquete de refrigeración GR-500.	- 51 -
2.1.3 Diagrama de mollier del paquete de refrigeración Gr-500.....	- 53 -
2.2 Características De Los Equipos.	- 55 -
2.2.1 Equipo de intercambio térmico.	- 56 -
2.2.2 Separadores.	- 57 -
2.2.3 Características Del Compresor.....	- 57 -
2.3 Problemática presentada por el paquete de refrigeración GR-500.....	- 58 -
CAPÍTULO III: METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN.	- 60 -
3.1 Metodología propuesta para el desarrollo de una simulación del paquete de refrigeración Gr-500. -	61
-	
3.2 Desarrollo de la metodología de simulación del paquete de refrigeración GR-500.....	- 63 -
CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE RESULTADOS, RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES.	- 132 -
4.1 Análisis de resultados.....	-132-
4.2 Consideraciones y recomendaciones.	- 135 -
4.3 Conclusiones.	- 138 -
ANEXOS	- 140 -



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



ANEXO A: HOJAS DE DATOS DE EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO..... - 142 -

ANEXO B: DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500 - 154
-

ANEXO C: DIAGRAMA DE BALANCE DE MASA DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500. - 166
-

ANEXO D: DIAGRAMA DE MOLLIER DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500..... - 170 -

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS - 174 -



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



ÍNDICE DE FIGURAS.

Figura 1.1: Esquemas globales de procesos controlados y no controlados.....	- 5 -
Figura 1.2: Lazo de control abierto (sin realimentación).....	- 7 -
Figura 1.3: Lazo de control cerrado (con retroalimentación).....	- 8 -
Figura 1. 4: Lazo de control cerrado combinado, avanzado y con retroalimentación de salida.....	- 10 -
Figura 1.5: Curvas isotermas representadas en un diagrama P-V.....	- 14 -
Figura 1.6: Representación de un proceso isocórico en un diagrama P-V.	- 15 -
Figura 1.7: Proceso isobárico en un diagrama P-V.....	- 16 -
Figura 1.8: Propiedades del refrigerante representadas en un diagrama de Mollier.-	18 -
Figura 1.9: Sistema del ciclo de Carnot.....	- 22 -
Figura 1.10: Ciclo de Carnot invertido o ciclo de refrigeración.	- 24 -
Figura 1.11: Etapas de un ciclo de refrigeración simple.....	- 24 -
Figura 1.12: Diagrama de flujo de un sistema de refrigeración simple.....	- 25 -
Figura 1.13: Proceso de expansión.....	- 26 -
Figura 1.14: Proceso de evaporación.....	- 28 -
Figura 1.15: Proceso de compresión.....	- 29 -
Figura 1.16: Proceso de condensación.....	- 33 -
Figura 1.17: Diagrama T-S ciclo real de refrigeración.	- 34 -
Figura 1.18: Diagrama de sistemas de refrigeración en cascada.....	- 36 -
Figura 1.19 Diagrama de un sistema de refrigeración multietapa	- 38 -
Figura 1.20: Esquema de una maquina multietapa de refrigeración.	- 38 -



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Figura 1. 21: Diagrama representativo de un sistema de refrigeración por absorción.	- 41 -
Figura 1.22: Arreglo de un sistema de bomba de calor de compresión.	- 43 -
Figura 2.1: Diagrama de mollier del paquete de refrigeración GR-500	- 55 -
Figura 3.1: Características de la corriente de salida de la válvula VLV-103.....	- 68 -
Figura 3.2: Rendimiento presentado en la primera etapa de compresión.	- 74 -
Figura 3.3: Rendimiento presentado en la segunda etapa de compresión.	- 75 -
Figura 3.4: Esquema de un separador vertical de arrastre.	- 84 -
Figura 3.5: Dimensionamiento de la válvula VLV-102.....	- 89 -
Figura 3.6: Curvas características para primera etapa de compresión proporcionadas por el fabricante.	- 93 -
Figura 3.7: Curvas de eficiencia adiabática para la primera etapa de compresión. - 94 -	
Figura 3.8: Curvas características de la segunda etapa de compresión proporcionadas por el fabricante.	- 95 -
Figura 3.9: Curvas de eficiencia para la segunda etapa de compresión.	- 96 -
Figura 3.10: Modelo de Moore-Greitzer para predecir el comportamiento de un compresor centrífugo.	- 97 -
Figura 3.11: Curva característica a velocidad de gobierno para la primera etapa....	- 102 -



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Figura 3.12: Curva característica a velocidad de gobierno para la segunda etapa de compresión.....	- 103 -
Figura 3.13: Curva característica ajustada para la primera etapa.....	- 104 -
Figura 3. 14: Curva característica ajustada para la segunda etapa.	- 106 -
Figura 3.15: Esquema de lazo de control de nivel en evaporadores.....	- 108 -
Figura 3.16: Esquema de lazos de control en evaporadores.	- 109 -
Figura 3.17: Esquema de lazo de control anti-surge.....	- 111 -
Figura 3.18: Delimitación de flujos de operabilidad en la primera etapa de compresión.....	- 114 -
Figura 3.19: Delimitación de flujos de operatividad en la segunda etapa de compresión.....	- 115 -
Figura 3.20: Desempeño dinámico en la primera etapa de compresión para el caso de arranque.....	- 124 -
Figura 3.21: Desempeño dinámico en la segunda etapa de compresión para el caso de arranque.....	- 125 -
Figura 3.22: Desempeño dinámico en la primera etapa a condiciones normales de operación.....	- 126 -
Figura 3. 23: Comportamiento dinámico de la primera etapa de compresión. -	- 127 -
Figura 3.24: Monitoreo de presión de succión y descarga en la segunda etapa de compresión.....	- 128 -
Figura 3.25: Comportamiento dinámico de la segunda etapa de compresión. -	- 129 -
Figura 4.1: Comportamiento del compresor en operación manual.....	- 133 -



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



ÍNDICE DE TABLAS.

Tabla 1.1: Comparación entre los diferentes sistemas de refrigeración.....	- 21 -
Tabla 1.2: Datos físicos y comportamiento comparativo de refrigerantes típicos. -	49 -
Tabla 2.1: Composición del fluido refrigerante.	- 52 -
Tabla 2.2: Dimensiones de recipientes.	- 57 -
Tabla 2.3: Condiciones de operación del compresor GB-500 a 8124 rpm.	- 58 -
Tabla 3.1: Composición del fluido refrigerante a utilizar en la simulación.	- 64 -
Tabla 3.2: Condiciones de la corriente de suministro.....	- 65 -
Tabla 3.3: Corrientes que manejan propileno de alta presión.	- 66 -
Tabla 3.4: Corrientes que manejan propileno de baja presión.	- 66 -
Tabla 3.5: Principales características de válvulas de expansión.....	- 69 -
Tabla 3.6: Comparativo entre cargas térmicas de los evaporadores.	- 71 -
Tabla 3.7: Comparación entre características calculadas y simuladas.	- 74 -
Tabla 3.8: Comparación de variables calculadas y simuladas en la segunda etapa de compresión.....	- 75 -
Tabla 3.9: Características del condensador de propileno.....	- 76 -
Tabla 3.10: Características del economizador EA-520.....	- 78 -
Tabla 3.11: Balance de masa del paquete de refrigeración GR-500 obtenido en la simulación.	- 79 -
Tabla 3.12: Dimensionamiento de separadores.	- 85 -
Tabla 3.13: Comparación de dimensiones del acumulador FA-510.....	- 88 -
Tabla 3.14: Criterios de selección de características de caudal en valvulas de control.	- 90 -



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Tabla 3.15: Dimensionamiento de válvulas..... - 91 -

Tabla 3.16: Parámetros de cálculo de la curva característica de la segunda etapa de compresión..... - 105 -

Tabla 3.17 : Parametros PID recomendados por HYSYS. - 117 -

Tabla 3.18: Sintonización de controladores para el separador FA-511..... - 119 -

Tabla 3.19: Test de sintonización en el control anti-surge. - 122 -

Tabla 4.1: Comparación de variables dinámicas del compresor GB-500..... - 134 -



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



INTRODUCCIÓN

En la actualidad, es cada vez más común el uso de simuladores de proceso para dar solución a los frecuentes problemas que surgen en el mantenimiento, control, operación y arranque de plantas industriales; bajo este contexto, se utiliza generalmente la simulación en estado estacionario, misma que es muy representativa en la etapa de diseño pero que carece de exactitud en las etapas posteriores que se ven involucradas con la dinámica del proceso. [2]

Es bien sabido que el arranque de una planta de proceso es hasta cierto punto impredecible, dado que siempre se presenta cierto nivel de incertidumbre en cuanto a la respuesta deseada, la simulación de procesos en estado dinámico se presenta como una herramienta útil para disminuir cierto grado de incertidumbre y dar mayor confiabilidad a los diseños propuestos durante las primeras etapas de un proyecto de ingeniería.

La aplicabilidad de simuladores dinámicos es muy amplia dado que la dinámica de cada proceso es variable conforme al tipo de proceso que se esté analizando. El desarrollo del presente trabajo de tesis, busca dar un enfoque práctico de la simulación dinámica aplicada a sistemas de refrigeración por compresión, especificando así la principal problemática que se presenta en este tipo de procesos y generar propuestas que ayuden a solventar dicha problemática. También busca exponer las ventajas de utilizar simuladores dinámicos para mejorar la operatividad y control de procesos en general, dadas las facilidades que estos ofrecen al momento de diseñar sistemas de control. [2]



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**





DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



OBJETIVOS

- ❖ Proponer una metodología para llevar a cabo una simulación dinámica aplicada a sistemas de refrigeración, con el fin de hacer más práctico su estudio.
- ❖ Proponer un caso de estudio particular cuyos resultados derivados del análisis puedan ser de aplicación general como criterios en el diseño de sistemas de refrigeración.
- ❖ Con base en las fluctuaciones y/o perturbaciones encontradas a partir de la simulación proponer las estrategias de control más convenientes para este tipo de procesos, las cuales permitan su buen funcionamiento.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**





DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



RESUMEN

Se propuso una metodología con el objetivo de implementar el uso de simuladores dinámicos en el diseño y evaluación de sistemas de refrigeración, con dicha metodología se busca facilitar el análisis dinámico de este tipo de sistemas.

Se planteó una serie de pasos, los cuales resultan indispensables al momento de realizar un estudio de cualquier sistema en general, aunado a esto se agregaron consideraciones que los sistemas de refrigeración por compresión requieren, específicamente los que hacen uso de compresores centrífugos.

El caso de estudio planteado está conformado por un sistema de refrigeración que da servicio de enfriamiento a algunas de las corrientes de proceso de una planta industrial instalada y operando actualmente, el sistema consta de dos niveles de temperatura ($-41\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$), el fluido refrigerante que se emplea es propileno al 99.87 %. Se contemplaron cinco usuarios de refrigerante de alta presión ($5.4\text{ kg/cm}^2\text{g}$) y dos más que utilizan refrigerante de baja presión ($0.34\text{ kg/cm}^2\text{g}$), el proceso de compresión se lleva a cabo con un compresor centrífugo de turbina integrado por dos etapas. El compresor presentaba problemas para operar establemente, por lo que se decidió establecer un lazo de control, generando un modelo que permitiera solventar dicha situación, los resultados observados son satisfactorios, sin embargo se presentaron algunas fluctuaciones en algunos de los usuarios que quedaron pendientes por controlar, fundamentalmente por la disponibilidad de información técnica del sistema real.

Por último se presentaron algunos comentarios y recomendaciones para mejorar el presente trabajo.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



CAPÍTULO I: GENERALIDADES

En el presente capítulo, se describen los principales conceptos que rigen a los sistemas de refrigeración, así como la dinámica de este tipo de procesos, dando una breve descripción de la utilidad de la simulación dinámica y sus principales aplicaciones, con lo cual se representa una introducción a la teoría de control.

1.1 SIMULADORES DE PROCESOS.

Son herramientas de gran utilidad para generar soluciones a las cuestiones técnicas que surgen en el diseño, operación y optimización de procesos.

ANTECEDENTES

En Ingeniería Química, la simulación es presentada como la resolución de ecuaciones de balance de materia y energía de un proceso químico en estado estacionario y dinámico, dichas ecuaciones generan un modelo que permite predecir el comportamiento del proceso, dando así los resultados un gran apoyo al diseño y estimación de costos de los equipos de proceso.^[11]

Cabe mencionar que, dentro de la simulación de procesos convergen diferentes disciplinas de la ingeniería, la cual se apoya de métodos numéricos para la resolución de las ecuaciones que conforman el modelo, así como los fenómenos de transporte y las propiedades termodinámicas que rigen el proceso, entre otras más.^[11]

Los simuladores se pueden clasificar en: estado estacionario (las propiedades del proceso se mantienen constantes conforme al tiempo) o estado dinámico (existe una variación de las propiedades del proceso con respecto del paso del tiempo).^[11]

La necesidad por mejorar los procesos existentes, así como, desarrollar nuevos procesos ha impulsado a la simulación de procesos a ampliar sus campos de estudio, dicho desarrollo y ampliación no ha sido muy fácil dado que desde su origen en la década



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



de los años 60's se ha visto muy lento, fue aquí cuando aparecieron por primera vez los paquetes de simulación de procesos, enfocados en ensayos de balances de materia y energía para redes de proceso en estado estacionario. ^[11]

Una década más tarde se resaltó una increíble mejoría en la simulación de procesos; entre las nuevas implementaciones encontramos: una notoria versatilidad en los cálculos, así como, una refinación en los modelos matemáticos con los que se estimaban las propiedades fisicoquímicas, dando mayor confiabilidad a los resultados que arrojaban estos nuevos simuladores; también se incluyeron criterios para la convergencia de corrientes de recirculación además de nuevas operaciones unitarias implementando algunos criterios para la optimización de procesos. ^[11]

Para los años 80's se unieron nuevas empresas de software a la carrera del desarrollo de simuladores de proceso, con el fin de generar paquetes de simulación para su mera comercialización, pero aún se presentaban desventajas en sus entradas y salidas de información y con una presentación de resultados difíciles de interpretar, es hasta finales de esta década que se comienzan a manifestar paquetes de simulación interactivos, con lo que su comercialización dio paso a su uso intensivo en la industria. A partir de los años 90's se abre el mercado a paquetes de simulación dinámica. ^[11]



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



FUNDAMENTOS DE SIMULACIÓN DINÁMICA DE PROCESOS.

El modelo dinámico usa un conjunto de ecuaciones de conservación, las cuales toman en cuenta los cambios que ocurren en el tiempo, las ecuaciones para los balances de materia, energía y composición incluyen un término de “acumulación” derivado con respecto al tiempo, utilizando la integración numérica para determinar el comportamiento del proceso en diferentes tiempos, cuanto más pequeño sea el intervalo de tiempo más cerca estará la solución numérica de aproximarse a la analítica. Sin embargo, esta ganancia es opacada por la cantidad de tiempo que se requerirá para efectuar los cálculos, lo que se hace es usar el intervalo de tiempo tan largo como sea posible, mientras se mantiene un grado aceptable de precisión sin llegar a ser inestable. Es importante tomar en cuenta que el flujo en las plantas ocurre gracias a las fuerzas motrices y de resistencia. Es bien sabido que los procesos reales actúan fuera de la idealidad, por lo que los fluidos sufren diferenciales de presión a lo largo de su trayecto por tuberías y equipos, mismas que provocan su desplazamiento, dichas diferenciales no se contemplan en el régimen estacionario, sin embargo es necesario aplicarlas previo a implementar el régimen dinámico.^[12]

UTILIDADES DE LA SIMULACIÓN DINÁMICA DE PROCESOS

A diferencia de la simulación en estado estacionario, la simulación dinámica no solamente cuantifica lo esperado, ya que identifica el comportamiento inesperado, la cual es una herramienta de diseño de ingeniería que predice cómo un proceso y su control responden a varios desajustes como una función del tiempo; así mismo proporciona confiabilidad y seguridad que conlleva beneficios durante el arranque de la planta.^[12]

Permite por ejemplo:

- ✓ Validar el diseño de sistemas de desfogue y quemador.
- ✓ Optimizar y mejorar los sistemas existentes.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



- ✓ Proveer una base consistente y sólida que proporciona seguridad en el sistema a futuro.
- ✓ Permite implementar un sistema de paro o cierre en fuentes de calor para mantener controlado el gasto de combustible o energía eléctrica y así ahorrar grandes cantidades de energía.
- ✓ Implementar sistemas instrumentados de seguridad en los procesos

En la simulación dinámica, los fenómenos tanto químicos como naturales se expresan con ecuaciones algebraicas y diferenciales basadas en principios de ingeniería. Los modelos matemáticos creados son usados para analizar cómo varía el proceso respecto al tiempo, para el caso típico de la industria de proceso se describen/modelan las unidades de la planta y el control regulatorio. ^[12]

Las ecuaciones, se resuelven repetidamente en el dominio del tiempo y los valores de temperatura, presión, flujo y composición, así como las aperturas de las válvulas y el sistema de control se calculan en el punto de interés. Por lo que, pueden investigarse las reacciones del proceso a perturbaciones tales como: variación de la alimentación, falla de instrumentos o cambio en la estrategia de operación. ^[12]

VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LA SIMULACIÓN. ^[12]

VENTAJAS:

- ❖ Es un proceso relativamente eficiente y flexible.
- ❖ En algunos casos la simulación es el único método disponible.
- ❖ Se pueden analizar esquemas de operación que pudiesen ser atractivos para el proceso de que se trate.
- ❖ La simulación confiable y realizada por personal capacitado permite experimentar sin riesgo alguno.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



- ❖ La simulación permite estudiar los efectos interactivos de los componentes individuales para determinar los más importantes.
- ❖ La simulación permite la inclusión de complicaciones previsibles en el proceso.

DESVENTAJAS:

- ❖ Un buen modelo de simulación puede resultar bastante costoso; a menudo el desarrollar un modelo de proceso es largo y complicado.
- ❖ El modelo de simulación no produce respuestas por sí mismo, se requiere personal capacitado para estudiar diversas situaciones en los procesos o elementos que los componen.
- ❖ Cada modelo de simulación es único, las soluciones e inferencias no son usualmente transferibles a otros problemas.

1.2 FUNDAMENTOS DE DINÁMICA Y CONTROL DE PROCESOS.

Un *proceso* es un conjunto de operaciones simultáneas o secuenciales que producen transformaciones de la materia de carácter físico y/o químico, todo proceso interactúa con el resto del medio a través de las variables de salida de las variables manipuladas y de las perturbaciones. [4]

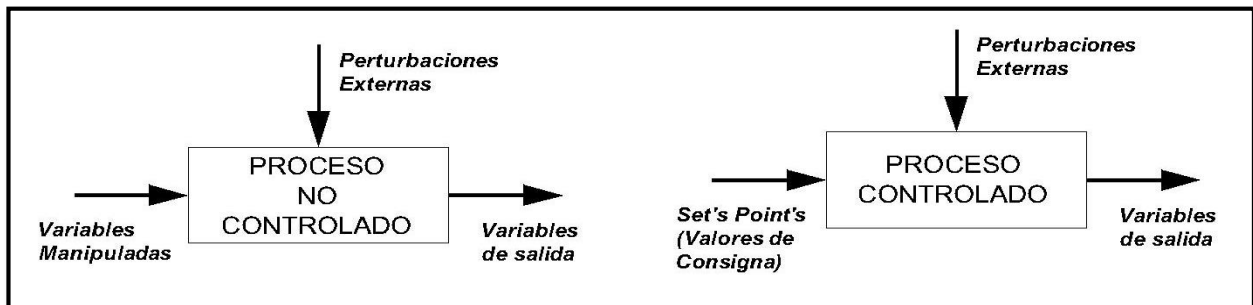


FIGURA 1.1: ESQUEMAS GLOBALES DE PROCESOS CONTROLADOS Y NO CONTROLADOS. (NICOLAS J. SCENNA Y COL. "MODELADO, SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE PROCESOS QUÍMICOS" SANTA FE, ARGENTINA, 1999. CAP. XVI, PAG. 646.)



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Las *variables de salida* son aquellas variables del proceso cuyo valor se desea o se necesita conocer a lo largo del tiempo (normalmente son las indicativas de la calidad del producto del nivel de producción, etc.).

Las *variables manipuladas* son aquellas que pueden ser modificadas durante la operación del proceso, para que las variables de salida evolucionen según una política preestablecida (por ejemplo, una variable manipulada típica es el caudal de alimentación de un reactivo en un proceso químico, que puede modificarse actuando sobre el grado de apertura de una válvula).^[4]

Todo proceso está sometido a *perturbaciones* (normalmente indeseables), por ejemplo pérdidas energéticas al medio ambiente, presencia de impurezas indeseadas en los reactivos, etc. En general, las perturbaciones son variantes en el tiempo e interesa conocerlas para tomar acciones sobre el proceso que permitan atenuar los efectos indeseados que ellas causan.^[4]

Un proceso es (automáticamente) controlado cuando existen componentes operativos (los controladores) que permiten recibir valores deseados de consigna (o “*set points*”), de manera tal que las variables de salida evolucionen automáticamente hacia esos valores especificados, aún en presencia de perturbaciones externas como se observa en la figura 1.1.^[4]

ESTRUCTURA DE SISTEMAS DE CONTROL CLÁSICOS.

Un sistema de control es un conjunto de componentes físicos conectados o relacionados entre sí de manera tal que regulen o dirijan su actuación por sí mismos, es decir sin intervención de agentes exteriores (incluido el factor humano), corrigiendo además los posibles errores que se presenten en su funcionamiento. Actualmente, cualquier mecanismo, sistema o planta industrial presenta una parte actuadora que corresponde al sistema físico que realiza la acción y otra parte de mando o control, que genera las órdenes necesarias para que esa acción se lleve o no a cabo.^[4]



LAZOS DE CONTROL ABIERTO Y CERRADO

Un lazo de *control abierto* se identifica fácilmente debido a la ausencia de retroalimentaciones. Como se aprecia en la figura 1.2, en base al "set point", el controlador actúa modificando las variables manipuladas del proceso de tal manera que las variables de salida alcancen los valores antes especificadas. Los lazos abiertos son por lo regular muy simples y económicos, esto da como contrapartida que los valores de salida no sean exactamente a los valores especificados en el "set point", el efecto de esto, aunque se conociera la variación entre estas, es que nos sería imposible corregir dicha desviación para compensar el error. [4]

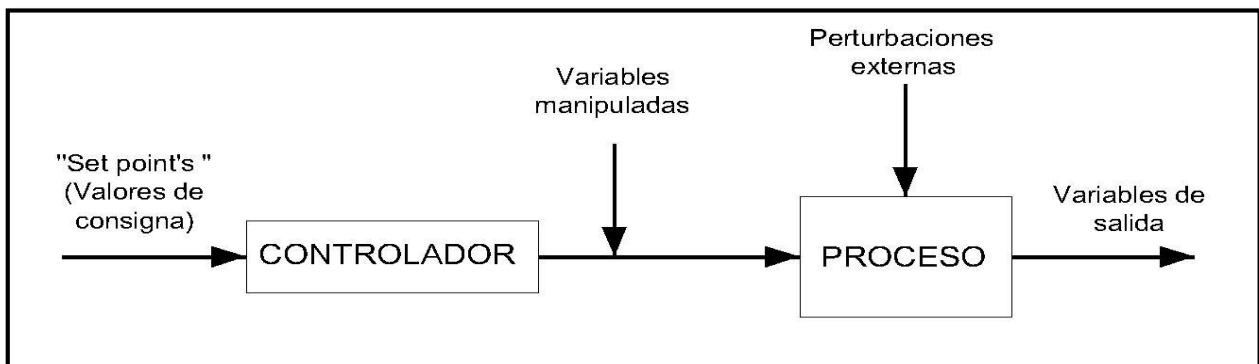


FIGURA 1.2: LAZO DE CONTROL ABIERTO (SIN REALIMENTACIÓN). (NICOLAS J. SCENNA Y COL. "MODELADO, SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE PROCESOS QUÍMICOS" SANTA FE, ARGENTINA, 1999. CAP. XVI, PAG. 650.)

Por otra parte, los sistemas de control a *lazo cerrado* (también denominados sistemas de control retroalimentados), permiten corregir las deficiencias propias de los sistemas de control a lazo abierto. En la Figura 1.3, se representa en forma esquemática un sistema de control a lazo cerrado por retroalimentación de la salida. En este esquema se han separado las variables de salida, clasificándolas en *medibles* y *no medibles*, una variable de proceso es medible cuando existen sensores (*medidores*) que posibilitan determinar directamente su magnitud (por ejemplo, la presión puede determinarse con

un manómetro.), una variable de proceso es *no medible* cuando no existe un sensor con las características antes mencionadas. [4]

Para propósitos de control, interesa disponer de mediciones “en línea” sin retardos y con la mayor precisión posible; pero disponer de una medición con estas características puede requerir de sensores tan costosos que no se justifique su instalación, en tales casos las variables no medibles pueden ser estimadas en forma indirecta a partir de otras mediciones (por ejemplo, la concentración de un compuesto disuelto en un medio acuoso podría ser estimada a partir de mediciones de la diferencia entre el índice de refracción de la solución y del medio, y de una calibración del detector). [4]

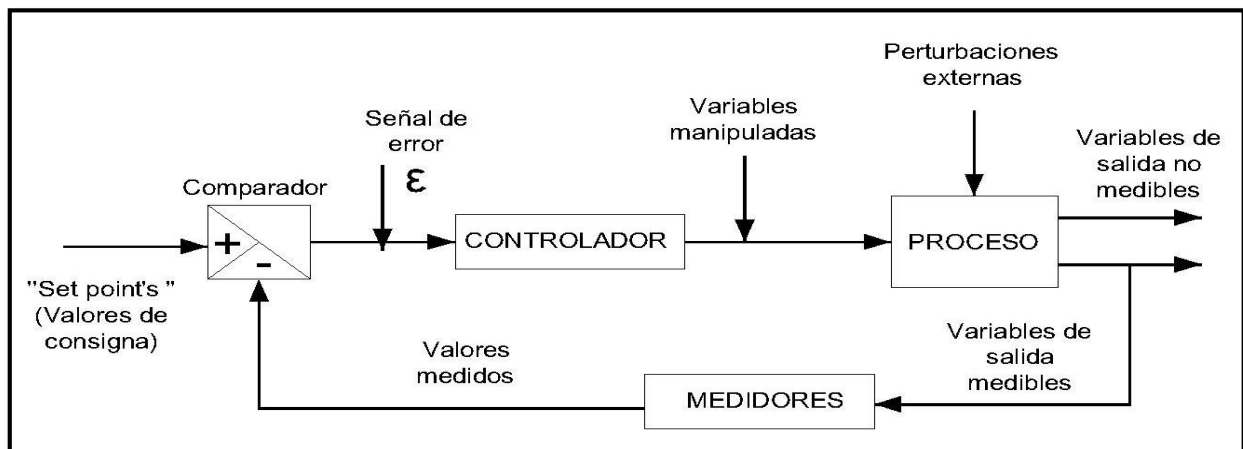


FIGURA 1.3: LAZO DE CONTROL CERRADO (CON RETROALIMENTACIÓN). (NICOLAS J. SCENNA Y COL. “MODELADO, SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE PROCESOS QUÍMICOS” SANTA FE, ARGENTINA, 1999. CAP. XVI, PAG. 651.)

En un sistema de control a lazo cerrado, los valores medidos se comparan con los de consigna, generándose una señal de error. Con base en dicha señal de error, el controlador modifica la variable manipulada de manera tal que las salidas medibles del proceso evolucionen hacia los valores de las consignas. [4]

En la figura anterior, el bloque controlador es una relación matemática:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



$$u = f(\varepsilon) \dots \dots \dots (1.1)$$

Donde u = variables manipuladas

ε = error(diferencia entre el set point y las variables medidas)

La ecuación (1.1) permite establecer las acciones de control a efectuar en función de las señales de error, debe notarse que si bien se indican por separado los bloques comparador y controlador, en la práctica un controlador incluye siempre al comparador. Un controlador puede ser un equipo electrónico específico (“*hardware*”) ubicado en un “*rack*”, que recibe señales de las mediciones y que se conecta con un órgano de acción final (por ej., una válvula) por medio de algún sistema de comunicación. Alternativamente, un controlador puede implementarse a través de un algoritmo computacional (éste es el caso del control por computadora). Desde el punto de vista del control, el problema de diseño reside en: a) determinar la estructura del controlador a utilizar (por ej., si se requiere de un controlador no lineal o de uno lineal con efectos proporcional, integral, etc.) y b) ajustar los parámetros del controlador elegido (sintonizar el controlador).^[4]

SISTEMA COMBINADO DE CONTROL EN AVANCE Y REALIMENTACIÓN DE SALIDA

Los sistemas de control realimentados presentan algunas deficiencias conocidas, por ejemplo: a) pueden generar inestabilidad en las respuestas a lazo cerrado; b) no son eficientes en procesos caracterizados por dinámicas lentas, o con elevados “tiempos muertos” (es decir, cuando el efecto de las variables de entrada se observa en las salidas con cierto retardo); c) ante perturbaciones, responden después de ocurridos los efectos indeseados que aquellas provocan, los sistemas de control avanzados permiten al menos parcialmente, corregir esas deficiencias. Pero para ello, es necesario poder medir las perturbaciones y conocer con precisión el modelo del proceso.^[4]

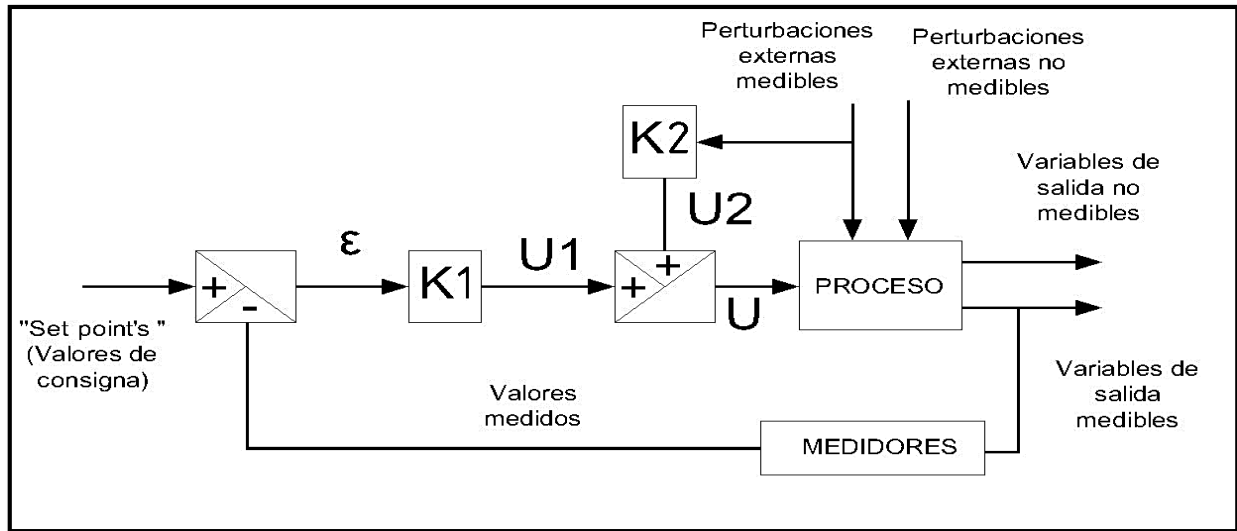


FIGURA 1. 4: LAZO DE CONTROL CERRADO COMBINADO, AVANZADO Y CON RETROALIMENTACIÓN DE SALIDA. (NICOLAS J. SCENNA Y COL. "MODELADO, SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN DE PROCESOS QUÍMICOS" SANTA FE, ARGENTINA, 1999. CAP. XVI, PAG. 652.)

En la Figura 1.4 se muestra un proceso controlado por un sistema de lazo cerrado combinado. La variable manipulada (U) es la combinación de un control por retroalimentación de salida ("feedback", $U1$), más una componente de control avanzado ("feedforward", $U2$), las características de los controladores están representadas por $K1$ y $K2$, las perturbaciones del proceso se clasificaron en medibles y no medibles según criterios similares a los ya mencionados para las variables de salida, el control avanzado presenta la ventaja de permitir tomar acciones anticipadas, que posibilitan compensar los efectos indeseados causados por las perturbaciones medibles, las desviaciones remanentes en las variables de salida son compensadas por el lazo cerrado de realimentación. [4]

A manera de ejemplo, consideremos un proceso consistente en una reacción llevada a cabo en un tren de reactores tipo tanque agitados continuos conectados "en cascada" (es decir, la entrada a cada reactor proviene de la salida del anterior), y donde los reactivos se alimentan exclusivamente al primer reactor del tren, supongamos que



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



alguno de esos reactivos tenga un nivel variable de impurezas que puedan)desactivar la reacción, el producto final (obtenido en el último reactor del tren) sólo se verá afectado por el nivel creciente de impurezas después de transcurrido un tiempo relativamente elevado (del orden del tiempo de residencia medio de todo el tren); por lo que si sólo se efectúan mediciones sobre el producto final, cuando se detecte la presencia de impurezas en el último reactor entonces ya todo el tren estará contaminado. Una forma de evitar este problema es implementar un lazo de control en avance, con mediciones del nivel de impurezas en los reactivos detectados niveles elevados de las mismas podrán efectuarse inmediatamente acciones de control tendientes a compensar los efectos indeseados (por ejemplo, adicionar algún reactivo que consuma las impurezas o las neutralice).^[4]



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



1.3 SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN.

Una de las principales áreas de aplicación de la termodinámica es la refrigeración, la cual es la transferencia de calor de una región de temperatura superior a otra de temperatura inferior.

El proceso de refrigeración se utiliza en diferentes niveles de temperaturas para condensar o enfriar gases, vapores o líquidos, mismo que es necesario en los procesos que requieren enfriamiento a una temperatura que no se alcanza con el habitual servicio de agua de enfriamiento u otra fuente refrigerante, tales como la expansión Joule-Thompson o expansión politrópica de gas natural o de vapores del sistema de proceso.

ANTECEDENTES

El uso del frío es un proceso muy antiguo, en el siglo XII los chinos utilizaban mezclas de salitre con el fin de enfriar agua; los árabes en el siglo XIII utilizaban métodos químicos de producción de frío mediante mezclas; asimismo en los siglos XVI y XVII, investigadores y autores como Boyle, Faraday (con sus experimentos sobre la vaporización del amoníaco) etc., realizaron los primeros intentos sobre bases técnicas de producción de frío. En 1834, Perkins desarrolla la patente de la máquina frigorífica de compresión de éter y en 1835 Thilorier fabrica nieve carbónica por expansión; Tellier construyó la primera máquina de compresión con fines comerciales, Pictet desarrolla una máquina de compresión de anhídrido sulfuroso, Linde otra de amoníaco, Linde y Windhausen la de anhídrido carbónico, Vincent la máquina de compresión de cloruro de metilo, etc. Mención especial merece Carré, propulsor de la máquina frigorífica de absorción y Le Blanc-Cullen-Leslie la de eyección. [7]



PRINCIPIOS BÁSICOS DE REFRIGERACIÓN

Para desarrollar mejor el proyecto de estudio planteado en este trabajo de tesis se resaltan algunos conceptos termodinámicos que son de gran utilidad para el entendimiento del fenómeno de refrigeración, en este apartado se explican de manera breve los más relevantes.

CALOR LATENTE Y CALOR SENSIBLE

Cuando el calor agregado o extraído de una sustancia cambia de temperatura y no de estado se tiene un cambio de entalpia en la sustancia, lo que se entiende como cambio de calor sensible. [8]

Por el contrario se le llama cambio de calor latente, cuando en el calor agregado o removido de una sustancia existe un cambio de estado (a temperatura constante), lo que conlleva al cambio de entalpia en la sustancia. [8]

Al aumento de entalpia, al efectuarse el cambio de líquido a vapor, se le llama calor latente de vaporización. Al efecto opuesto, o sea la disminución de entalpia al efectuarse el cambio de vapor a líquido, se le llama calor latente de condensación, este es igual al calor latente de vaporización. [8]

CONDICIÓN SATURADA, SUBENFRIADA Y CALENTADA.

Las condiciones de presión y temperatura a las cuales tiene lugar la ebullición, se conocen como condición saturada, por otra parte al punto de ebullición se le conoce técnicamente como temperatura de saturación y presión de saturación. Es importante mencionar que la sustancia puede existir como líquido, vapor o una mezcla de ambos en la condición saturada, en el punto de saturación al líquido se le llama líquido saturado y al vapor se denomina como vapor saturado. [8]



El vapor saturado es vapor a la temperatura de ebullición, cuando la temperatura del vapor es superior a su temperatura (punto de ebullición), se le llama vapor sobrecalentado a diferencia de cuando la temperatura del líquido es inferior a su temperatura de saturación, se llama líquido subenfriado. [8]

PROCESOS TERMODINÁMICOS

❖ *Proceso Isotérmico:* Se denomina proceso isotérmico a aquel en el cual LA temperatura permanece constante en todo el sistema. Una curva isoterma es una línea que sobre un diagrama representa los valores sucesivos de las diversas variables de un sistema en un proceso isoterma. Las isotermas de un gas ideal en un diagrama P-V, llamado diagrama de Clapeyron, son hipérbolas equiláteras, cuya ecuación es $P \cdot V = constante \dots (1.2)$. En la figura 1.5 se observan curvas isotermas sobre un diagrama P-V las cuales representan los valores sucesivos de las diversas variables de un sistema en un proceso para gases reales.

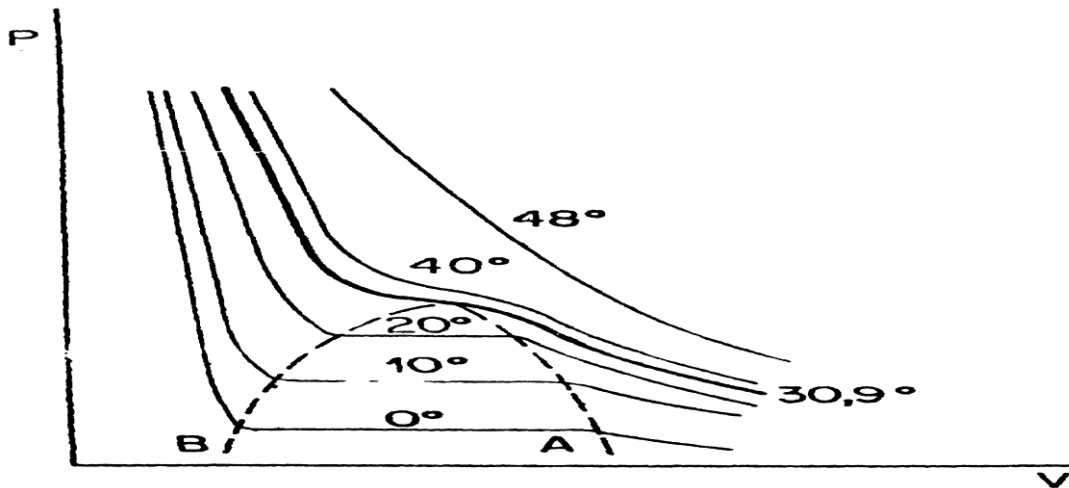


FIGURA 1.5: CURVAS ISOTERMAS REPRESENTADAS EN UN DIAGRAMA P-V. ("FISICANET" URL: [HTTP://WWW.FISICANET.COM.AR/FISICA/GASES/AP02_GASES_REALES.PHP](http://www.fisicanet.com.ar/fisica/gases/ap02_gases_reales.php))

❖ *Proceso Isocórico o isométrico:* También llamado proceso isométrico o isovolumétrico es un proceso termodinámico en el cual el volumen permanece



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



constante ($\Delta V = 0$). Esto implica que el proceso no realiza trabajo presión-volumen, ya que éste se define como:

$$\Delta W = P\Delta V \dots (1.3)$$

, donde P es la presión (el trabajo es positivo, ya que es ejercido por el sistema). Aplicando la primera ley de la termodinámica, podemos deducir que Q, el cambio de la energía interna del sistema es:

$$Q = \Delta U \dots (1.4)$$

Para un proceso isocórico: es decir, todo el calor que se transfiera al sistema quedará como energía interna, (U). Si la cantidad de gas permanece constante, entonces el incremento de energía será proporcional al incremento de temperatura,

$$Q = nCV\Delta T \dots (1.5).$$

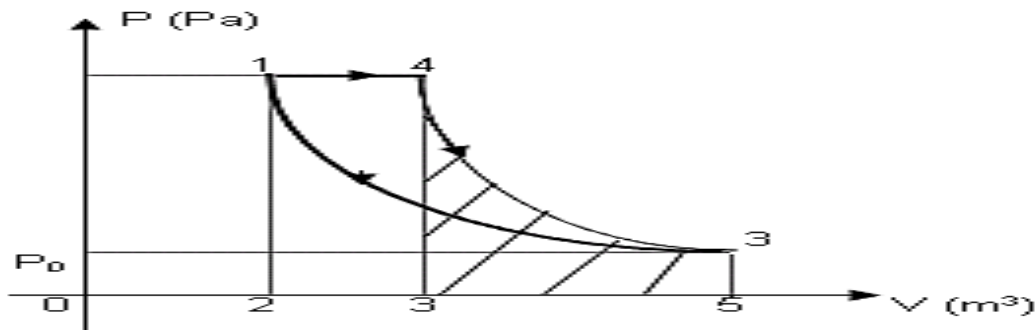


FIGURA 1.6: REPRESENTACIÓN DE UN PROCESO ISOCORÍCO EN UN DIAGRAMA P-V. (BLOG: "PROCESO ISOCORICO" URL: [HTTP://PROCESOSTERMODINAMICOS.BLOGSPOT.MX/2009/04/PROCESO-ISOCORICO.HTML](http://procesostermodinamicos.blogspot.mx/2009/04/procso-isocorico.html))

, donde CV es el calor específico molar a volumen constante, en la figura 1.6 se puede apreciar como una línea recta (1-2, 4-3), este proceso representado en un diagrama P-V.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



- ❖ *Proceso Isobárico*: es un proceso termodinámico que ocurre a presión constante. En él, el calor transferido a presión constante está relacionado con el resto de variables mediante:

$$\Delta Q = \Delta U + P\Delta V \dots \dots (1.6)$$

En un diagrama P-V, un proceso isobárico aparece como una línea horizontal tal como se ve en la figura 1.7:

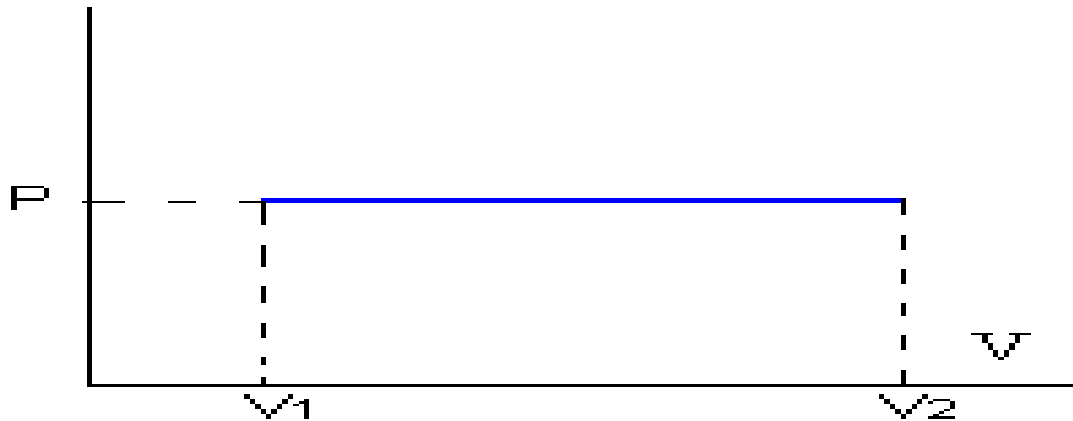


FIGURA 1.7: PROCESO ISOBÁRICO EN UN DIAGRAMA P-V. ("FÍSICA CON ORDENADOR" URL: [HTTP://WWW.SC.EHU.ES/SBWEB/FISICA/ESTADISTICA/TERMO/TERMO.HTML](http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/termo/termo.html))

Proceso Politrópico: Cualquier proceso cuya relación funcional entre la presión y el volumen sea de la forma:

$$(P \times V)^n = \text{constante} \dots \dots (1.7)$$

Donde "n" es el exponente politrópico. Para procesos adiabáticos, sin fricción y para un gas ideal con calores específicos constantes, el exponente politrópico es igual al cociente de calores específicos "k". Combinando la relación $(P \times V)^n$ con la " ecuación de estado los gases " se obtiene la siguiente relación muy útil (los



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



subíndices 1 y 2 corresponden a los estados inicial y final del proceso

respectivamente.) $\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{(k-1)} \dots \dots \dots (1.8)$

Dónde:

$T = temperatura$

$P = presión$

$V = volumen$

$k = C_p / C_v = 1.4 (para el aire a temperatura ambiente)$

DIAGRAMA DE PRESIÓN-ENTALPIA (DIAGRAMA DE MOLLIER).

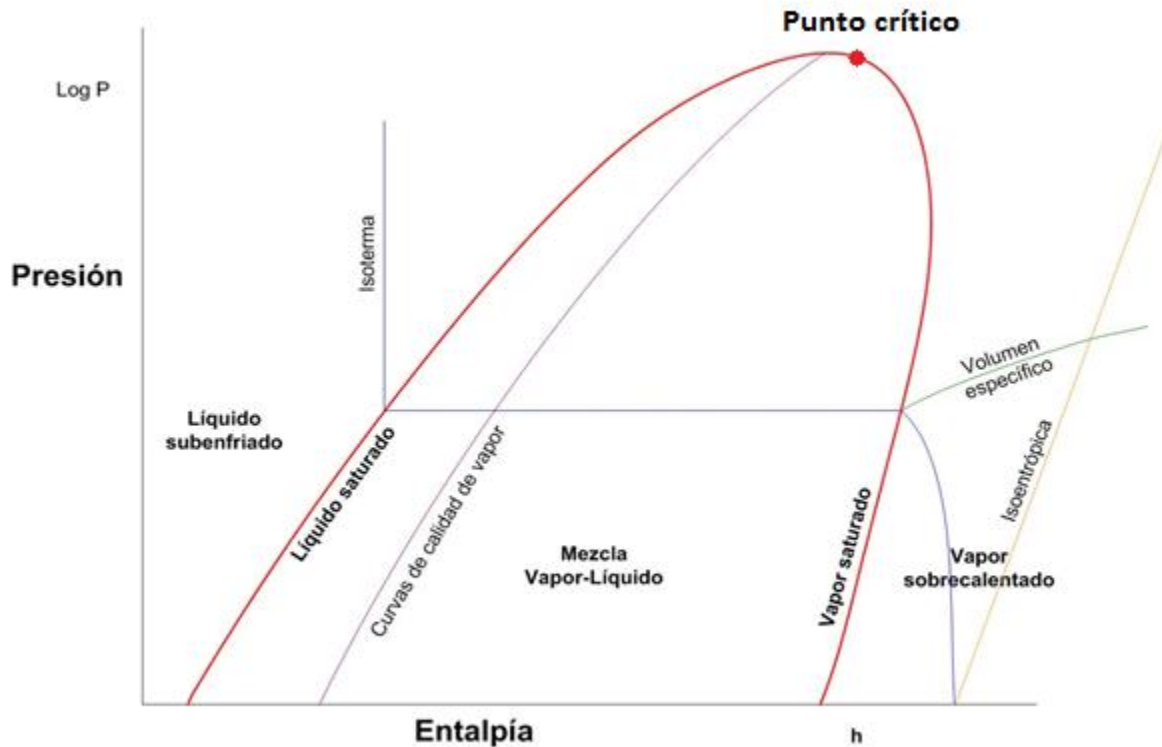


FIGURA 1.8: PROPIEDADES DEL REFRIGERANTE REPRESENTADAS EN UN DIAGRAMA DE MOLLIER. (OFICIOS TECNICOS, URL: [HTTP:// WWW.TECNOFICIO.COM/REFRIGERACION/CONCEPTOS_DE_REFRIGERACION4.PHP](http://www.tecnoficio.com/refrigeracion/conceptos_de_refrigeracion4.php))

Las propiedades de los refrigerantes se pueden representar en tablas o se pueden mostrar en una gráfica, por ejemplo de la forma de tabularse se tienen las tablas de propiedades en condiciones saturadas. Existe una variedad de tipos y combinaciones de diagramas de propiedades, al diagrama de mayor utilidad y utilizado con frecuencia en los cálculos de refrigeración, se le llama diagrama de presión-entalpía o diagrama de Mollier. En este diagrama se representa la entalpía en el eje horizontal y la presión en el eje vertical, en la figura 1.8 se puede ver detalladamente la estructura de este tipo de



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



diagramas, a continuación se explican algunas características que presenta el diagrama de Mollier. [8]

Cabe resaltar que, si se conoce un punto sobre el diagrama, es posible calcular todas sus propiedades del refrigerante correspondientes a dicha condición en particular. [8]

La línea de saturación y las regiones de líquido y vapor: esta es la curva de color rojo en forma de domo, representa todas las condiciones del líquido y vapor saturados, correspondientes al refrigerante. La parte izquierda de la línea curvada indica las condiciones del líquido saturado, y la parte derecha indica las condiciones del vapor saturado. El *punto crítico* separa la línea del líquido saturado de la línea de vapor saturado. [8]

La región dentro del domo representa todas las posibles condiciones de las mezclas de líquido y vapor saturados, la región a la izquierda de la línea del líquido saturado representa todas las condiciones a las cuales pueden existir los líquidos subenfriados, y la región a la derecha de la línea del vapor saturado representa todas las condiciones del vapor sobrecalentado. [8]

El punto crítico también representa un límite de presión y temperatura, por encima del cual el refrigerante existe en un estado tal que no se puede distinguir el líquido del vapor. En los procesos de refrigeración, nunca se llega al punto crítico. [8]

Algunos diagramas muy completos muestran la *calidad* del refrigerante, es decir, el porcentaje de masa de vapor en una mezcla líquido-vapor. También se observa como las líneas que dan valores constantes son siempre perpendiculares a su escala correspondiente. [8]

Las líneas isotermas atraviesan la campana y dentro de ella siguen una presión constante, es decir son totalmente horizontales, retomando su trayectoria en la salida,



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



pero la temperatura siempre será constante a través de estas. En la parte derecha de la región de vapor subenfriado se muestran las líneas de volumen específico que se extienden hasta la región del vapor sobrecalentado, estas líneas no se muestran en otra región debido a que en este caso se pueden calcular fácilmente con tablas de propiedades saturadas. Aunadas a las líneas anteriores se encuentran las líneas isotrópicas, las cuales muestran una fuerte pendiente desde la zona inferior izquierda hacia la zona superior derecha, en la región de vapor sobrecalentado. [8]

TIPOS DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

El ciclo de refrigeración que se utiliza con más frecuencia es por compresión de vapor, donde el refrigerante se evapora y condensa alternadamente, para luego comprimirse en la fase vapor. Otro ciclo de refrigeración alternativo es el ciclo de refrigeración por absorción de gas en el que el refrigerante permanece todo el tiempo en fase gaseosa, también existen sistemas de refrigeración por simple absorción, en los que el refrigerante se disuelve en un líquido antes de ser comprimido, por último, se menciona al sistema de enfriamiento por chorro de vapor, el cual utiliza un chorro de alta presión de vapor que pasa a través de un eyector de vacío, este estrangula el fluido y modifica su entalpia para dar un intercambio de energía y por ende un enfriamiento. [6]

A continuación se describen más a detalle, algunos de los sistemas de refrigeración antes mencionados:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Sistema	Rango aproximado de temperaturas (°C)	Refrigerante
Compresión mecánica (centrifuga o reciprocante)	-129° a 4°	Amoníaco, hidrocarburos halogenados, propano, etileno y otros.
Absorción: Agua-Bromuro de litio Amoniaco	4° a 20°	Solución de bromuro de litio Amoníaco
Enfriamiento por eyección de vapor(Steam-Jeat)	-40° a -1°	Agua
Bomba de calor	1° a 20°	Agua
	-129° a 4°	Amoníaco, hidrocarburos halogenados, propano, etileno y otros.

TABLA 1.1: COMPARACIÓN ENTRE LOS DIFERENTES SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN. (LUDWIG, "APPLIED PROCESS DESIGN FOR CHEMICAL AND PETROCHEMICAL PLANTS/VOL. 3" PAG. 201).

ENFRIAMIENTO POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Este sistema es el más usado a nivel industrial, debido a la variabilidad del fluido refrigerante, pues a medida que el fluido refrigerante circula a través del ciclo, este pasa por un número de cambios en su estado o condición, cada uno se determina por un proceso. El refrigerante empieza en un estado inicial, pasa a través de una serie de procesos en una secuencia definida y regresa a su condición inicial. El ciclo de refrigeración por compresión consta de cuatro procesos fundamentales (1) expansión, (2) vaporización (3) compresión y (4) condensación. Para entender bien este ciclo se analizará cada proceso por separado y en conjunto, ya que cualquier cambio en alguno propiciara cambios en los demás procesos, para dicho estudio se inicia analizando los fundamentos termodinámicos que implica el ciclo de refrigeración por compresión. [8]

CICLO DE CARNOT

Es un sistema cerrado, reversible propuesto por el ingeniero francés Sadi Carnot en 1824. Este ciclo se compone de cuatro procesos reversibles, dos isotérmicos y dos adiabáticos, el cual es posible llevar a cabo en un sistema cerrado o de flujo estacionario.

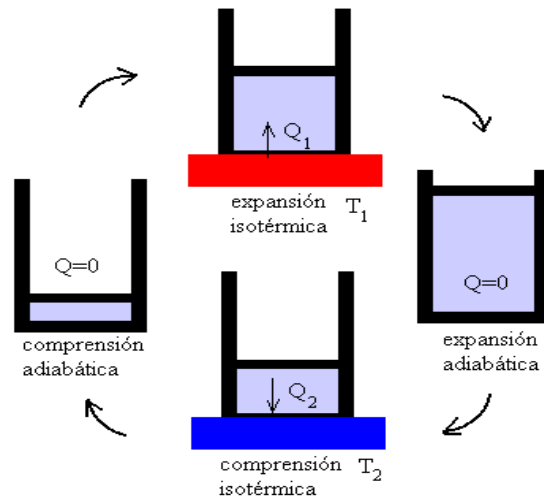


FIGURA 1.9: SISTEMA DEL CICLO DE CARNOT. ("FÍSICA CON ORDENADOR" URL: [HTTP://WWW.SC.EHU.ES/SBWEB/FISICA/ESTADISTICA/CARNOT/CARNOT.HTM](http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/carnot/carnot.htm))

Considérese un sistema cerrado conformado por un gas contenido en un recipiente cilíndrico con embolo adiabático, como se muestra en la figura 1.9. Los cuatro procesos reversibles que conforman el ciclo de Carnot son los siguientes:

1. *Expansión isotérmica reversible:* en esta etapa se tiene una temperatura inicial (T_1) el recipiente entra en contacto con una fuente de calor , esto causa una expansión lenta en el gas, la cual ejerce trabajo sobre los alrededores, la temperatura se mantiene constante debido a una diferencia infinitesimal que existe cuando el gas se expande, pero se compensa con calor que transfiere el recipiente al gas; como la diferencia entre el gas y el recipiente no excede una cantidad diferencial dT , se puede considerar un proceso reversible de transferencia de calor. La cantidad transferida al gas en este proceso es Q_1 .^[8]
2. *Expansion adiabática reversible:* en esta etapa se elimina el émbolo que estuvo en contacto con el gas y se reemplaza por un aislamiento para hacer este proceso



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



adiabático, el gas continua expandiéndose lentamente y la temperatura disminuye hasta T_2 ejerciendo un trabajo sobre los alrededores, al suponer que el émbolo no genera fricción el proceso se encuentra en cuasiequilibrio, de modo que el proceso es reversible así como adiabático. [8]

3. *Compresión isotérmica reversible:* en esta etapa se elimina el aislamiento del recipiente poniéndolo en contacto con un sumidero a T_2 para realizar un trabajo sobre el gas, a medida que este se comprime aumenta su temperatura, si esta es una cantidad infinitesimal se transfiere al sumidero manteniendo una temperatura constante, por lo que, se considera un proceso de transferencia de calor reversible la cantidad de calor rechazados en este proceso es Q_2 . [8]
4. *Compresión adiabática reversible:* en esta última etapa se vuelve a aislar el sistema y se comprime hasta el estado inicial del gas. La temperatura pasa de T_2 a T_1 y se completa el ciclo. [8]

Se puede notar que el ciclo de Carnot es totalmente reversible; por lo que, se puede invertir para dar paso al ciclo de Carnot invertido, mismo que se describirá a continuación. [8]

CICLO DE CARNOT INVERTIDO.

También conocido como **ciclo de refrigeración de Carnot**, esta vez el ciclo es el mismo, excepto que las direcciones de los flujos de calor y trabajo son invertidas ya que se requiere de una cantidad de trabajo neto para completarlo, como se aprecia en la figura 1.10, solo se invierten las direcciones del habitual ciclo de Carnot es decir será en este orden $A \rightarrow D \rightarrow C \rightarrow B$ y las cargas de calor invertidas. [8]

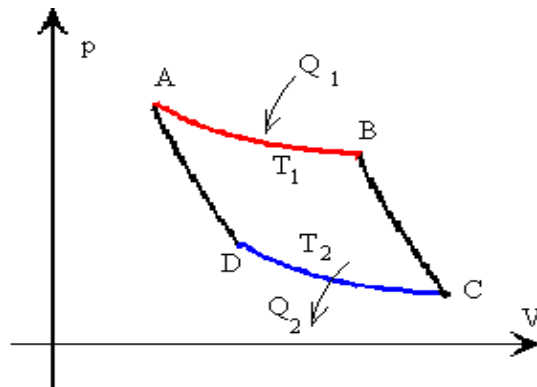


FIGURA 1.10: CICLO DE CARNOT INVERTIDO O CICLO DE REFRIGERACIÓN. ("FÍSICA CON ORDENADOR" URL: [HTTP://WWW.SC.EHU.ES/SBWEB/FISICA/ESTADISTICA/CARNOT/CARNOT.HTM](http://www.sc.ehu.es/sbweb/fisica/estadistica/carnot/carnot.htm))

ELEMENTOS DEL CICLO SIMPLE DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN

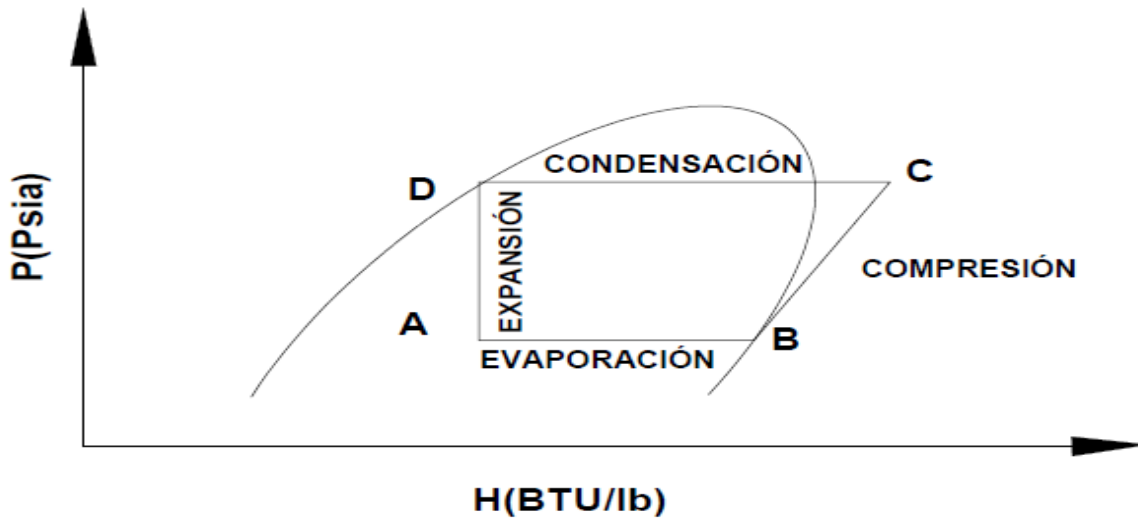


FIGURA 1.11: ETAPAS DE UN CICLO DE REFRIGERACIÓN SIMPLE. (RENÉ DE LA MORA MEDINA, "APUNTES DE INGENIERIA DE SERVICIOS")

En la figura 1.11 se muestran las etapas de un ciclo simple por compresión representada en un diagrama de Mollier ($p-h$), y en la figura 1.12 se representan mediante un diagrama de flujo los elementos que llevan a cabo las condiciones necesarias para cada etapa.

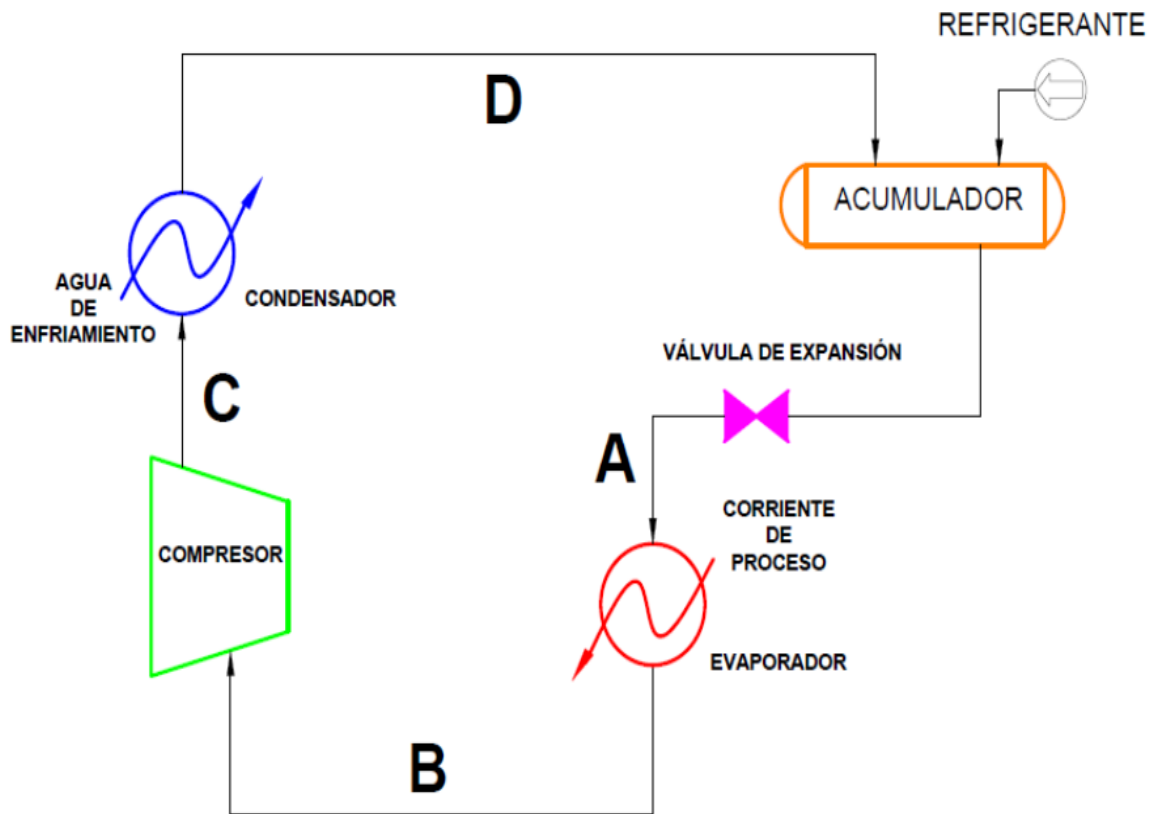


FIGURA 1.12: DIAGRAMA DE FLUJO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN SIMPLE. (RENÉ DE LA MORA MEDINA, "APUNTES DE INGENIERIA DE SERVICIOS")



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



A continuación se describen cada uno de estos elementos y la función que realizan durante el proceso. [26]

El proceso de D a A es la **expansión** del gas como se puede apreciar en la figura 1.13, el diagrama denota que es isoentálpica, para determinar las proporciones de líquido y vapor se utiliza la regla de la palanca siendo así: [26]

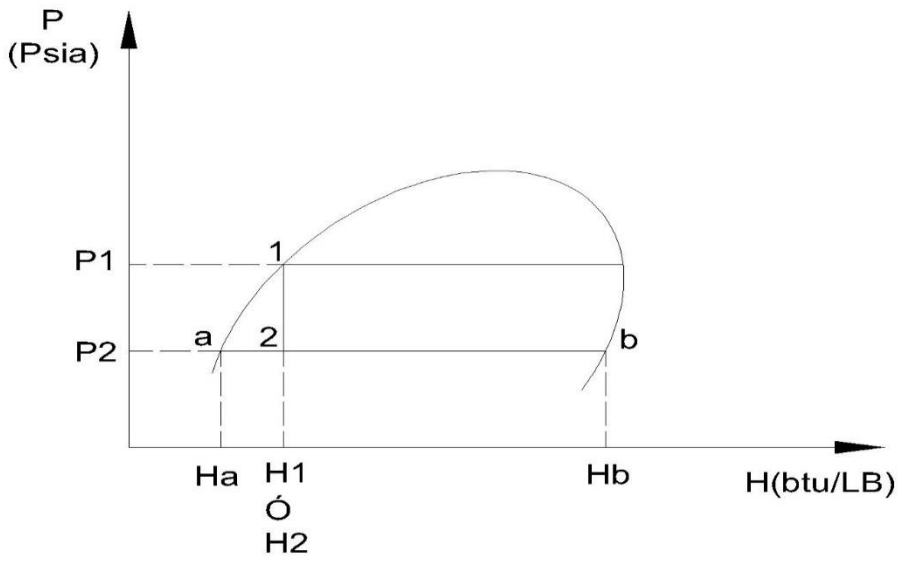


FIGURA 1.13: PROCESO DE EXPANSIÓN. (RENÉ DE LA MORA MEDINA, "APUNTES DE INGENIERIA DE SERVICIOS")

$$x = \% \text{ de liquido}; \quad 1 - x = \% \text{ de vapor}$$

$$xHa + (1 - x)Hb = H_1 \text{ ó } H_2 \dots \dots \dots (1.9)$$

$$xHa + Hb - xHb = H_1 \dots \dots \dots (1.10)$$

$$x(Ha - Hb) + Hb = H_1 \dots \dots \dots (1.11)$$

$$x(Ha - Hb) = H_1 - Hb \dots \dots \dots (1.12)$$



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



$$x = \frac{H_1 - H_b}{H_a - H_b} \dots \dots \dots (1.13)$$

El proceso de A a B es la **evaporación**, este proceso se lleva a cabo dentro del “chiller”, con el fluido previamente expandido, tal como se representa en la figura 1.14; cabe precisar algunos conceptos:

Efecto refrigerante: Se le llama efecto refrigerante a la cantidad de calor que cada unidad de masa de refrigerante absorbe del espacio refrigerado. Por ejemplo, cuando se derrite una libra de hielo este absorberá del aire, de los alrededores y de los objetos adyacentes una cantidad de calor igual a su calor latente de fusión. Si el hielo se funde a 32°F (0°C) absorberá 144 Btu/lb (11,524 kcal/kg), de modo que el efecto refrigerante de 1 lb de hielo es de 144 Btu (5227 kcal) Así mismo, cuando se vaporiza un líquido refrigerante, a medida que este fluye a través del evaporador absorberá una cantidad de calor igual a la necesaria para vaporizarse; entonces el efecto refrigerante por unidad de masa de líquido refrigerante es en potencia igual al calor de vaporización. Si la temperatura del líquido que llega por el tubo del líquido al control del refrigerante es exactamente igual a la temperatura vaporizante en el evaporador, la masa completa del líquido se vaporizara y producirá enfriamiento útil, en cuyo caso el efecto refrigerante por unidad de masa de recirculado será igual al calor latente de vaporización. [26]

Sin embargo, en un ciclo real la temperatura del líquido que llega al control del refrigerante siempre es bastante mayor que la temperatura de vaporización en el evaporador y esta deberá primero reducirse hasta la temperatura del evaporador antes que el líquido pueda vaporizarse y absorber calor del espacio refrigerado. Por esta razón, sólo una parte de cada libra es la que realmente se vaporiza en el evaporador y produce enfriamiento útil. [26]

Por lo tanto, el efecto refrigerante por unidad de masa de líquido circulado siempre es menor que el calor latente de vaporización. [26]



El efecto refrigerante se calcula de la siguiente manera:

$$E. R.: H_3 - H_2 = \frac{x(H_3 - H_a)}{lb} [=] Btu, kcal \dots \dots \dots (1.14)$$

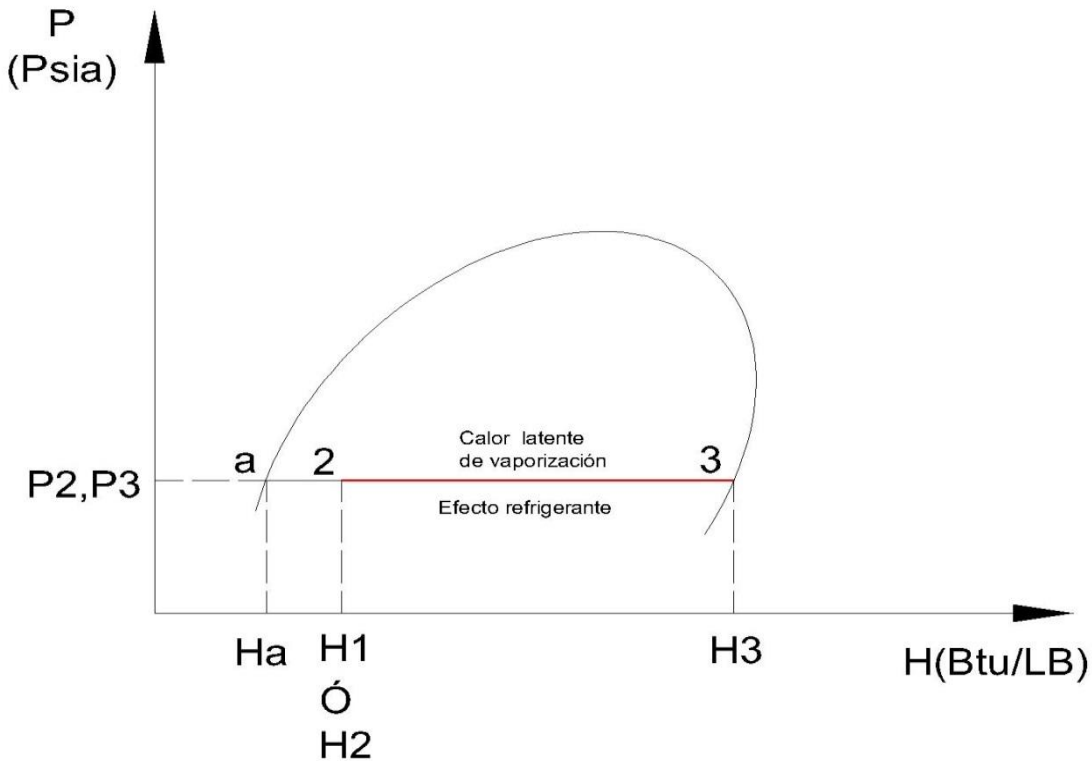


FIGURA 1.14: PROCESO DE EVAPORACIÓN. (RENÉ DE LA MORA MEDINA, "APUNTES DE INGENIERIA DE SERVICIOS")

Tonelada de refrigeración: Es la cantidad de calor absorbido por una tonelada de hielo a 32°F (°C) al fundirse, en una tonelada de agua en un periodo de 24 hrs. Considerando que el calor latente de fusión del hielo es de 144 Btu/lb, una tonelada de refrigeración es equivalente a la absorción de: [26]:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



$$Q = w * \lambda = 1 \text{ Ton.} * \frac{2000 \frac{\text{lb}}{\text{Ton}}}{\text{dia}} * 144 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \dots \dots \dots (1.15)$$

$$Q = 288,000 \frac{\text{Btu}}{\text{dia}} \left(10.45 \frac{\text{MMkcal}}{\text{dia}} \right)$$

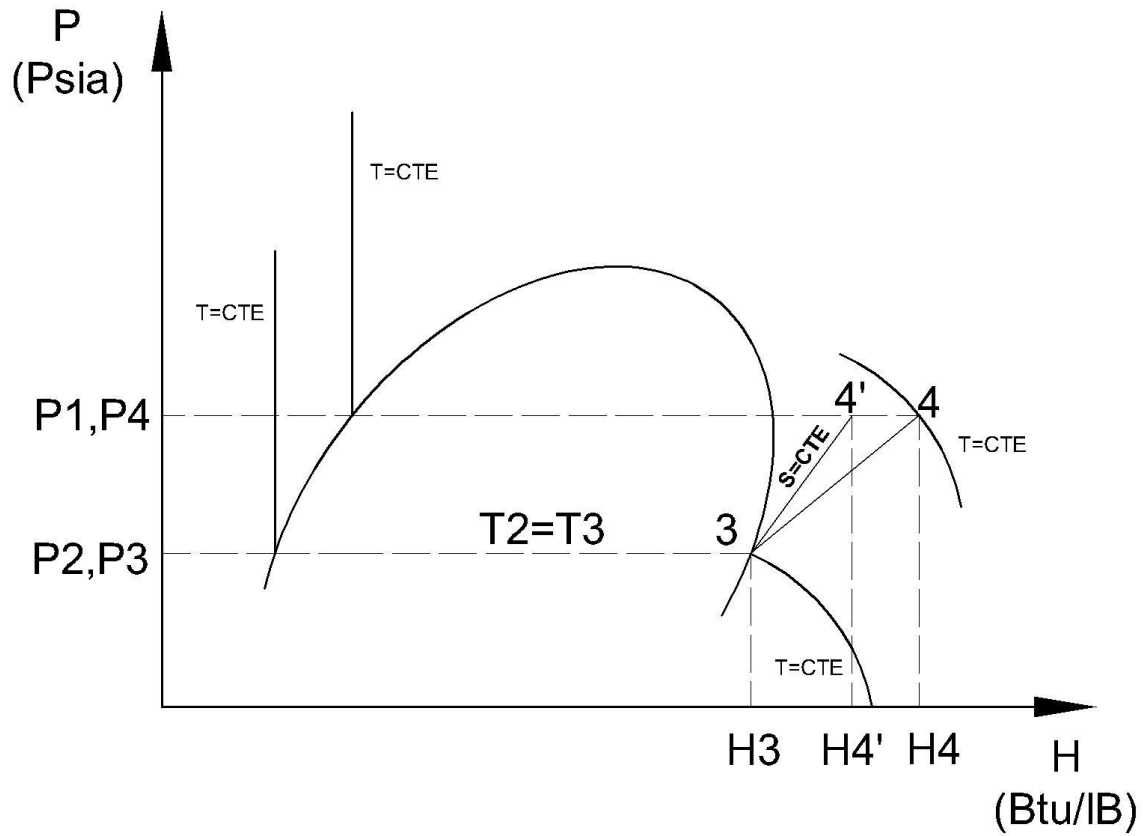


FIGURA 1.15: PROCESO DE COMPRESIÓN. (RENÉ DE LA MORA MEDINA, "APUNTES DE INGENIERIA DE SERVICIOS")

El proceso de compresión se lleva a cabo en el segmento \overline{BC} , los vapores de refrigerante salientes del "chiller" son comprimidos hasta la presión inicial del ciclo. Bajo la suposición de que el refrigerante no cambie de condición mientras esta fluyendo por la tubería de



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



succión desde el evaporador hasta el compresor, dicho proceso se efectúa en el compresor a medida que se incrementa la presión del vapor debido a la compresión, desde la presión vaporizante hasta presión condensante, también se supone que este proceso es isoentrópico, dicho de otra forma una compresión isoentrópica es un tipo especial de proceso adiabático que ocurre sin fricción, esto facilita la localización del punto 4 en un diagrama $p - h$, al seguir la línea de entropía constante que parte del punto 3 prolongándola hasta la presión de condensación o la presión inicial del ciclo, a este punto se nombra 4', denotados estos puntos como se aprecia en la figura 1.15, con esto es posible realizar los siguientes cálculos [26]:

Trabajo adiabático:

$$W_{ad} = (H_{4'} - H_3) * \dot{m} [=] \frac{Btu}{hr}; \left(\frac{kcal}{h}\right) \dots \dots \dots (1.16)$$

$$\dot{m} = \text{Caudal masico} [=] \frac{lb}{hr}; \frac{kg}{h}$$

Trabajo real:

$$W = \frac{W_{ad}}{\text{Eficiencia adiabatica}(Ef.ad)} \dots \dots \dots (1.17)$$

Eficiencia adiabática:

$$\eta_{ad} = \frac{0.77 + 0.16 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}-1} \right)}{1 + 0.357 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}-1} \right)} + 1.33 \left(\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}-1} \right) * \eta_{poly} \dots \dots \dots (1.18)$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



$$k = \frac{C_p}{C_v} \dots \dots \dots (1.19)$$

$$0.7 < \eta_{poly} < 0.8$$

Con las formulas anteriores es posible calcular el trabajo real y sustituirla en la siguiente ecuación:

$$W_{real} = (H_4 - H_3) \dots \dots \dots (1.20)$$

Como H_3 se conoce de la lectura del diagrama $p - h$ es fácil despejar H_4 fijando así el punto 4 en el diagrama.

Potencia Hidráulica: La potencia de compresión del gas se puede calcular de la siguiente manera:

$$GHP = \left(\frac{W_{ad}}{\eta_{ad}} \right) * \frac{m}{2545} \dots \dots \dots (1.21)$$

Coefficiente de operación o funcionalidad:

Se puede demostrar, basándose en la segunda ley de termodinámica, que un sistema de refrigeración tiene un coeficiente máximo posible de rendimiento. [26]

$$COP = \frac{E.R}{W_{real}} \dots \dots \dots (1.22)$$

$$COP(Ciclo inverso) = \frac{T_{baja}}{T_{alta} - T_{baja}} \dots \dots \dots (1.23)$$



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Las temperaturas deberán estar en la escala absoluta de Rankine, estos coeficientes proporcionaran una medición de la utilización eficiente de la energía del sistema, el cociente de ambos dará por resultado la eficiencia relativa del proceso del compresor.^[26]

$$eficiencia\ relativa = \frac{COP}{COP_{INV}} \dots \dots \dots (1.24)$$

El proceso de condensación (figura 1.16) se da en el segmento CD este finaliza el ciclo de refrigeración simple, en este proceso se remueve calor del vapor refrigerante sobrecalentado que entra en el condensador para primero reducir su temperatura al punto de saturación y luego condensarlo. Se suministra con este fin un fluido de enfriamiento a una temperatura más baja que la temperatura de saturación. El refrigerante sale del condensador como un líquido saturado, es así como el refrigerante alcanza las condiciones con las que iniciamos el análisis del ciclo.^[26]

El calor de rechazo se define como la cantidad de calor removido por unidad de masa de refrigerante en el condensador se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{cd} = m * (H_4 - H_1) \dots \dots \dots (1.25)$$

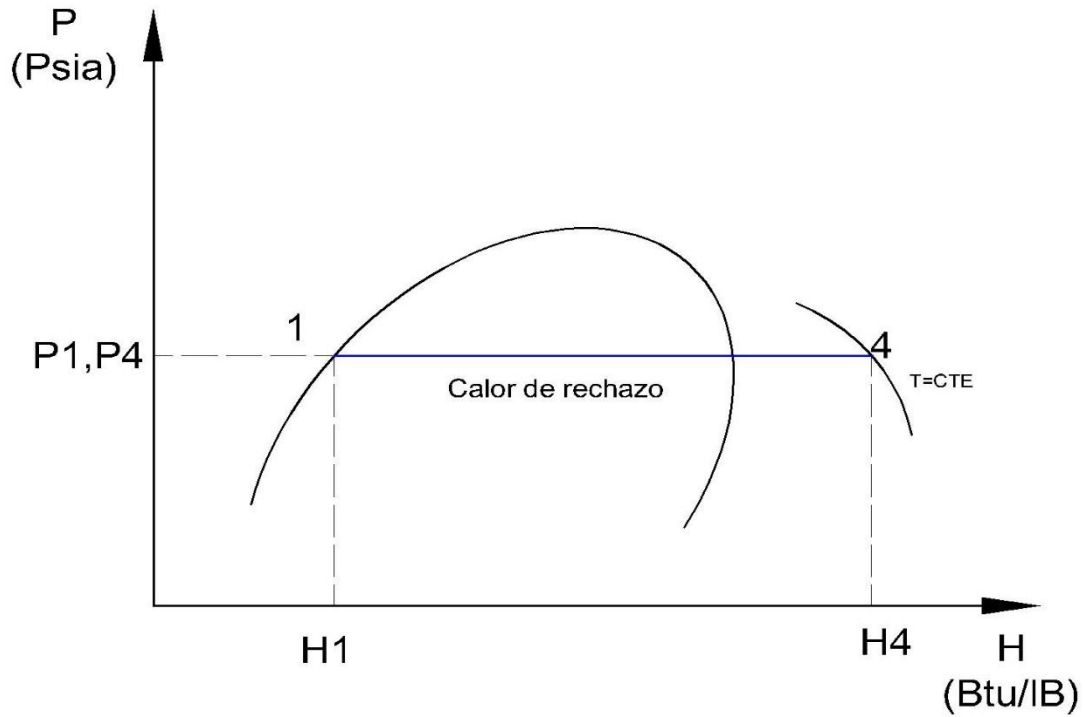


FIGURA 1.16: PROCESO DE CONDENSACIÓN. (RENÉ DE LA MORA MEDINA, "APUNTES DE INGENIERIA DE SERVICIOS")

CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

Un ciclo real de refrigeración como el mostrado en la figura 1.17 por compresión de vapor, difiere de uno ideal por varias razones, entre las más comunes están las irreversibilidades que suceden en varios componentes. 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. [1]

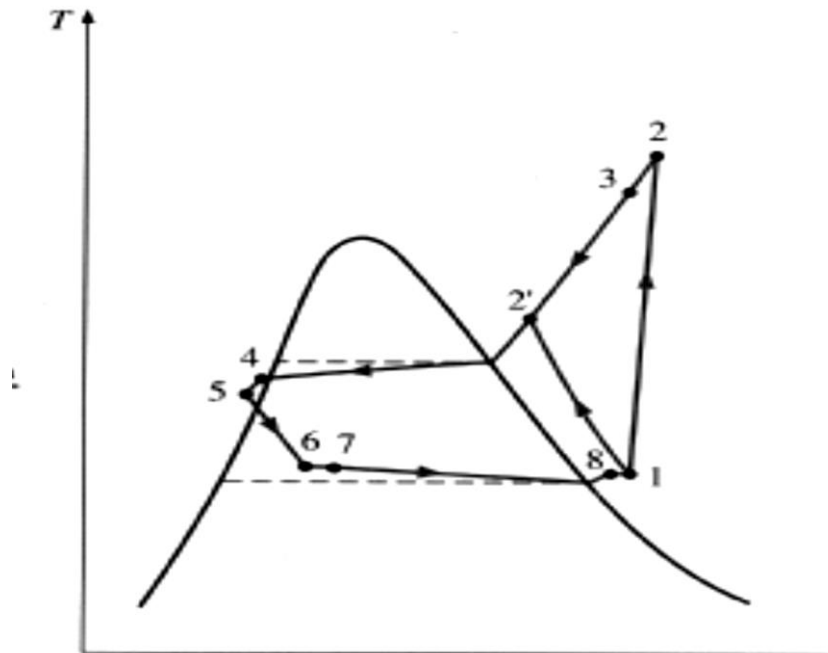


FIGURA 1.17: DIAGRAMA T-S CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR (ÇENGEL, YUNUS. BOLES, MICHAEL. "THERMODYNAMICS. AN ENGINEERING APPROACH", SEXTA EDICIÓN, PAG. 624)

El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático, en consecuencia isentrópico. Sin embargo, el proceso de compresión real incluirá efectos por fricción, los cuales incrementan la entropía y la transferencia de calor que puede aumentar o disminuir la entropía, dependiendo de la dirección. En el caso adiabático e



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



irreversible la salida real puede determinarse a partir del rendimiento adiabático del compresor planteado como:

$$\eta_{Compresor} = \frac{W_{s, ideal}}{W_{a, Real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h'_2 - h_1} \dots \dots \dots (1.26)$$

En relación a las irreversibilidades en el evaporador, se debe mencionar que en los ciclos ideales de refrigeración, el fluido de trabajo sale del evaporador y entra al compresor como vapor saturado, pero a esta condición es imposible mantener el estado del refrigerante con tanta precisión. En lugar de eso se procura diseñar el sistema de manera que se logre sobrecalentar ligeramente al refrigerante a la entrada del compresor para así garantizar evaporación completa al momento de ingresar al compresor. Asimismo, en la línea que conecta el evaporador al compresor suelen producirse caídas de presión del refrigerante y cierta ganancia de calor no deseable, enviando como resultado un aumento en el volumen específico del refrigerante y por ende un incremento en los requerimientos de potencia de entrada al compresor, basado en el criterio de:

$$W_{neto} = \int v dp \dots \dots \dots (1.27)$$

Como irreversibilidades en el condensador en los ciclos ideales de refrigeración se debe tener en cuenta que, el fluido de trabajo sale del condensador como líquido saturado a la presión de salida del compresor. Sin embargo, es inevitable que se produzcan caídas de presión en el condensador; así como, en las líneas que conectan al compresor y a la válvula de estrangulamiento, además de la imposibilidad de 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 (efecto refrigerante).^[1]

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA

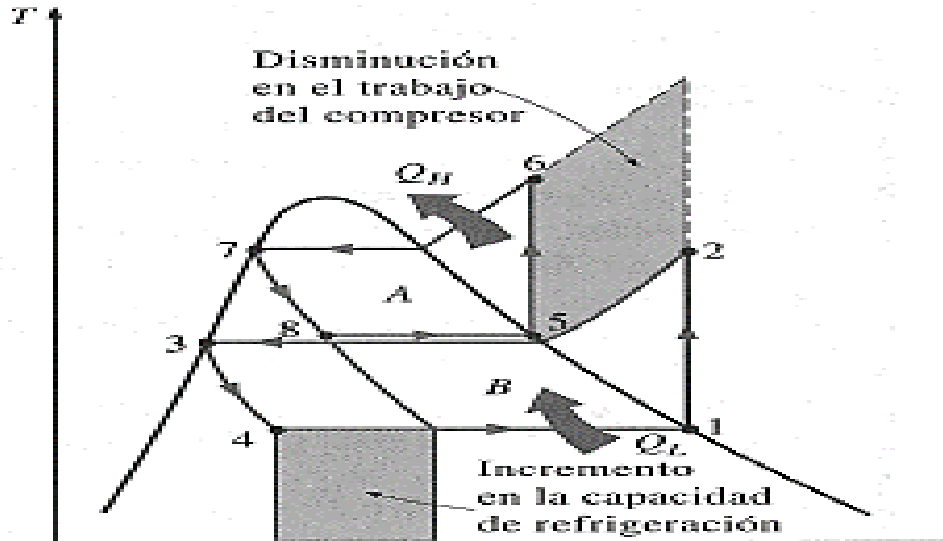


FIGURA 1.18: DIAGRAMA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA. (ÇENGEL, YUNUS. BOLES, MICHAEL. "THERMODYNAMICS. AN ENGINEERING APPROACH", SEXTA EDICIÓN, PAG. 631)

El ciclo en cascada (figura 1.18) es un conjunto de ciclos de compresión de vapor simple en serie, de manera que el condensador de un ciclo de temperatura inferior, proporciona calor al evaporador de un ciclo de temperatura mayor. El refrigerante por lo general en cada circuito es diferente con el objeto de ajustar los intervalos de temperatura y presión.^[1]

Algunos de los criterios que se utilizan como referencia para implementar estos ciclos en cascada para sustituir ciclos simples son los siguientes:

- Cuando la diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador es muy grande.
- La variación de la presión de vapor y la temperatura de evaporación de un único refrigerante no se ajustan a los valores deseados en el evaporador y condensador.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



- Cuando el usar una unidad de compresión limita la capacidad de refrigeración.

Para implementar un sistema de refrigeración en cascada también se deberá tomar las siguientes consideraciones:

- Debido a que las propiedades de los refrigerantes son distintas se tomara en cuenta que el flujo másico en cada ciclo es diferente.
- El flujo másico \dot{m}_B está determinado por la capacidad de refrigeración necesaria en el evaporador del ciclo B.
- El flujo de calor transferido por el condensador B debe ser igual al flujo de calor transferido hacia el evaporador del ciclo A, cuando el intercambiador de calor global está bien aislado.

El rendimiento de estos dispositivos, en cascada se plantea como:

$$COP_{REF} = \frac{Q_{L,Evaporador}}{W_{Compresor}} = \frac{\dot{m}_B(h_1 - h_4)}{\dot{m}_A(h_6 - h_5) + \dot{m}_B(h_2 - h_1)} \dots \dots \dots (1.28)$$

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR EN MÚLTIPLES ETAPAS

Para sistemas de compresión de vapor, donde se desea reducir el trabajo de entrada del compresor, se realizan modificaciones que consisten en incluir la compresión multietapa con refrigeración intermedia. En estos ciclos de refrigeración intermedia el sumidero de energía puede ser el mismo refrigerante, ya que en muchos puntos del ciclo, la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura del ambiente. Por tanto, el intercambiador de calor que funciona como refrigerador intermedio, se convierte en un intercambiador regenerativo, ya que el calor se transfiere de forma interna en el sistema.^[1]

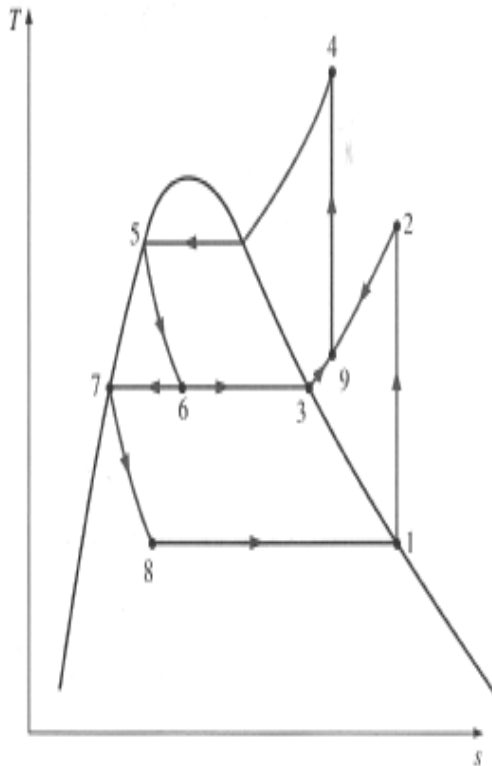


FIGURA 1.19 DIAGRAMA DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MULTITAPA. (ÇENGEL, YUNUS. BOLES, MICHAEL. "THERMODYNAMICS. AN ENGINEERING APPROACH", SEXTA EDICIÓN, PAG. 633)

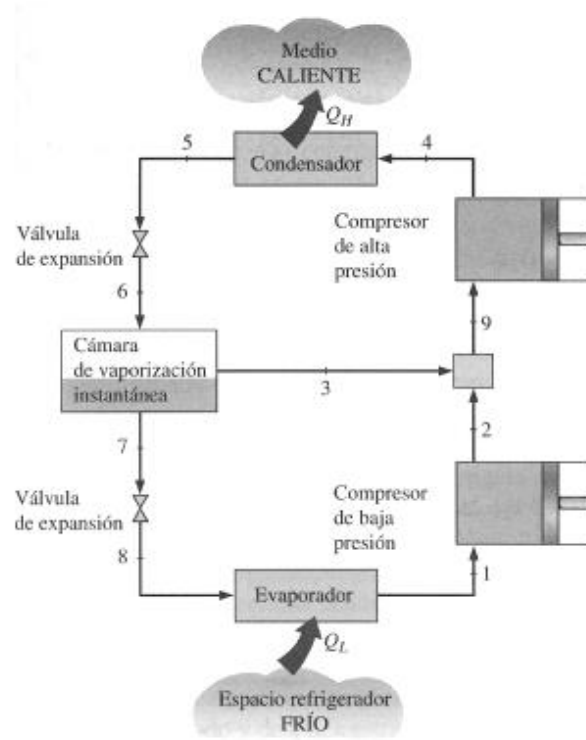


FIGURA 1.20: ESQUEMA DE UNA MAQUINA MULTITAPA DE REFRIGERACIÓN. (ÇENGEL, YUNUS. BOLES, MICHAEL. "THERMODYNAMICS. AN ENGINEERING APPROACH", SEXTA EDICIÓN, PAG. 633)

La fracción de vapor que se forma en la cámara de evaporación instantánea, es la calidad X del fluido en el estado 6 del diagrama de máquinas, tal como se observa en la figura anterior (figura 1.20), y es la fracción de flujo que pasa por la cámara de mezcla proveniente de la cámara de evaporación instantánea. La fracción de líquido formado es $1-X$, corresponde a la fracción del flujo total que pasa por el evaporador. [1]



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Aplicando el balance de energía en la cámara de mezcla en condiciones adiabáticas, para determinar la entalpía, a la salida de la cámara se tiene:

$$xh_3 + (1 - x)h_2 = h_9 \dots \dots \dots (1.29)$$

El efecto de refrigeración por unidad de masa que atraviesa el evaporador es:

$$Q_{Ref} = (1 - x)(h_1 - h_8) \dots \dots \dots (1.30)$$

El trabajo total suministrado al compresor por unidad de masa que atraviesa el condensador es la suma de las dos (2) etapas, es decir:

$$W_{Comp} = (1 - x)(h_2 - h_1) + (h_4 - h_9) \dots \dots \dots (1.31)$$

El COP del ciclo de compresión de vapor de dos etapas, con refrigeración intermedia regenerativo, se sigue definiendo como:

$$COP = \frac{Q_{Ref}}{W_{Comp}} \dots \dots \dots (1.32)$$



SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN.

Así como, en el ciclo de refrigeración por compresión, aquí el ciclo de refrigeración por absorción permite retirar calor del espacio que se requiere enfriar y conducirlo a otro lugar para disiparlo. Para lograr esto, se utiliza una mezcla constituida por un fluido refrigerante y otra sustancia que se caracteriza por tener una gran afinidad con aquel y absorberlo fácilmente. Esta mezcla se vaporiza por la influencia de la baja presión en el evaporador, absorbiendo calor latente del medio que está siendo refrigerado y se condensa a la presión alta que se tiene en el condensador entregando el calor latente al medio condensante. [8]

La principal diferencia entre estos ciclos es la fuerza motriz que hace circular al fluido refrigerante a través del sistema y que proporciona el diferencial de presión necesario entre los procesos de evaporación y condensación. En el ciclo de absorción, el compresor de vapor empleado en el ciclo de compresión, es reemplazado por un absorbedor y un generador, el cual realiza todas las funciones que realiza el compresor, en el ciclo de compresión del vapor. Además, mientras que la energía de entrada requerida en el ciclo de vapor-compresión es suministrada por el trabajo mecánico del compresor, la energía de entrada en el ciclo de absorción es en forma de calor suministrada directamente al generador. Por lo general, esta fuente es vapor de baja presión o agua caliente, aunque para los sistemas pequeños por lo general el calor se suministra por combustión de un combustible adecuado, tal como gas natural, propano o petróleo destilado, directamente en el generador o por una resistencia eléctrica instalada en el generador. Con referencia a la figura 1.21, la cual muestra un sistema simple de absorción. Se observa que, el ciclo se compone de cuatro componentes



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



básicos: un evaporador y un absorbedor que se localizan en el lado de baja presión del sistema del generador y condensador, los cuales se ubican en el lado de la alta presión del sistema. Si bien, se menciona que se utilizan dos fluidos, el refrigerante y el absorbente. El ciclo del flujo para el fluido refrigerante comienza en el condensador, continua su paso hacia el evaporador para posteriormente ser enviado al absorbedor, por último se alimenta al generador así termina su ciclo y se regresa al condensador para nuevamente reiniciar el mismo, mientras que el absorbente inicia su ciclo en el absorbedor y posteriormente se envía al generador para que finalmente regrese al absorbedor. [8]

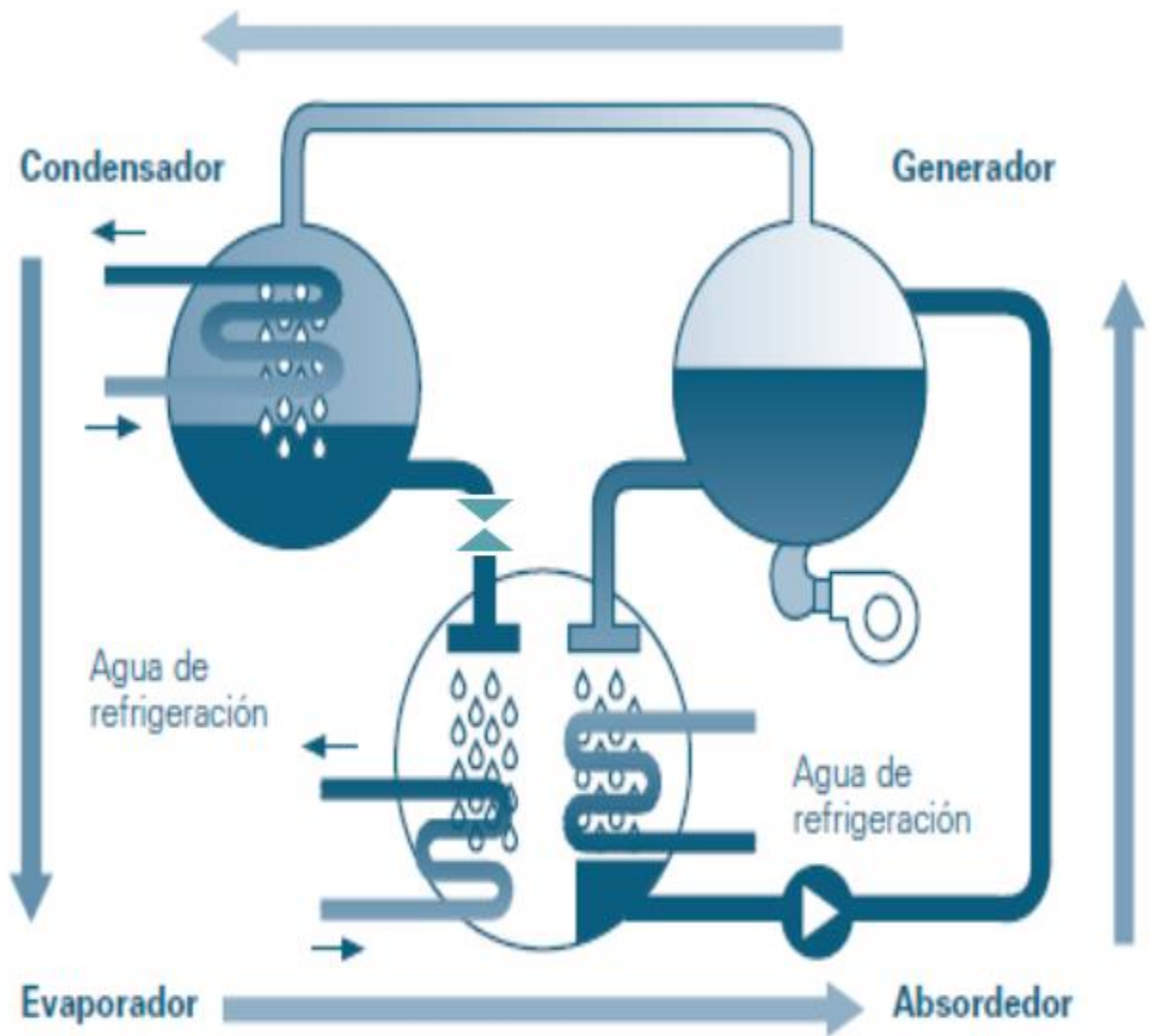


FIGURA 1. 21: DIAGRAMA REPRESENTATIVO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.
("SABERLOTODO.ORG" URL: [HTTP://WWW.SABELOTODO.ORG/APARATOS/REFRIGERACION.HTML](http://www.sabelotodo.org/aparatos/refrigeracion.html)).



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Tomando de referencia la figura anterior la secuencia de operación es la siguiente: El refrigerante líquido de alta presión proveniente del condensador pasa a través, de un dispositivo de expansión el cual reduce la presión del refrigerante hasta la presión baja necesaria para alimentar a un recipiente cerrado mismo que contiene al evaporador y el absorbedor. El refrigerante líquido se alimenta por goteo sobre los tubos del evaporador absorbiendo calor latente del material que está siendo enfriado para ser vaporizado, el vapor de baja presión así formado se adhiere a la solución concentrada de absorbente que proviene en forma de gotas del generador, así se diluye la solución absorbente formando una solución diluida. La solución resultante se envía a través de una bomba impulsora hacia el generador, el cual está en contacto con una fuente de calor, con esto se logra concentrar dicha solución para ser enviada nuevamente al absorbedor, en tanto que el vapor de refrigerante que se genera al calentar la solución diluida es enviado hacia el condensador para regresarlo al estado líquido y posteriormente volver a esparcirlo en forma de gotas en el evaporador y así reiniciar el ciclo. ^[8]

Este ciclo se considera de simple efecto, los ciclos de doble y triple efecto presentan eficiencias mayores. ^[8]

ENFRIAMIENTO POR EYECCION DE VAPOR (STEAM-JEAT)

La diferencia de este ciclo con los anteriores descritos, es principalmente que se sustituye un eyector de vapor en la función de compresión, esto limita el uso de este tipo de enfriamiento a unos cuantos procesos por el limitado rango de temperaturas que maneja, dado que se usa agua como fluido refrigerante. ^[6]

Se emplea vapor en un eyector para generar un nivel de vacío tal que permita la evaporación del agua del sistema, tal como se explica antes la evaporación y la baja presión son conceptos que trabajan juntos. [6]

BOMBA DE CALOR

La bomba de calor es una maquina frigorífica que tiene la función de utilizar el calor del condensador, esto de acuerdo a la condición que se quiera alcanzar, este tipo de máquinas se utiliza principalmente en sistemas de calefacción y acondicionamiento climático en hogares, dado que la bomba de calor aprovecha el calor de acuerdo a la época del año y hará el sistema más eficiente.[1]

Existe un arreglo denominado bomba de calor de compresión mecánica (figura 1.22); el cual comprende de los dispositivos usados en el sistema de refrigeración por compresión con la implementación de una válvula de cuatro vías la cual tiene por objetivo invertir el flujo del refrigerante de acuerdo a la estación del año en que nos encontremos, invirtiendo así la función del ciclo [8]:



FIGURA 1.22: ARREGLO DE UN SISTEMA DE BOMBA DE CALOR DE COMPRESIÓN. (“REPSOL” URL: [HTTP://WWW.REPSOL.COM/PE_ES/PRODUCTOS_Y_SERVICIOS/PRODUCTOS/GLP_BUTANO_Y_PROPANO/GUIA_DE_LOS_GLPS/USOS_DEL_GLP/CLIMATIZACION/SISTEMAS_DE_CLIMATIZACION/BOMBA_DE_CALOR](http://www.repsol.com/pe_es/productos_y_servicios/productos/glp_butano_y_propano/guia_de_los_glps/usos_del_glp/climatizacion/sistemas_de_climatizacion/bomba_de_calor))



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Para calcular el rendimiento en este tipo de ciclos se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$COP_{Verano} = \frac{Q_{Evaporador}}{W_{Compresor}} \dots\dots(33). COP_{Invierno} = \frac{Q_{Condensador}}{W_{Compresor}} \dots\dots\dots(1.34)$$

REFRIGERANTES, CRITERIOS DE SELECCIÓN Y COMPORTAMIENTO COMPARATIVO.

En el enfriamiento, ya sea por compresión o por absorción, se lleva a cabo la evaporación de un líquido por consiguiente cualquier fluido al que se le puede hacer cambiar de estado de líquido a gas puede servir como refrigerante. Son muchos los factores los que hacen que algunas sustancias sean más adecuadas que otras, esto dependiendo de la aplicación. La capacidad del equipo, el consumo de energía, la seguridad, y el mantenimiento son algunas de las condiciones que se ven afectadas por la selección de refrigerantes. Es conveniente ver a la hora de seleccionar un refrigerante, que las siguientes propiedades físicas no influyan en el rendimiento del sistema de enfriamiento.

[8]

Las características de presión y temperatura, la temperatura de ebullición (punto de saturación) de un fluido cambia con la presión. Además, los valores de temperatura y presión son diferentes para cada sustancia. Son seis las condiciones que se deben tener en cuenta al seleccionar un refrigerante. [8]

1. Es conveniente que la presión a las condiciones de evaporación sea superior a la atmosférica, a fin de evitar que el aire penetre por filtración al sistema. [8]
2. La presión de descarga del compresor no debe de ser excesiva, a fin de que no sea necesario utilizar equipo de tipo pesado en el lado de alta. [8]



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



3. Es conveniente que la relación de compresión sea baja, puesto que la potencia requerida por el compresor aumenta directamente con la razón de compresión. ^[8]
4. La temperatura de descarga del compresor no debe de ser excesiva, a fin de evitar problemas tales como la descomposición o dilución del aceite lubricante, descomposición del refrigerante, o formación de contaminantes tales como sedimentos o ácidos. Todos ellos pueden causar daños al compresor. ^[8]
5. La presión de descarga del compresor no debe ser superior a la presión crítica del refrigerante. Esta es la presión por arriba de la cual no existe estado separado de líquido o vapor, bajo estas circunstancias, no es posible condensar el refrigerante a presión constante. ^[8]
6. La temperatura de evaporación no debe ser inferior a la temperatura de congelación del refrigerante. Esto constituye una de las desventajas de utilizar el agua como refrigerante. ^[8]

Calor latente de vaporización es conveniente que el calor latente de vaporización tenga un valor alto, puesto que esto indica que existe un elevado efecto de refrigeración. Esto quiere decir que con un mayor efecto refrigerante, se requiere un menor flujo de masa de refrigerante para obtener una determinada capacidad de enfriamiento. Esto hace posible la utilización de equipos de menor capacidad y tuberías de menor diámetro. ^[8]

Volumen específico del vapor. Es conveniente que el refrigerante tenga un volumen específico bajo, puesto que esto reduce el desplazamiento requerido del compresor y el diámetro de las tuberías. ^[8]

Calor específico del líquido: Es conveniente que el refrigerante líquido tenga el calor específico bajo. El refrigerante que pasa a través del dispositivo de expansión es enfriado por una porción del mismo que se evapora súbitamente para convertirse en gas. Como



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



el calor requerido para enfriar un líquido disminuye al disminuir su calor específico, resulta que se requiere menos gas de vaporización súbita. Esto reduce el flujo total del refrigerante requerido para producir una capacidad de enfriamiento dada. [8]

Es necesario precisar que la elección del fluido no se realiza en función del COP ya que para todos los fluidos que trabajan lejos del punto crítico, el valor de éste COP o eficiencia no varía sustancialmente de uno a otro, en las mismas condiciones de funcionamiento. La elección dependerá del sistema planteado; así como, de algunos criterios que se mencionan a continuación:

Criterios técnicos: la acción que tenga el refrigerante sobre los metales y sus aleaciones, un ejemplo claro es el amoníaco que ataca al cobre y sus aleaciones. También deberá ser considerado el efecto que el refrigerante cause sobre los aceites lubricantes, ya que estos fluidos se comportan de forma diferente ante tales aceites, considerando la miscibilidad preferentemente. Considerar el medio al que se desea enfriar, dado el caso de presentarse fugas, el fluido refrigerante no deberá actuar químicamente sobre el medio. En el caso de los intercambiadores térmicos se desea que tengan un coeficiente lo más grande posible, tanto en estado líquido como en vapor; esto reducirá costos en energía. La viscosidad deberá ser pequeña para reducir en lo posible el trabajo de circulación y las pérdidas de cargas. [9]

Criterios de seguridad: la toxicidad del refrigerante es importante contemplarla, esta se puede clasificar en [9]:

- Aguda: inhalación de cantidades grandes en tiempo cortó.
- Subaguda: inhalación durante tiempos largos de débiles cantidades



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



- Crónica: inhalación durante tiempo muy largo de cantidades importantes.

Otro criterio de seguridad es la inflamabilidad procurando que el fluido frigorígeno no forme mezclas explosivas con el aire. ^[9]

A este respecto, la normativa ANSI/ANSI 34-2001 "Designation and Safety Classification of Refrigerants" clasifica a los fluidos en función de:

- Toxicidad:

Clase A: Los refrigerantes del grupo A no son manifiestamente tóxicos en concentraciones inferiores a 400 ppm en volumen. Ejemplos: Hidrocarburos tales como: isobutano (C₄H₁₀, R600a), propano (C₃H₈, R290) y propileno (C₃H₆, R1270), pertenecientes al grupo A3. ^[9]

Clase B: Los refrigerantes del grupo B muestran evidencias de toxicidad en concentraciones inferiores a 400 ppm en volumen. Ejemplo: amoníaco (B2). ^[9]

- Inflamabilidad:

Grupo 1: No propagan la llama en el aire (1 atm y 18 °C) Ejemplos: R 12 / R 22, R 134 a, R 404 a. ^[9]

Grupo 2: Límite inferior de inflamabilidad > 0.10 Kg/m³ (1 atm y 21°C) y calor de combustión <19000 kJ/kg. Ejemplos: R 717 (NH₃). ^[9]

Grupo 3: Límite inferior de inflamabilidad < 0.10 Kg/m³ (1 atm y 21°C) o calor de combustión >19000 kJ/kg. Ejemplos: Butano, propano. ^[9]



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Una característica para seleccionar el refrigerante adecuado para un determinado proceso es el rendimiento del fluido refrigerante, esto se logra comparando sus temperaturas de evaporización y condensación que resulten más convenientes al proceso a refrigerar. Los factores de rendimiento como el efecto de refrigeración, desplazamiento teórico y coeficiente de operación, se pueden calcular a partir de las ecuaciones ya mencionadas anteriormente. En la tabla 1.2 se muestra parte de esta información resumida, cabe resaltar que los datos se basan en un ciclo ideal pero resulta provechoso para fines comparativos. [8]



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APPLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Datos físicos y comportamiento comparativos de refrigerantes típicos.								
Nombre	(12)Dicloro-difluoro- metano	(12)Monoclorido- fluorometano	(114)Dicloro- tetrafluoro- metano	(290)Propano	(500)Azeótropo, R12/152a	(502)Azeótropo, R22/15	(717)Amoniaco	(1270)Propileno
Fórmula química	CCl_2F_2	$CHClF_2$	$C_2Cl_2F_2$	C_3H_8	73.8% CCl_2F_2 + 26.2% CH_3CHF_2	48.8% CCl_2F_2 + 51.2% $CClF_2CF_3$	NH_3	C_3H_6
Peso molecular	120.93	86.48	170.93	44.10	99.29	111.64	17.03	42.09
Temperatura de ebullición a 1 atm(°F)	-21.60	-41.40	38.4	-43.7	-28.0	-50.1	-28	-53.9
Temperatura de congelación a 1atm(°F)	-252	-256	-137	-305.8	-254	ND	-107.9	-301
Temperatura crítica(°C)	233.60	204.80	294.3	206.3	221.1	194.1	271.4	197.2
Presion crítica(psia)	597	716	474	617.4	631	618.7	1657	670.3
Densidad del líquido a 100°F	78.79	71.24	88.4	29.58	69.28	71.97	36.4	30.3
Volumen específico del vapor a 100°F	1.61	1.37	4.75	2.68	1.66	0.88	9.12	2.26
Calor específico del líquido a 100°F	0.24	0.313	0.249	0.6727	0.3060	0.308	1.158	0.609
Carga del líquido ft lb/ft ² a 100°F	1.84	2.04	1.65	4.89	2.10	1.98	3.96	4.74
Presión de saturación psia (°F)								
G								
-40	9.31	15.22	1.91	16.09	10.95	18.8	10.41	20.59
0	23.85	38.66	5.95	38.34	27.98	45.78	30.42	47.95
20	35.74	57.73	9.69	55.76	41.96	67.16	48.21	69.16
100	131.86	210.60	45.86	188.25	155.90	230.89	211.90	227.58
125	183.77	292.64	67.55	257.18	217.7	316.06	307.8	308.97
Conductividad térmica (k) W/(K*m)								
Líquido saturado, 0°F	0.0490	0.0630	0.0437	0.0680	0.0530	0.0469	0.3350	0.0780
Vapor saturado, 100°F	0.0060	0.0068	ND	0.0126	ND	0.0071	0.0180	0.0116
Viscosidad (Centipoise)								
Líquido saturado, 0°F	0.3136	0.2670	0.5994	0.1575	0.2823	0.2728	0.2282	0.1253
Vapor saturado, 100°F	0.0132	0.0140	0.0121	0.0091	0.0130	0.0142	0.0117	0.0096
Ciclo basico 0°F/100°F								
Efecto refrigerante,Btu/lb	46.2	65.20	38.1	108.2	55.80	40.1	457	115.40
Líquido circulado lb/min-tonelada	4.33	3.07	5.25	1.85	3.58	4.98	0.438	1.73
Flujo volumétrico PCM/Tonelada	6.97	4.20	24.93	4.95	5.95	4.38	3.99	3.93
C.O.P.	3.66	350	3.62	3.42	3.50	3.26	3.62	3.43
Grupo de seguridad. Clasificación U.L.	6	5a	6	5b	5a	5a	2	5a
Grupo de seguridad. ANSI B9.1	1	1	1	3	1	1	2	3
Capacidad explosiva (% en volumen)	No inflamable	No inflamable	No inflamable	2.73-7.3	No inflamable	No inflamable	16-25	2.0-10

ND:No disponible, Carrier Corp. Syracuse, N.Y.

TABLA 1.2: DATOS FÍSICOS Y COMPORTAMIENTO COMPARATIVO DE REFRIGERANTES TÍPICOS. (G. PPITA, " PRINCIPIOS Y SISTEMAS DE REFRIGERACION", 1997).



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



CAPÍTULO II: PLANTEAMIENTO DEL CASO DE ESTUDIO.

En este capítulo se plantea el caso que se tomó como referencia para llevar a cabo el análisis y simulación dinámica de un sistema de refrigeración por compresión instalado industrialmente y en operación actual, para un mayor entendimiento del proceso es recomendable apoyarse del diagrama de flujo de proceso que se ubica en el anexo B.

2.1 DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.

Se cuenta con un paquete de refrigeración, el cual se denomina como GB-500, mismo que opera con propileno en dos niveles ($-41\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$), se divide en dos paquetes separados: GR-500 y GR-501, para dar servicio a corrientes de proceso de una planta industrial. El sistema GR-500 comprende a un compresor centrífugo multietapa con una turbina de vapor, este sistema provee refrigerante a todos los usuarios que lo requieren (EA-502 A, EA-202 A, EA-205, EA-303, EA-312, EA-804, EA-315) incluyendo a la sección de tratamiento de aguas. La mayor carga es para el condensador de una columna separadora (EA-502 A), al que este sistema suministra el 50% de la carga, el sistema consta de un condensador (EA-516), un economizador (EA-520) y un recipiente de arrastre para alimentar a la primera etapa (EA-507) y uno más para la segunda etapa (EA-511).

El segundo paquete de refrigeración GR-501 provee la carga complementaria del 50% al condensador de la columna separadora (EA-502 B), este se utiliza únicamente para dicho servicio, el sistema consta de un condensador, un economizador, una malla para retención de aceite y un recipiente de primera etapa, cabe mencionar que este sistema no se analiza en el presente trabajo.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Se suministra una carga de propileno de 30,582 kg/h al paquete de refrigeración GR-500, a una presión de 17.2 kg/cm²g y una temperatura de 10.5 °C; así mismo, se suministra la misma cantidad de propileno al paquete GR-501 a las mismas condiciones.

La distribución de refrigerante se presenta mejor en el diagrama de balance ubicado en el anexo B al final del presente trabajo.

2.1.1 DESCRIPCIÓN DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500.

La carga de propileno a una presión de 17.2 kg/cm²g y una temperatura de 10.5 °C proveniente del cabezal de suministro correspondiente a la corriente número 5 es alimentada a los usuarios: EA-502 A, EA-202 A, EA-205, EA-303, EA-312, previamente sometida a una caída de presión de 11.8 kg/cm²g; a través de, sus respectivas válvulas de expansión (VLV-103, VLV-104, VLV-105, VLV-106, VLV-108), así mismo se alimenta propileno del cabezal de suministro a los usuarios EA-804, EA-315 con una caída de presión 16.835 kg/cm²g generada por sus válvulas de expansión VLV-102 y VLV-107 respectivamente; las corrientes provenientes de los equipos EA-502 A, EA-202 A, EA-205, EA-303, EA-312, se envían al separador de refrigerante de alta presión (FA-511) a través de la corriente número 28, posteriormente el propileno en fase líquida se envía al economizador (EA-520) por los tubos; la fase vapor se envía a través de una válvula de expansión para alcanzar la presión de descarga de la primera etapa del compresor (GB-500) previamente mezclada con la recirculación que proviene del economizador (EA-520) a la misma presión del separador (FA-511), el resultado de la mezcla anterior se complementa con la descarga de propileno de la primera etapa del compresor (GB-500-1) para ser succionado a una presión de 4.2 kg/cm²g.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



El propileno a la descarga se envía al condensador de propileno (EA-516) a una temperatura de 93.3°C para posteriormente ser almacenado en el acumulador (FA-510) que opera a una presión 17.9 kg/cm²g y una temperatura de 44.7 °C. La corriente de salida del acumulador (FA-510) denominada con el numero 3 se divide posteriormente en dos corrientes que están destinadas al economizador (EA-520), la primera parte de propileno en fase líquida se alimenta a la coraza del economizador (EA-520) para posteriormente ser retornada al cabezal de retorno a una temperatura de 10.5°C y una presión de 17.2 kg/cm²g en un flujo másico equivalente a la alimentación inicial del ciclo de refrigeración; la parte restante de propileno será expandida para posteriormente ser alimentada a los tubos del economizador (EA-520) a una presión de 5.4 kg/cm²g y una temperatura de 2.4 °C para así mezclarse con la corriente “*by-pass*” proveniente de la segunda etapa de compresión. En el anexo B se muestra el diagrama de flujo de proceso correspondiente a este paquete de refrigeración **GR-500**.

La composición del fluido refrigerante que se utilizará para el estudio de este paquete de refrigeración será como se muestra en la tabla 2.1:

FLUIDO	% MOL
PROPILENO	99.87
PROPANO	0.13

TABLA 2.1: COMPOSICIÓN DEL FLUIDO REFRIGERANTE.

A continuación se presenta el diagrama de Mollier correspondiente al proceso que detalla cada etapa del proceso.



2.1.3 DIAGRAMA DE MOLLIER DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500

Como se menciona en el primer capítulo; las etapas de un sistema de refrigeración pueden ser representadas en un diagrama presión-entalpía (fig. 2.1) detallando las condiciones a inicio y salida de dichas etapas; así mismo, se puede dar seguimiento a los cambios que sufre el fluido refrigerante a través de cada equipo de proceso que conforma al sistema de refrigeración por compresión.

Los puntos marcados en el diagrama hacen referencia a las corrientes de proceso especificadas en el diagrama de flujo de proceso. En el punto A se concentran todas las corrientes de entrada a los usuarios, para esto se puede observar en el diagrama presión-entalpía que se tiene líquido subenfriado a una presión y temperatura de suministro (10.5°C y $17.2\text{ kg/cm}^2\text{g}$), se puede notar que a partir del punto A se despliegan 2 niveles de presión diferentes, el nivel de alto refrigerante (2.4°C), y nivel de bajo refrigerante (-41°C). Los puntos B y C respectivamente son alcanzados gracias a la expansión que se manifiesta en las válvulas de control de nivel que alimenta a los intercambiadores.

El segmento BD da paso a la evaporación del refrigerante de alta presión dejándolo en condiciones de vapor saturado, al igual que en el segmento CE para el refrigerante de baja presión. Los puntos D y E representan las corrientes de salida de los intercambiadores. En el caso del refrigerante de baja presión se puede observar en el segmento EH que sufre una ligera expansión provocada por la válvula VLV-101 para acondicionar el refrigerante de baja presión a las condiciones de la primera etapa de compresión. La trayectoria que seguirá el refrigerante de alta presión se da del punto D al punto F, en este segmento el refrigerante sufre igualmente una ligera expansión a



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



través de la válvula VLV-109, se produce una mezcla entre el refrigerante de alta presión que proviene del separador FA-511 y el refrigerante de baja presión proveniente de la primera etapa de compresión, dando como resultado que el vapor pase de condiciones saturadas a un sobrecalentamiento.

El proceso de compresión de la primera etapa en el segmento HI para el refrigerante de baja presión da como resultado que se alcance la presión en la inter-etapa del compresor, en la inter-etapa la corriente proveniente de la primera etapa se mezcla con el refrigerante acondicionado proveniente del separador FA-511 y el fluido recirculado en el economizador EA-520, el resultado de esta mezcla en el punto G, as condiciones de dicha mezcla serán las requeridas para la succión de la segunda etapa del compresor.

El proceso de compresión que se lleva a cabo en la segunda etapa se representa en el diagrama como el segmento GJ donde el refrigerante alcanzará temperaturas aproximadas a los 100°C, para disminuir la temperatura del refrigerante y llevarlo a condiciones de líquido saturado se pasa a través del condensador EA-516, este proceso se aprecia en el segmento JK.

Por último, el economizador se encarga de enfriar el líquido refrigerante y llevarlo a condiciones de suministro, es decir, como líquido sub-enfriado, esto sucede en el segmento KA para así volver a iniciar el ciclo. A continuación se muestra el diagrama del proceso antes descrito, el diagrama original puede ser consultado en el anexo B:

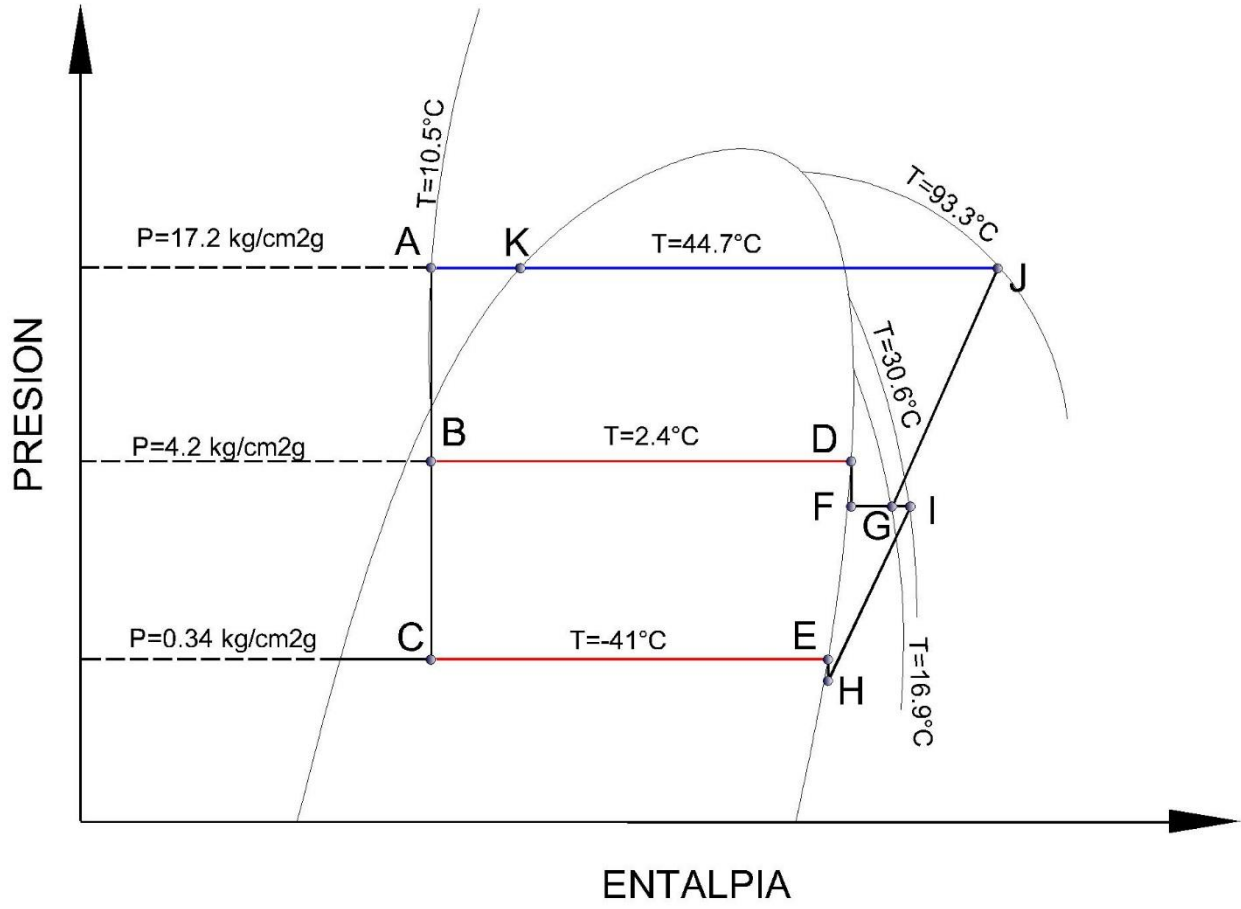


FIGURA 2.1: DIAGRAMA DE MOLLIER DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500

2.2 CARACTERÍSTICAS DE LOS EQUIPOS.

En la simulación de proceso, cuando se revisa la operación de un sistema, con la finalidad de reproducir el comportamiento y estar en condiciones de proveer recomendaciones para solución de problemáticas, es de suma importancia disponer de



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



información adecuada y especificaciones de cada equipo, dado que al entrar en el ambiente de simulación nos será necesaria esta información para implementar el estado dinámico.

2.2.1 EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO.

Se inicia por especificar los equipos de intercambio térmico dado que son los usuarios del sistema de refrigeración y sus condiciones de operación son la prioridad a respetar en este análisis y sus características se reflejan en la tabla 2.2.

EQUIPO	Carga térmica (Mkcal/h)	Por la coraza				Por los tubos					
		Fluido	ENTRADA		SALIDA		Fluido	ENTRADA		SALIDA	
			T (°C)	P (kg/cm ² g)	T (°C)	P (kg/cm ² g)		T (°C)	P (kg/cm ² g)	T (°C)	P (kg/cm ² g)
EA-804	0.56	Propileno	2.4	5.4	2.4	5.4	Inertes+ Dicloroetano +H ₂ O	-	3.4	-	3.3
EA-202	0.14	Propileno	2.4	5.4	2.4	5.4	Solvente	-	-	-	-
EA-205	0.10	Propileno	2.4	5.4	2.4	5.4	Inertes+ clorohidrocarburos+ H ₂ O	-	-	-	-
EA-303	0.02	Propileno	2.4	5.4	2.4	5.4	Clorohidrocarburos	-	-	-	-
EA-312	4.77	Propileno	2.4	5.4	2.4	5.4	Venteos HCl, H ₂ O, EDC	-	-	-	-
EA-315	0.365	Propileno	-40.6	0.34	-40.6	0.34	Venteos HCl	38	0.19	-20	0.1
EA-502 A	0.34	Propileno	-40.6	0.34	-40.6	0.34	HCl	-36	7.67	-36	7.6
EA-520	0.72	Propileno	2.4	5.4	2.4	5.4	Propileno	-	-	-	-
EA-516	3.94	Propileno	93.3	18.63	44.7	17.9	Agua de Enfriamiento	-	-	-	-
EA-509	0.78	Agua	32	-	40	-	Vapor	400	43.6	-	-

TABLA 2.2: CARACTERÍSTICAS DE EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Las hojas de datos de los intercambiadores se pueden consultar en el anexo A.

2.2.2 SEPARADORES.

Los separadores presentan las siguientes características:

TAG	Servicios.	Características.
FA-507	Separador de bajo refrigerante.	D.L.=1500mm
		L _{T-T} =2900mm
		Orientación: vertical
FA-510	Acumulador de refrigerante.	D.L.=2000mm
		L _{T-T} =6000mm
		Orientación: vertical
FA-511	Separador de alto refrigerante.	D.L.=1200mm
		L _{T-T} =1800mm
		Orientación: horizontal

TABLA 2.2: DIMENSIONES DE RECIPIENTES.

2.2.3 CARACTERÍSTICAS DEL COMPRESOR.

Se cuenta con un compresor centrífugo multietapa (GB-500) activado por una turbina de vapor, la cual funciona a base de vapor de alta presión (43.6 kg/cm²g).a 400°C. El compresor consta de dos etapas, se considera que para una velocidad mínima de gobierno de 8124 RPM se presentan las siguientes condiciones:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



COMPRESOR	W	SUCCIÓN		DESCARGA	
		P(kg/cm ² g)	T(°C)	P(kg/cm ² g)	T(°C)
GB-500	Kg/h	P(kg/cm ² g)	T(°C)	P(kg/cm ² g)	T(°C)
1ª etapa	13,208	0.24	-41	3.71	16.9
2ª etapa	23,135	3.71	16.9	12.5	118
Total	36,343				

TABLA 2.3: CONDICIONES DE OPERACIÓN DEL COMPRESOR GB-500 A 8124 RPM.

Las características antes presentadas para cada uno de los equipos que conforman el paquete de refrigeración GR-500 son básicamente toda la información que se logró reunir previo al arranque de la simulación, mayores detalles de los equipos se presentan en los anexos de este trabajo: en el anexo A se presentan hojas de datos y en el anexo B el diagrama de flujo de proceso del sistema y en el anexo C se presenta el diagrama de balance general del sistema de refrigeración. Cabe mencionar que, se carece de información de algunas válvulas por lo que estas se definieron con la finalidad de realizar la simulación en régimen dinámico y asegurando el correcto funcionamiento del sistema de refrigeración a condiciones normales de operación.

2.3 PROBLEMÁTICA PRESENTADA POR EL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500

De un análisis previo del sistema, se encuentra que durante el arranque del paquete de refrigeración GR-500, este presenta inestabilidad ocasionada por paros intermitentes en el compresor (GB-500), debidos a alto nivel en el tanque de succión (EA-507) o en el condensador de HCl (EA-502A) y además existe problemática para suministrar las condiciones de servicio de enfriamiento requerido por los usuarios principalmente la



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



temperatura (-41°C), En términos generales se presenta dificultad para alcanzar las condiciones de operación propuestas inicialmente en el diseño de los equipos, dichas condiciones son la Presión de descarga en el compresor a diferentes velocidades del mismo (PD), Temperatura de succión de la segunda etapa del compresor (TS2) ,niveles de diseño en recipientes así como en el economizador. También se requiere regular el flujo de gas de recirculación o "antisurge" para asegurar el funcionamiento estable del compresor.

Con la ubicación de algunos equipos; como se evidencia en la información recopilada, en la etapa de arranque del sistema las válvulas encargadas del control "antisurge" se deben mantener abiertas en su totalidad, y esto hace muy difícil mantener el compresor controlado.

El acumulador FA-510 presenta constantemente problemas de alto nivel de líquido recuperado lo cual indica que su diseño ya no es el adecuado para cumplir la función deseada.

Dado que el sistema de refrigeración opera en modo manual es necesario implementar un sistema automático de control el cual asegure el correcto funcionamiento de este y el monitoreo de dicho sistema, esto se pretende lograr dando paso a una simulación del proceso en estado dinámico para establecer la manera adecuada de manejar las fluctuaciones presentadas durante el arranque y estabilizar el proceso a las condiciones deseadas para los usuarios.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



CAPÍTULO III: METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN.

En los capítulos anteriores se mencionan los conceptos necesarios para comprender el funcionamiento de los sistemas de refrigeración por compresión, además de reunir la información necesaria de un caso de estudio al cual se aplicó la simulación de procesos en estado dinámico; por lo que, se planteó una metodología para la simulación dinámica aplicada a este tipo de sistemas de refrigeración, haciendo énfasis en resolver la problemática del caso de estudio, es necesario mencionar que dicha simulación se realizó mediante el uso del paquete de modelado y simulación Aspen Hysys V8.2.

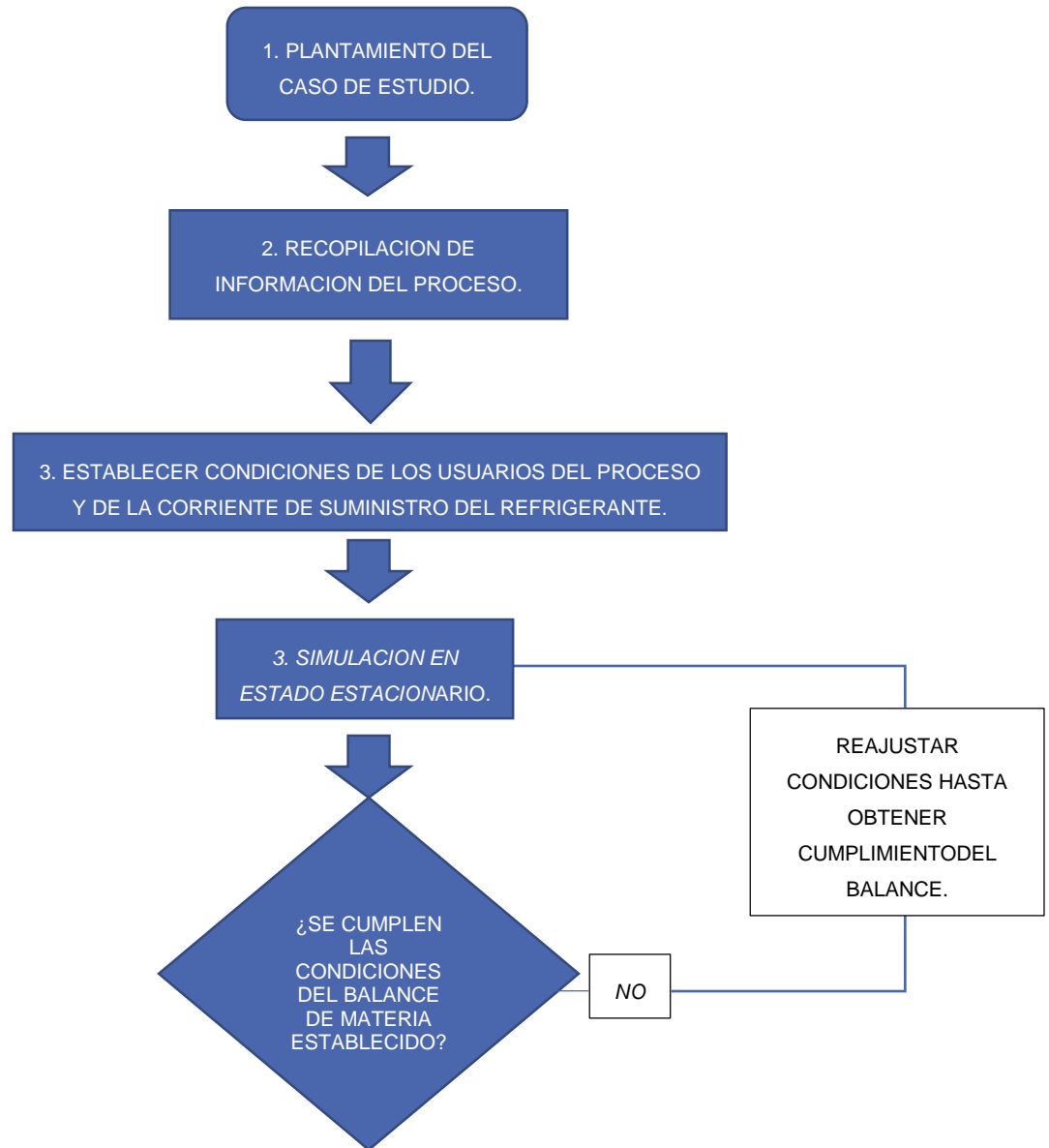
Antes de introducirse en el ambiente de simulación es necesario dar ciertas premisas:

- 1) Dado que la información del caso de estudio es limitada, pues corresponde a un sistema real instalado en una planta industrial, en ciertos puntos se deberá considerar complementar el diseño de los equipos que carezcan de información para arrancar la simulación en régimen dinámico, teniendo siempre presente el mantener las condiciones solicitadas por los usuarios.
- 2) Se busca arrancar en estado dinámico y revisar los principales focos rojos en operación normal, intentando estabilizar el proceso.



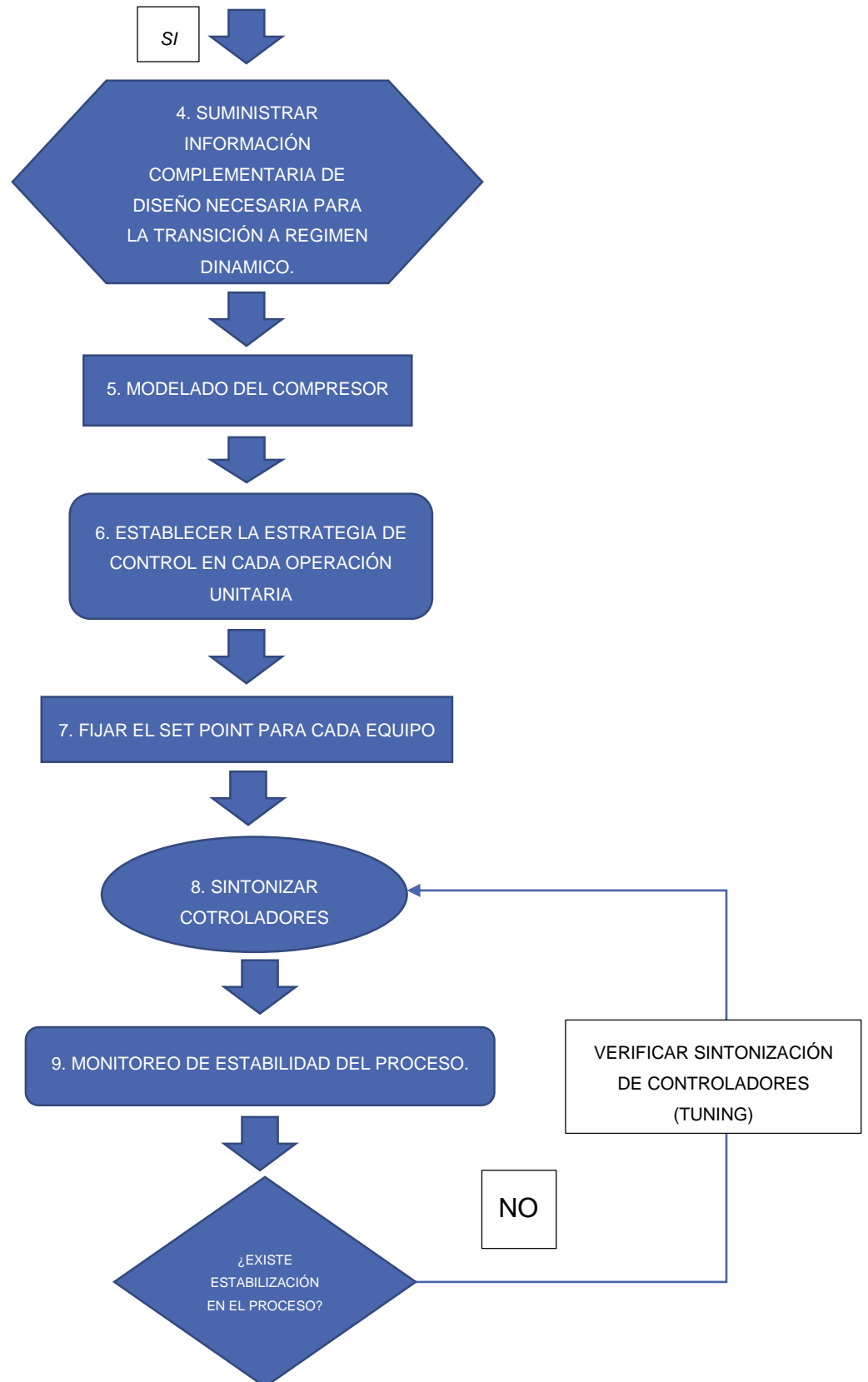
3.1 METODOLOGÍA PROPUESTA PARA EL DESARROLLO DE UNA SIMULACIÓN DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500.

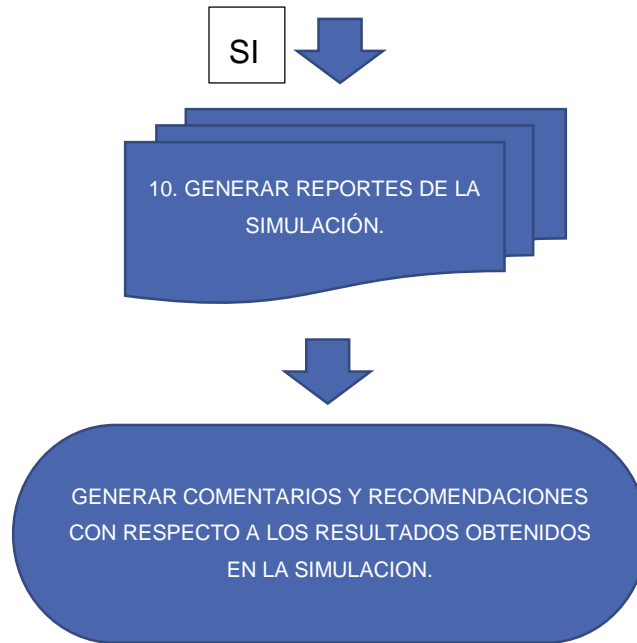
La metodología que se propone se puede apreciar en el siguiente diagrama de bloques, posteriormente se describirá cada paso contemplado en el mismo:





DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA





3.2 DESARROLLO DE LA METODOLOGÍA DE SIMULACIÓN DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500.

3.2.1. PLANTEAMIENTO DEL CASO DE ESTUDIO:

El objetivo del este trabajo es identificar la problemática presentada en el sistema de refrigeración GR-500, evaluar el compresor al arranque y estabilizarlo para que opere a las condiciones deseadas y el sistema satisfaga los requerimientos de los usuarios.

3.2.2. RECOPIACIÓN DE INFORMACIÓN:

Se cuenta con la información del capítulo anterior, algunas hojas de datos se encuentran en el anexo A, así como el diagrama de flujo de proceso del anexo B.



Composición del fluido refrigerante

La composición del fluido refrigerante que se utilizará para la simulación es la siguiente:

Fluido	% fracción mol
Propileno	99.87
Propano	0.13

TABLA 3.1: COMPOSICIÓN DEL FLUIDO REFRIGERANTE A UTILIZAR EN LA SIMULACIÓN.

Dada la naturaleza del refrigerante (hidrocarburo polar) se utilizó el modelo de Peng-Robinson para el cálculo de las propiedades termodinámicas del fluido.

A continuación se presenta el balance de propileno en el compresor a condiciones normales:

- a) Condiciones del propileno en la succión del compresor GB-500 en la primera etapa.
Flujo másico = $W = 21,953$ kg/hr
 $P = 0.2$ kg/cm² man.
 $T = -41.4$ °C
- b) Condiciones del propileno inter-etapa que se comprime en el compresor GB-500.
Flujo másico = $42,082$ kg/hr
 $P = 4.11$ kg/cm² man
 $T = 16.9$ °C
- c) Condiciones de descarga del compresor GB-500.
Flujo másico = $42,082$ kg/hr
 $P = 18.63$ kg/cm² man
 $T = 93.3$ °C



3.2.3. SIMULACIÓN DEL PROCESO EN ESTADO ESTACIONARIO:

El simulador empleado es *Hysys* en su versión 8.2, es preciso mencionar que se eligió dicho simulador dado que presenta una atractiva interface entre el simulador y el usuario, basta con simular cada operación unitaria por separado suministrando las condiciones de operación necesarias para que el modelo converja, una vez realizado esto es posible unir dichas operaciones en una secuencia lógica y así generar el modelo del proceso.

Es necesario mencionar que toda simulación necesita ser aprobada o validada con datos reales del proceso, en este caso la simulación en estado estacionario se compara con el balance de masa existente, mismo que aparece incluido en el diagrama de flujo de proceso, a su vez se comprueba con un cálculo aproximado que se realizó de forma manual utilizando el método grafico el cual se obtuvo haciendo uso del diagrama de Mollier que se presenta en el anexo D.

Como primer paso se debe caracterizar la corriente de suministro a las siguientes condiciones:

Corriente suministro de propileno:	
Presión	17.2 kg/cm ² g
Temperatura	10.5°C
Flujo másico	30562 Kg/h

TABLA 3.2: CONDICIONES DE LA CORRIENTE DE SUMINISTRO.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



A partir de esta corriente se deriva el cabezal de suministro hacia los usuarios en las siguientes proporciones:

Propileno de alta presión (5.4 kg/cm²g a 2.4 °C):

Corriente	Flujo másico (kg/h)	Destino
12	6465	EA-202 A
14	1656	EA-205
16	125	EA-303
18	219	EA-312
21	1544	EA-315

TABLA 3.3: CORRIENTES QUE MANEJAN PROPILENO DE ALTA PRESIÓN.

Propileno de baja presión (0.34 kg/cm²g a -41 °C):

Corriente	Flujo másico (kg/h)	Destino
7	20409	EA-502 A
21	164	EA-804

TABLA 3.4: CORRIENTES QUE MANEJAN PROPILENO DE BAJA PRESIÓN.

Proceso de expansión.

El fluido se ubica a las condiciones de suministro en el diagrama de Mollier (Anexo D) el cual se encuentra en el punto denominado como A y se traza una recta perpendicular al eje de las abscisas hasta encontrar la presión manejada por el refrigerante de alta presión 5.4 kg/cm² (91.5 psia), observando que el nuevo punto se encuentre dentro de la campana (punto B) asegurándose que se tenga una mezcla líquido vapor a una temperatura de 37°F (2.77 °C). Por regla de la palanca se encuentra rápidamente la fracción de vaporización como se muestra a continuación:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Se leen los valores de entalpia en los puntos A, B' y D para posteriormente sustituirlos en la siguiente ecuación:

$$x = \frac{HB - HD}{HB' - HD}$$
$$x = \% \text{ de liquido}$$
$$1 - x = \% \text{ de vapor}$$

$$HB=325 \text{ btu/lb}; HB'=320 \text{ btu/lb}; HD=485 \text{ btu/lb}$$

$$x = \frac{\frac{325 \text{ btu}}{\text{lb}} - \frac{485 \text{ btu}}{\text{lb}}}{\frac{320 \text{ btu}}{\text{lb}} - \frac{485 \text{ btu}}{\text{lb}}} = 0.9696$$

$$\% \text{ de vapor refrigerante de alta presión} = 1 - x = 1 - 0.9696 = 0.03$$

Este porcentaje de vapor corresponde al de la salida a las válvulas VLV-103, VLV-104, VLV-105, VLV-106, VLV-108.

Para el refrigerante de baja presión se lleva a 0.34 kg/cm²g siguiendo el mismo procedimiento obtenemos los siguientes datos del diagrama de Mollier:

$$HC=325 \text{ btu/lb}; HC'=275 \text{ btu/lb}; HE=455 \text{ btu/lb}$$

$$x = \frac{HC - HE}{HC' - HE}$$
$$x = \frac{\frac{325 \text{ btu}}{\text{lb}} - \frac{455 \text{ btu}}{\text{lb}}}{\frac{275 \text{ btu}}{\text{lb}} - \frac{455 \text{ btu}}{\text{lb}}} = 0.727$$



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



% de vapor refrigerante de baja presión = 0.273

Este porcentaje de vapor corresponde al de la salida de las válvulas VLV-102 y VLV-107.

En el simulador se suministra una caída de presión de 11.8 kg/cm²g a las válvulas VLV-103, VLV-104, VLV-105, VLV-106, VLV-108 las cuales manejan propileno de alta presión, así mismo se aplica una caída de presión 16.86 kg/cm²g a las válvulas VLV-102 y VLV-107.

Worksheet		Attachments	Dynamics
Worksheet	Stream Name	12a	Vapour
Conditions	Vapour / Phase Fraction	0.0480	
Properties	Temperature [C]	2.923	
Composition	Pressure [kg/cm2_g]	5.400	
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	153.6	
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	6465	
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	12.41	
User Variables	Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	2968	1.814
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	13.25	
Cost Parameters	Heat Flow [Mkcal/h]	0.1090	3.197
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	12.36	
	Fluid Package	Basis-1	
	Utility Type		

FIGURA 3.1: CARACTERÍSTICAS DE LA CORRIENTE DE SALIDA DE LA VÁLVULA VLV-103.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



La tabla 3.5 muestra los valores de la fracción de vaporización obtenidos por medio del simulador, dichos valores son aproximados a los calculados gráficamente 0.273 y 0.03:

Válvula	$\Delta P(\text{kg/cm}^2)$	% de vapor a la salida	Temperatura a la salida. (°C)
VLV-102	16.86	0.2629	-40.92
VLV-103	11.8	0.048	2.4
VLV-104	11.8	0.048	2.4
VLV-105	11.8	0.048	2.4
VLV-106	11.8	0.048	2.4
VLV-107	16.83	0.2678	-40.8
VLV-108	11.8	0.048	2.4

TABLA 3.5: PRINCIPALES CARACTERÍSTICAS DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN CALCULADAS POR EL SIMULADOR.

Proceso de evaporación.

Para este proceso se ven implicados los balances de energía para los fluidos frío y caliente que se alimentan al intercambiador, en la siguiente ecuación se muestra cómo el fluido caliente proporciona calor al fluido frío:

$$Q_c = \lambda_{vap} * W_c \dots \dots \dots (3.1)$$

$Q_c = \text{calor cedido,}$

$\lambda_{vap} = \text{entalpía de vaporización,} \quad W_c = \text{flujo másico del refrigerante}$



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Para los evaporadores EA-202A, EA-205, EA-303, EA-312, EA-804 integrados en la primera etapa de refrigeración, que entregan el refrigerante como vapor saturado; sus cargas térmicas se pueden calcular de la siguiente manera:

Cálculo de la carga térmica en EA-202 A:

Del diagrama de Mollier (Anexo D) se leen los siguientes datos:

$$HD=485 \text{ btu/lb}; HB=325 \text{ btu/lb}$$

$$\lambda_{vap} = \text{entalpía de vaporización} = HD - HB = 485 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} - 325 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} = 160 \frac{\text{btu}}{\text{lb}}$$

$W_c = \text{Flujo masico del refrigerante} = 6465 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 14429.2 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$ (Dato obtenido del balance anexado en el DFP anexo B).

$$Q_{EA-202A} = 160 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} * 14429.25411 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 2308680 \frac{\text{btu}}{\text{h}} = 0.582 \frac{\text{MKkcal}}{\text{h}}$$

Se realiza un cálculo similar para los usuarios de refrigerante de baja presión (EA-502 A, EA-315) leyendo los datos siguientes del diagrama de Mollier:

$$HE=455 \text{ btu/lb}; HC=325 \text{ btu/lb}$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



$$\lambda_{vap} = HE - HD = (455 - 325) \frac{btu}{lb} = 130 \frac{btu}{lb}$$

$$W_c = 44990 \frac{lb}{h}$$

$$Q_{EA-502 A} = 44990 \frac{lb}{h} * 130 \frac{btu}{lb} = 5848700 \frac{btu}{h} = 1.47 \frac{Mkcal}{h}$$

En el simulador se suministran las condiciones de salida del evaporador, dado que se busca evaporar totalmente el refrigerante se asigna una fracción de vapor de 1, la cual indica que la condición del fluido será vapor saturado y la presión se mantiene constante, con esto el simulador calcula la carga térmica del evaporador.

La tabla 3.6 muestra una comparación entre la carga térmica calculada mediante el uso del diagrama de Mollier y la proporcionada por el simulador contra la proporcionada por la información de los equipos:

Evaporador	Q calculada (Mkcal/h)	Q simulada (Mkcal/h)	Q de diseño (Mkcal/h)
EA-502 A	1.4180	1.5390	1.53
EA-202 A	0.5166	0.5559	0.56
EA-205	0.1307	0.1424	0.14
EA-303	0.0099	0.0107	0.10
EA-312	0.0180	0.0188	0.02
EA-315	0.1073	0.1175	0.12
EA-804	0.0129	0.0141	0.04

TABLA 3.6: COMPARATIVO ENTRE CARGAS TÉRMICAS DE LOS EVAPORADORES.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Una vez vaporizado el refrigerante se debe enviar las corrientes provenientes de los calentadores a sus respectivos separadores, los equipos: EA-202 A, EA-205, EA-303, EA-312, EA-804 alimentaran al separador de refrigerante de alta presión FA-511, en tanto que, los equipos EA-502 A y EA-315 alimentaran al separador FA-507. Posteriormente el refrigerante de baja presión se lleva a la presión de succión de la primera etapa del compresor (0.2 kg/cm²g).

Proceso de compresión:

El refrigerante de baja presión previamente acondicionado por la válvula VLV-101 será alimentado a succión de la primera etapa del compresor (GB-500-1) a condiciones de vapor saturado. Esto se representa en el punto H en el diagrama $p - h$ (Anexo D) y se asciende por la línea más cercana a entropía constante hasta alcanzar la presión de descarga, esto se logra en el punto I, en este punto el trabajo ejercido es de carácter adiabático, por lo tanto se puede hacer uso de las siguientes ecuaciones para llegar al trabajo real ejercido en la primera etapa [26]:

$$k = \frac{c_p}{c_v} = 1.211 \dots \dots \dots (3.2) \quad r_c = PD/PS \dots \dots \dots (3.3)$$

$$x = r_c^{\frac{k-1}{k}-1} = \left(\frac{4.11}{0.2}\right)^{\frac{k-1}{k}-1} = (20.55)^{\frac{1.211-1}{1.211}-1} = 0.0824 \dots \dots \dots (3.4)$$

$$n_{AD} = \left(\frac{0.77 + 0.18x}{1 + 0.357x}\right) + 1.33x^{0.16}(npoly - 0.77) \dots \dots \dots (3.5)$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



$$n_{AD} = \left(\frac{0.77 + 0.18 * (0.0824)}{1 + 0.357 * (0.0824)} \right) + 1.33(0.0824)^{0.16}(0.78 - 0.77)$$

$$n_{AD} = 0.76892$$

$$WR = \frac{W_{ad}}{n_{AD}} = \frac{HI - HF}{n_{AD}} = \frac{(495 - 470) \frac{btu}{lb}}{0.76892} = 32.51 \frac{btu}{lb}$$

Con el trabajo real realizado en la primera etapa se puede calcular la entalpia al punto en el cual concluye la primera etapa de compresión de la siguiente manera:

$$WR = HG - HF \dots \dots \dots (3.6)$$

$$HG = WR + HF = 32.51 \frac{btu}{lb} + 470 \frac{btu}{lb} = 502.5 \frac{btu}{lb}$$

El cálculo de la potencia hidráulica se calcula a partir del trabajo real:

$$GHP = \frac{WR * w}{2545} = \frac{32.51 \frac{btu}{lb} * 48400 \frac{lb}{h}}{2545} = 618.32 HP$$

En el simulador se suministran las presiones de succión y descarga y será suficiente para calcular el desempeño a la primera descarga. En la siguiente tabla se muestran los resultados arrojados por el simulador:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Performance	Results	
Results	Adiabatic Head [m]	6969
Power	Polytropic Head [m]	7195
	Adiabatic Fluid Head [kJ/kg]	68.34
	Polytropic Fluid Head [kJ/kg]	70.56
	Adiabatic Efficiency	75.000
	Polytropic Efficiency	77.433
	Power Consumed [kW]	555.7
	Polytropic Head Factor	1.0038
	Polytropic Exponent	1.1931
	Isentropic Exponent	1.1345
	Speed [rpm]	<empty>

FIGURA 3.2: RENDIMIENTO PRESENTADO EN LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN.

La tabla 3.7 compara las condiciones calculadas y las simuladas para la primera etapa de compresión:

GB-500-1	Calculada	Simulada
Eficiencia adiabática	76.89	75
Potencia Hidráulica	618.32 HP	742 HP

TABLA 3.7: COMPARACIÓN ENTRE CARACTERÍSTICAS CALCULADAS Y SIMULADAS.

Posteriormente se calculan las propiedades inter etapa, dado que el refrigerante de alta presión se debe suministrar a la segunda etapa, este debe ser mezclado con la corriente proveniente de la descarga de la primera etapa, por lo que, la presión debe ser disminuida a la misma de la descarga, la válvula VLV-109 realizara esta acción.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



La corriente de salida de vapor del FA-511 se encuentra a alta presión y a condiciones de vapor saturado, ubicando el punto D en el diagrama $p-h$ y bajando perpendicularmente al eje de entalpia hasta llegar a la presión de la descarga de la primera etapa, la temperatura en este punto es de 30 °F (-1°C) y la temperatura resultante de la mezcla es 65°F (18°C) en el punto G. Una vez lista la corriente de succión a la segunda etapa, se realizan cálculos similares a los presentados para la primera etapa, la figura 3.3 se presentan los resultados simulados para el compresor GB-500-2 y en la tabla 3.8 se muestra una comparación entre las características simuladas y las calculadas:

Performance	Results	
Results	Adiabatic Head [m]	7371
Power	Polytropic Head [m]	7652
	Adiabatic Fluid Head [kJ/kg]	72.28
	Polytropic Fluid Head [kJ/kg]	75.04
	Adiabatic Efficiency	71.284
	Polytropic Efficiency	73.998
	Power Consumed [kW]	1185
	Polytropic Head Factor	1.0099
	Polytropic Exponent	1.1141
	Isentropic Exponent	1.0493

FIGURA 3.3: RENDIMIENTO PRESENTADO EN LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.

GB-500-2	Calculada	Simulada
Eficiencia adiabática	75	66.4
Potencia Hidráulica	1944 HP	1615 HP

TABLA 3.8: COMPARACIÓN DE VARIABLES CALCULADAS Y SIMULADAS EN LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.



Proceso de condensación:

Para el proceso de condensación se requiere remover el calor que el refrigerante absorbió en los procesos anteriores y llevarlo a las condiciones iniciales de suministro. Al ubicar el punto J el cual equivale a las condiciones a la descarga de la segunda etapa del compresor en el diagrama $p - h$ el refrigerante se encuentra en condiciones de vapor sobrecalentado por lo que el condensador EA-516 lo llevará a condiciones de líquido saturado, la carga térmica del condensador necesaria para esta operación es la siguiente:

$$Q_{\text{condensación}} = (H_J - H_K) * w_c = \left(520 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} - 365 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} \right) * 92770 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 14379350 \frac{\text{btu}}{\text{h}}$$

$$Q_c = 3.626 \frac{\text{Mkcal}}{\text{h}}$$

En la tabla 3.9 se muestran las características del condensador EA-516 calculado por el simulador:

Entalpía de condensación	3.94 Mkcal/h
Temperatura de entrada a los tubos	93.32°C
Temperatura de salida por los tubos	44.70°C
Temperatura de entrada a la coraza	31.99°C
Temperatura de la salida por la coraza	39.74°C

TABLA 3.9 CARACTERISTICAS DEL CONDENSADOR DE PROPILENO.

Una vez condensado, el propileno se almacena en el acumulador FA-510 a las condiciones de líquido saturado ($T=44.7 \text{ °C}$ y $P= 17.9 \text{ kg/cm}^2$), por lo que habrá que



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



llevarlo a condiciones de líquido subenfriado. Esto se logrará aprovechando las mismas propiedades del propileno; separando una cierta parte y expandiendo dicha porción del fluido para intercambiar calor con la otra parte a temperatura mayor dentro del economizador EA-520.

La corriente 3 posee un flujo másico de 42082 kg/h de la cual 30582 kg/h se enviaran a los tubos del economizador por la corriente 4 a las mismas condiciones de la corriente 3, en tanto que, la corriente 6 constara del resto del flujo másico manejado por la corriente 3. Colocamos una válvula de control (VLV-111) para expandir el fluido y llevarlo a condiciones de líquido-vapor, esta mezcla debe alimentarse al economizador EA-520 por el lado de la coraza, en tanto que, la corriente 3 alimentará el economizador por el lado de los tubos. La carga térmica del intercambiador se calcula como se muestra a continuación:

$$Q_{EA-520 \text{ coraza}} = \lambda_{\text{evaporación}} * W_{\text{coraza}} \dots\dots\dots(3.7)$$

$$Q_{EA-520} = \left(493 \frac{\text{btu}}{\text{lb}} - 365 \frac{\text{btu}}{\text{lb}}\right) * \left(25350 \frac{\text{lb}}{\text{h}}\right) = 3244800 \frac{\text{btu}}{\text{h}} = 0.8182 \frac{\text{Mkcal}}{\text{h}}$$

$$Q_{EA-520 \text{ tubos}} = wt * \Delta T * C_{pt} \dots\dots\dots(3.8)$$

$$Q_{EA-520 \text{ tubos}} = 67420 \frac{\text{lb}}{\text{h}} * 64.07^{\circ}\text{F} * 0.7661 \frac{\text{btu}}{\text{lb} * ^{\circ}\text{F}} = 3309245.1 \frac{\text{btu}}{\text{h}} = 0.8345 \frac{\text{Mkcal}}{\text{h}}$$



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



La carga y las características simuladas para el economizador se muestran en la tabla 3.10:

Entalpía de condensación	0.72 Mkcal/h
Temperatura de entrada a los tubos	44.70 °C
Temperatura de salida por los tubos	9.12 °C
Temperatura de entrada a la coraza	2.39 °C
Temperatura de la salida por la coraza	2.40 °C

TABLA 3.10: CARACTERISTICAS DEL ECONOMIZADOR EA-520.

La salida de refrigerante por parte de los tubos es reenviada al cabezal de suministro y la salida por parte de la coraza es recirculada a la inter-etapa del compresor para ser mezclada con el vapor proveniente del separador FA-511, dicha mezcla será posteriormente expandida a las condiciones de la succión de la segunda etapa.

Con esto queda completado el ciclo de refrigeración. De la comparación de resultados puede considerarse que se cumple con la validación de simulación en estado estacionario con el siguiente balance de materia de las corrientes principales:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



TABLA 3.11: BALANCE DE MASA DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500 OBTENIDO EN LA SIMULACIÓN.

Propiedad/Corriente	1	2	3	4	5	6	7	8
Fracción de vapor	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.31	0.00	0.26
Temperatura [C]	16.97	93.33	44.70	44.70	9.13	2.40	9.13	-40.92
Presión [kg/cm ² _g]	4.29	17.67	17.90	17.90	17.22	5.30	17.20	0.34
Flujo molar [kgmole/h]	1000	1000	1000	727	727	273	485	485
Flujo másico [kg/h]	42082	42082	42082	30582	30582	11500	20409	20409
Flujo volumétrico (liq.) [m ³ /h]	80.78	80.78	80.78	58.71	58.71	22.08	39.18	39.18
Q [Mkcal/h]	4.59	5.62	1.68	1.22	0.50	0.46	0.33	0.33

Propiedad/Corriente	9	10	11	12	13	14	15	16
Fracción de vapor	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
Temperatura [C]	-40.92	-40.92	9.13	9.13	9.13	9.13	9.13	9.13
Presión [kg/cm ² _g]	0.34	0.34	17.20	17.20	17.20	17.20	17.20	17.20
Flujo molar [kgmole/h]	485	522	242	154	88	39	49	3
Flujo másico [kg/h]	20409	21953	10173	6465	3708	1656	2052	125
Flujo volumétrico (liq.) [m ³ /h]	39.18	42.14	19.53	12.41	7.12	3.18	3.94	0.24
Q [Mkcal/h]	1.88	2.03	0.16	0.10	0.06	0.0268	0.0332	0.0020



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Propiedad/Corriente	17	18	19	20	21	22	23	24
Fracción de vapor	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	1.00	1.00	1.00
Temperatura [C]	9.13	9.13	9.13	9.13	9.13	2.40	2.40	2.40
Presión [kg/cm ² _g]	17.20	17.20	17.20	17.20	17.20	5.30	5.30	5.30
Flujo molar [kgmole/h]	46	5	41	37	4	154	39	3
Flujo másico [kg/h]	1927	219	1708	1544	164	6465	1656	125
Flujo volumétrico (liq.) [m ³ /h]	3.70	0.42	3.28	2.96	0.31	12.41	3.18	0.24
Q [Mkcal/h]	0.0312	0.0035	0.0277	0.0250	0.0027	0.6649	0.1703	0.0129

Propiedad/Corriente	25	26	27	28	29	30	31	32
Fracción de vapor	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00	1.00
Temperatura [C]	2.40	-40.80	2.40	2.40	2.40	2.40	-40.92	31.77
Presión [kg/cm ² _g]	5.30	0.34	5.30	5.30	5.30	5.30	0.34	4.29
Flujo molar [kgmole/h]	5	37	4	205	273	478	522	522
Flujo másico [kg/h]	219	1544	164	8629	11500	20129	21953	21953
Flujo volumétrico (liq.) [m ³ /h]	0.42	2.96	0.31	16.56	22.08	38.64	42.14	42.14
Q [Mkcal/h]	0.0225	0.1425	0.02	0.89	1.18	2.07	2.03	2.52



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Con esto se concluye la elaboración del modelo del sistema de refrigeración utilizando el simulador de procesos en estado estacionario, pues se puede concluir que representa adecuadamente el comportamiento del sistema con respecto al diseño. El balance original de diseño del sistema se encuentra en el anexo C.

3.2.4 INFORMACIÓN COMPLEMENTARIA DE DISEÑO PARA EL ARRANQUE EN ESTADO DINÁMICO.

Una vez establecido el modelo en estado estacionario es necesario suministrar cierta información del diseño de los equipos que en estado estacionario es irrelevante dado que para el estado estacionario no se contemplan tiempos de residencia, dimensiones de tanques, elevaciones, tamaños de válvulas y boquillas, pero dicha información resulta fundamental en el estado dinámico, existen ciertas especificaciones dinámicas para cada operación unitaria, tales especificaciones se verán a detalle en este paso.

Diseño de separadores.

El volumen de cada separador es importante para conocer la acumulación de líquido que maneja el tanque; así como, para conocer el nivel de cada recipiente y posteriormente fijar un control adecuado. Para lograr lo anterior es necesario contemplar ciertos criterios de diseño lo cual implica hacer las siguientes suposiciones ^[16]:

- ❖ En los separadores existe una acumulación líquida correspondiente al total de la corriente líquida suministrada a lo largo de 5 minutos. ^[16]
- ❖ Proveer una velocidad suficiente para proporcionar una adecuada separación y que el vapor arrastre el mínimo porcentaje posible de líquido. ^[16]



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



- ❖ Para el caso de separadores para sistemas de refrigeración, es decir, que alimentan compresores o inter-etapas de compresión, la orientación del separador deberá ser vertical, dado que se requiere un porcentaje muy pequeño de líquido.

[16]

Tanques separadores de arrastre.

Los separadores FA-507 y FA-511 funcionan como separadores de arrastre que se caracterizan por estar ubicados entre una operación de alta presión y una operación de baja presión, el criterio más importante para este tipo de separadores, es proporcionar el volumen para un determinado tiempo de residencia para una altura mínima de 30.5 cm. [16]

La siguiente secuencia muestra el cálculo del separador FA-507 que es el responsable de alimentar la corriente a la succión de la primera etapa:

- 1) Para sistemas vapor-liquido aplica la ecuación de Souders-Brown, la cual se utiliza para calcular la velocidad de vapor permitida:

$$V = K * \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v} \right)^{0.5}, \frac{cm}{seg} \dots \dots \dots (3.9)$$

Donde:

$$\rho_l = \text{densidad del liquido}, \frac{g}{cm^3}$$

$$\rho_v = \text{densidad del vapor}, \frac{g}{cm^3}$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



K = constante de Souders – Brown

Se recomienda una $K = 6.1$ para tanques verticales sin malla y $K = 10.7$ para tanques verticales con malla separadora, para el FA-507 se tienen las siguientes propiedades a la alimentación [16]:

$$\rho_v = 0.003046 \frac{g}{cm^3} ; \rho_l = 0.6174 \frac{g}{cm^3}, \text{ dado que no se hace uso de malla } k = 6.1$$

$$V = 6.1 * \left(\frac{0.6174 \frac{g}{cm^3} - 0.003046 \frac{g}{cm^3}}{0.003046 \frac{g}{cm^3}} \right)^{0.5} = 86.63 \frac{cm}{seg}$$

$$V = 2.8422 \frac{ft}{s}$$

El cálculo de la velocidad de diseño se considera el 75% de la velocidad de vapor permitida [16]:

$$V_d = 0.75 * \left(2.8422 \frac{ft}{s} \right) = 2.1316 \frac{ft}{s}$$

Para calcular el área transversal se utiliza la siguiente formula:

$$A_c = \frac{Q_v}{V_d} = \frac{\text{flujo vol.} \frac{ft^3}{s}}{\text{velocidad de diseño} \frac{ft}{s}} = \frac{70.42 \frac{ft^3}{s}}{2.1316 \frac{ft}{s}} = 33.037 ft^2$$

Con el área calculada nos es posible determinar el diámetro del separador, si se despeja el diámetro de la fórmula para calcular el área de un círculo se obtiene:

$$D = \left(\frac{4Ac}{\pi}\right)^{0.5} = \left(\frac{4 * 33.037 \text{ ft}^2}{\pi}\right)^{0.5} = 6.48 \text{ ft}$$

Dado que la construcción de recipientes se hace con base en tamaños de placas establecidos se debe redondear al diámetro nominal más cercano, los más comerciales son de 4, 6, 8, 10 y 12 pies [26]. En este caso se redondea a 8 ft que equivale aproximadamente a 2.5 m de diámetro. El cálculo de la altura se aproxima con la siguiente formula:

$$H = ht + s + hv + hbn + hr + hb \dots \dots \dots (3.10)$$

La figura 3.4 describe cada parámetro de la ecuación antes presentada [26]:

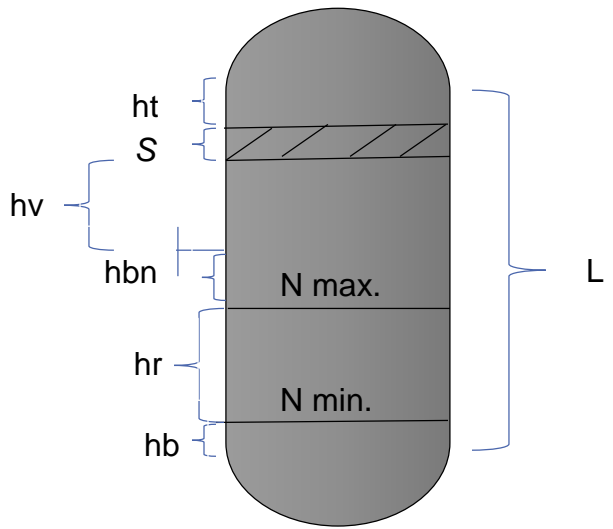


FIGURA 3.4: ESQUEMA DE UN SEPARADOR VERTICAL DE ARRASTRE.

$$ht = 30.5 \text{ cm}$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



$$s = n/a$$

$$hv = 0.2 * D + 92 \text{ cm} = 335.85 \text{ cm}$$

$$hbn = 0.2 * D + 15.7 \text{ cm} = 82.868 \text{ cm}$$

Dado que la especificación de nivel máximo para líquidos en separadores de arrastre
 $hr + hb = 30.5 \text{ cm}$.

$$H = 335.85 \text{ cm} + 82.868 \text{ cm} + 30.5 \text{ cm} = 449.218 \text{ cm} = 4.5\text{m} = 14.7 \text{ ft}$$

Se procede a verificar que se cumpla la relación longitud-diámetro, esta debe estar entre 1 y 5, se considera óptima si se aproxima a 3:

$$\frac{L}{D} = \frac{14.7\text{ft}}{8\text{ft}} = 1.83$$

Con lo anterior se puede dar por aceptable el dimensionamiento del separador FA-507, de igual manera se ha dimensionado el separador FA-511, en la tabla 3.12 se compara con el diseño original de dichos recipientes:

Separador	Diámetro(mm)	H _{T-T} (mm)
	Calculado/original	Calculado/original
FA-507	2438/1500	4480/2900
FA-511	854/1200	1730/1800

TABLA 3.12: DIMENSIONAMIENTO DE SEPARADORES.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Se puede ver que las características del FA-511 son similares a las calculadas, en tanto que FA-507 varía en mucho al diseño original, pudiendo utilizar los cálculos determinados como referencia, en tanto que para la simulación se tomaran los diseños originales.

Tanque de balance de líquido:

En cuanto al tanque acumulador FA-510 de refrigerante de baja presión el dimensionamiento es relativamente sencillo, dado que conocemos que el flujo que lo alimenta es líquido en su totalidad y la densidad de la fase líquida es 469 kg/m^3 .

Se toma como criterio un tiempo de residencia recomendado para este tipo de servicio de 5 minutos^[26], también se considera que el tanque debe ser capaz de alojar hasta el doble de su capacidad, es decir, el nivel de operación normal será el 50% del volumen del tanque.

El flujo volumétrico que abandona el tanque es el siguiente:

$$Q = \frac{Wl}{\rho l} = \frac{42080 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{469 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 89.91 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

Con dicho flujo y el tiempo de residencia nos es posible calcular el volumen necesario que ocupara el fluido dentro del tanque.

$$V_n = Q * tr = 89.91 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * \frac{1\text{h}}{60 \text{ min}} * 5 \text{ min} * 2 = 14.985 \text{m}^3 = 528.11 \text{ ft}^3$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Para encontrar las dimensiones es preciso calcular la velocidad superficial del vapor, es decir la velocidad máxima para que no se produzca arrastre y se calcula de la siguiente manera:

$$V_{max.} = \frac{F}{(\rho v)^{0.5}} \dots \dots \dots (3.11)$$

Donde F es un factor normalmente recomendado de 0.5 a 0.65 para este tipo de recipientes, para nuestro caso usaremos 0.6, la densidad del vapor en el tanque es de 40.79 kg/m^3 .

Con lo anterior tenemos que la velocidad máxima es:

$$V_{max.} = \frac{0.6}{\left(40.79 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)^{0.5}} = 0.095 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

En condiciones ideales el separador no aloja vapor a dichas condiciones, se toma el criterio de que el 10 % de la alimentación podría vaporizarse si hubiese fluctuaciones en las condiciones normales de operación, el flujo calculado de vapor es de 4208 kg/h. así el diámetro mínimo del tanque deberá ser como a continuación se calcula:

$$Q_v = \frac{W_v}{\rho v} = \frac{4208 \frac{\text{kg}}{\text{h}}}{40.79 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 103.192 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0.0286 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Utilizando la velocidad máxima para encontrar el área se tiene que:



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



$$Ac = \frac{Qv}{Vmax.} = \frac{0.0286 \frac{m^3}{s}}{0.095 \frac{m}{s}} = 0.3017 m^2$$

A partir de la fórmula del área del círculo el diámetro mínimo es el siguiente:

$$Dmin. = \left(\frac{4 * Ac}{\pi} \right)^{0.5} = \left(\frac{4 * 0.3017m^2}{\pi} \right)^{0.5} = 0.6198 m$$

El diámetro de diseño será el doble del mínimo:

$$Dc = 1.24 m.$$

Suponiendo una relación altura-diámetro de 2 [26], la altura del tanque se obtiene es:

$$\frac{L}{Dc} = 2$$

$$L = 2 * Dc = 2 * 1.24 m = 2.48 m$$

En la tabla 3.13 se compara el diseño original y el aquí calculado:

FA-510	D (mm).	L T-T (mm).
Diseño original	2000	6000
Calculado	1240	2480

TABLA 3.13: COMPARACIÓN DE DIMENSIONES DEL ACUMULADOR FA-510.

Nos es posible notar que existe sobredimensionamiento en el acumulador, por lo que posteriormente se evaluará su rendimiento en estado dinámico.

Dimensionamiento de válvulas de control.

El simulador dimensiona las válvulas en función de la diferencial de presión y el flujo que maneja a las condiciones previamente establecidas. Dado que no se cuenta con el tamaño de la mayoría de las válvulas se realizará un rápido dimensionamiento para cada válvula de control con ayuda del simulador como se muestra a continuación:

Se selecciona la válvula VLV-102 y en el apartado de "rating" que significa un dimensionamiento rápido, se seleccionan las condiciones actuales y cv o cg dependiendo de si la válvula maneja líquido o vapor, tal como se indica en la figura 3.5.

Design Rating Worksheet Dynamics

Rating

Sizing
Nozzles
Options
Flow Limits

Valve Manufacturers
Universal Gas Sizing

Valve Operating Characteristics

Linear
 Quick Opening
 Equal Percentage
 User Table

Size Valve

Sizing Conditions Current User Input

Inlet Pressure [kg/cm2_g]	17.20
Molecular Weight	42.08
Valve Opening [%]	50.00
Delta P [kg/cm2]	16.86
Flow Rate [kg/h]	2.041e+004

Sizing Methods Cv Cg

C1	25.0
Km	0.9000
Cv [USGPM(60F,1psi)]	63.51
Cg	1587.8

FIGURA 3.5: DIMENSIONAMIENTO DE LA VÁLVULA VLV-102.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Posteriormente se seleccionan las características de operatividad de la válvula, la tabla 3.14 muestra criterios para elegir el tipo de característica del caudal^[27]:

Pr	Característica del caudal
0.5 > Pr > 0.2	Lineal
Pr > 0.5	Igual porcentaje
Pr muy pequeñas	Apertura rápida

TABLA 3.14: CRITERIOS DE SELECCIÓN DE CARACTERÍSTICAS DE CAUDAL EN VALVULAS DE CONTROL. ^[27]

El cálculo de la relación Pr se hace mediante la ecuación siguiente ^[27]:

$$Pr = \frac{\Delta P_{v\acute{a}lvula}}{\Delta P_{v\acute{a}lvula} + \Delta P_{sistema}} \dots \dots \dots (3.12)$$

Donde el ΔP del sistema se estima a base del ΔP recomendado en la bibliografía para el flujo manejado.

El flujo manejado por la válvula VLV-102 es de 38.16 m³/h, esto en galones corresponde a 168 USGPM, para este flujo equivale un diferencial de presión de 20.7 psi.

El cálculo de Pr resultante:

$$\Delta P_{v\acute{a}lvula} = 239.8 \text{ psi} \quad \Delta P_{sistema} = 20.7 \text{ psi}$$

$$Pr = \frac{239.8 \text{ psi}}{239.8 \text{ psi} + 20.7 \text{ psi}} = 0.92$$

Para este caso de acuerdo a la tabla anterior se recomienda una válvula característica de igual porcentaje. Al presionar el botón de dimensionamiento de válvula, obteniéndose



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



un Cv de 63.5. La tabla 3.15 resume las características calculadas para cada válvula:

Válvula de control	Q manejado (m ³ /h)	Q manejado (GPM)	ΔP válvula (psi)	ΔP sistema (psi)	Pr	Característica del caudal	Cv,Cg	Diámetro de la válvula (in)
VLV-101	7178	119.63	1.991	43.8	0.043	Apertura rápida	Cg:46625	3
VLV-102	38.31	168.67	239.8	20.7	0.921	Igual porcentaje	Cv:63.5	2
VLV-103	12.14	53.45	167.8	8.2	0.953	Igual porcentaje	Cv:24.1	1.5
VLV-104	3.109	13.69	167.8	0.651	0.996	Igual porcentaje	Cv:6.172	1.5
VLV-105	0.2346	1.03	167.8	0.155	0.999	Igual porcentaje	Cv:0.46	0.75
VLV-106	0.4111	1.81	167.8	0.164	0.99	Igual porcentaje	Cv:0.8163	1
VLV-107	2.898	12.76	167.8	0.578	0.99	Igual porcentaje	Cv:4.818	1.5
VLV-108	0.3078	1.36	167.8	0.328	0.99	Igual porcentaje	Cv:0.6113	0.75
VLV-109	1527	25.45	14.4	0.137	0.99	Igual porcentaje	Cg:46912	3
VLV-110	57.41	252.77	0.2845	1.58	0.15	Apertura rápida	Cv:489.4	4
VLV-111	24.44	107.61	179.2	0.623	0.99	Igual porcentaje	Cv:44.14	3.5

TABLA 3.15: DIMENSIONAMIENTO DE VÁLVULAS.



Evaporadores.

Las dimensiones y características dinámicas de los evaporadores que se suministran al simulador son las especificadas en los capítulos anteriores, información extra que se proporciona en las hojas de datos de equipo de intercambio térmico que se proporciona en el anexo A, dicha información es suficiente para complementar el dimensionamiento de los evaporadores, se puede notar que al introducir las características de los tubos y coraza en el área de “*rating*”, el simulador calculará el área de transferencia, volumen del intercambiador y los coeficientes de transferencia de calor del mismo.

Con la información antes suministrada aún no es posible pasar al ambiente dinámico, pues es necesario modelar el comportamiento que tendrá el compresor.

3.2.5 MODELADO DEL COMPRESOR.

El compresor (GB-500) opera a diferentes velocidades de gobierno, al igual que en las bombas el fabricante proporciona curvas que muestran el flujo que este maneja a diferentes velocidades y la cabeza dinámica que le corresponde a cada flujo. Dichas curvas son elementales para predecir el comportamiento del compresor y ver las regiones en las cuales el compresor operara establemente y en cuales podría entrar en el fenómeno denominado “*surge*”.

El *surge* ocurre en un compresor cuando el flujo de entrada baja lo suficiente para cambiar de manera inmediata el sentido del flujo, si la velocidad disminuye el caudal de succión también baja y así su presión desarrollada por el proceso de compresión, pudiendo llegar al punto que esta presión sea menor a la ya existente, generando un



inversión momentánea del sentido del flujo, la inversión hace bajar la presión en el compresor y así sucesivamente repitiendo este ciclo.

Las siguiente graficas corresponden a las curvas características de la primera etapa del compresor (GB-500-1):

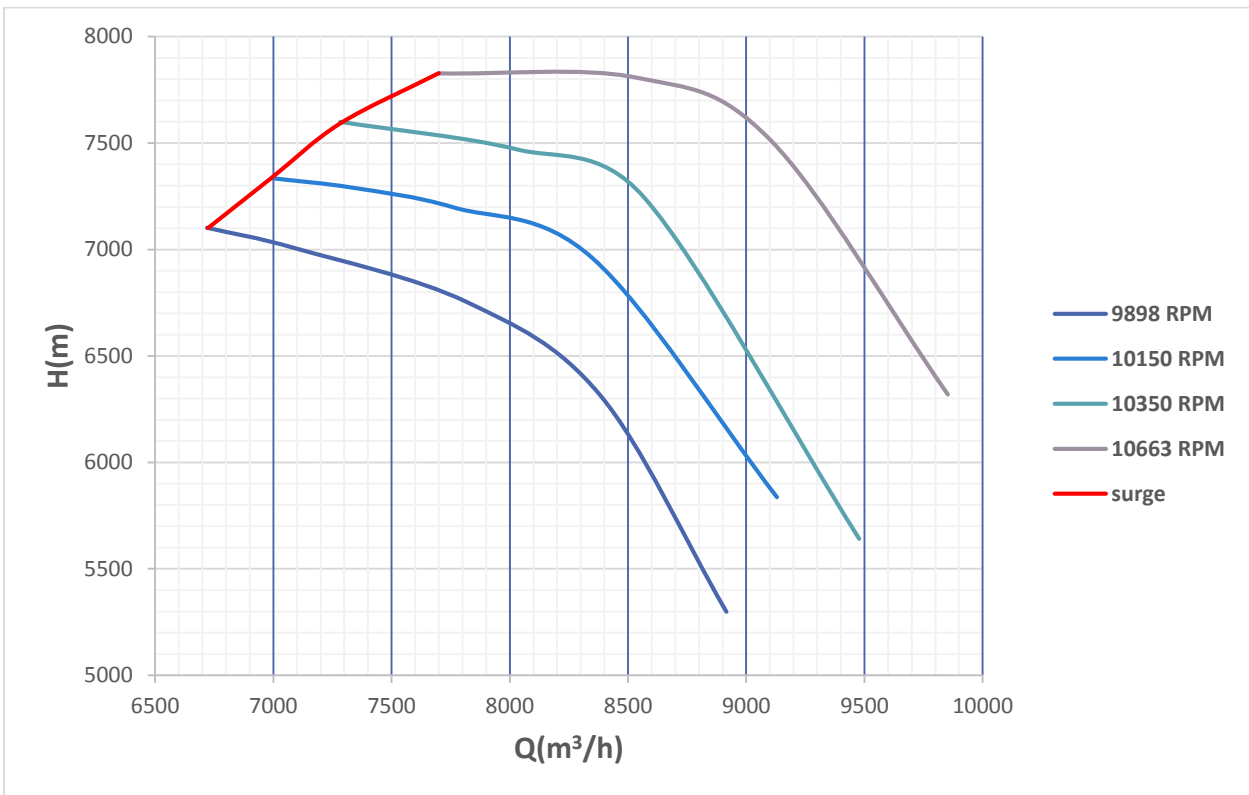


FIGURA 3.6: CURVAS CARACTERÍSTICAS PARA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN PROPORCIONADAS POR EL FABRICANTE.

Cada curva corresponde al desempeño que presenta el compresor a diferentes velocidades, la curva de color rojo representa el límite de flujo permisible para que el



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



funcionamiento del compresor se mantenga estable. Se puede apreciar que el flujo mínimo a través de la primera etapa deberá ser superior a 7000 m³/h para mantener la operación del equipo fuera de “surge”.

La siguiente grafica representa la eficiencia adiabática (η) que presenta el compresor a diferentes velocidades (n), las mejores eficiencias se alcanzan al incrementar la velocidad y manejar flujos mayores (Q).

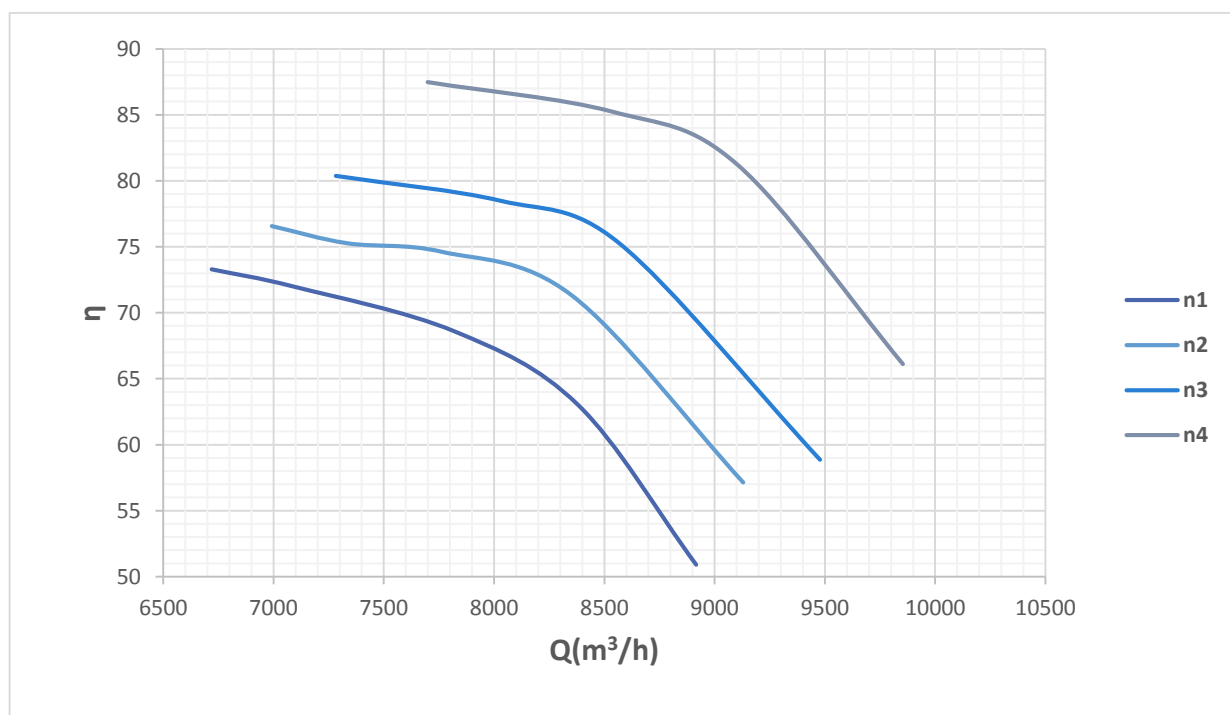


FIGURA 3.7: CURVAS DE EFICIENCIA ADIABÁTICA PARA LA PRIMERA ETAPA .

Posteriormente se utilizaran estas curvas para estabilizar el compresor y mantenerlo fuera del área de “surge”, también se muestra las grafica de flujo vs eficiencia para esta



etapa de compresión, los datos de estos gráficos deberán ser introducidos en el simulador en la parte de rating para posteriormente fijar los parámetros del control “*anti-surge*”, así como, la curva “*anti-surge*”.

La gráfica siguiente representa el rendimiento que presentará el compresor a las mismas velocidades que la primera etapa (GB-500-1) con flujos máximos de 5000 m³/h y flujos mínimos de 3250 m³/h.

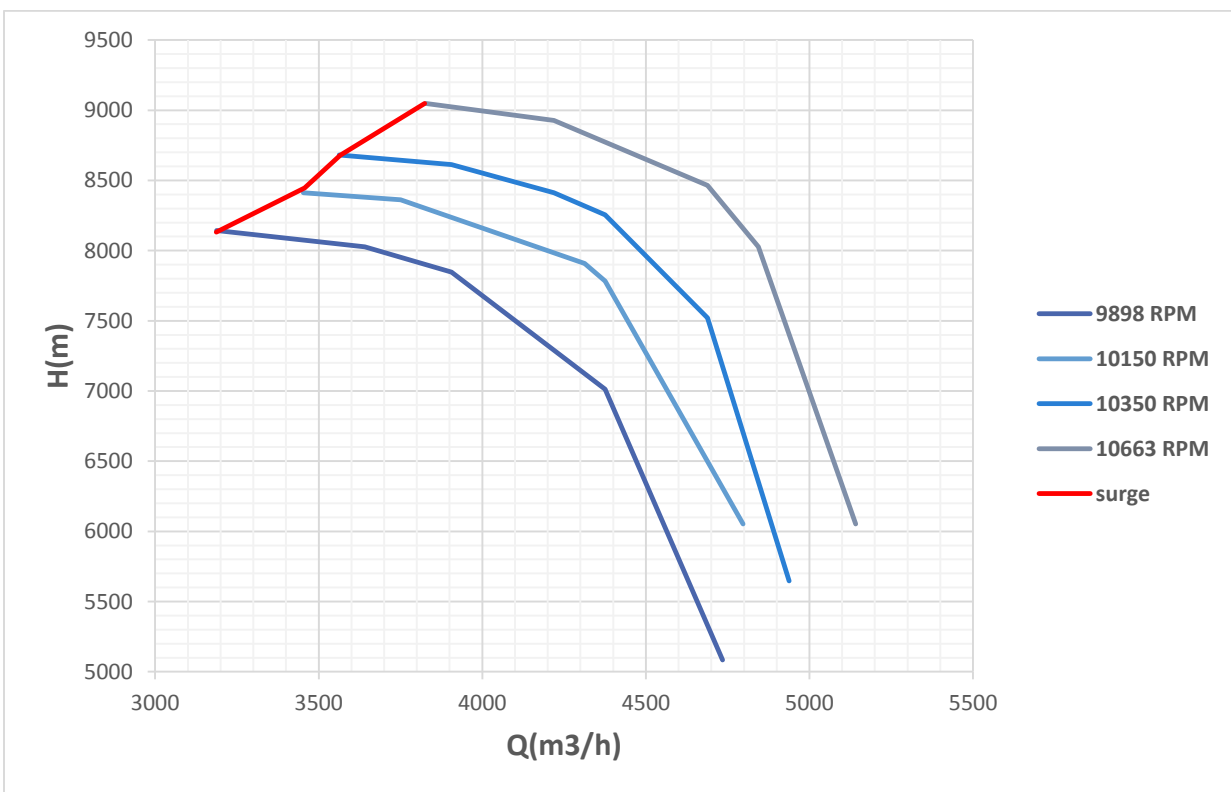


FIGURA 3.8: CURVAS CARACTERÍSTICAS DE LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN PROPORCIONADAS POR EL FABRICANTE.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA

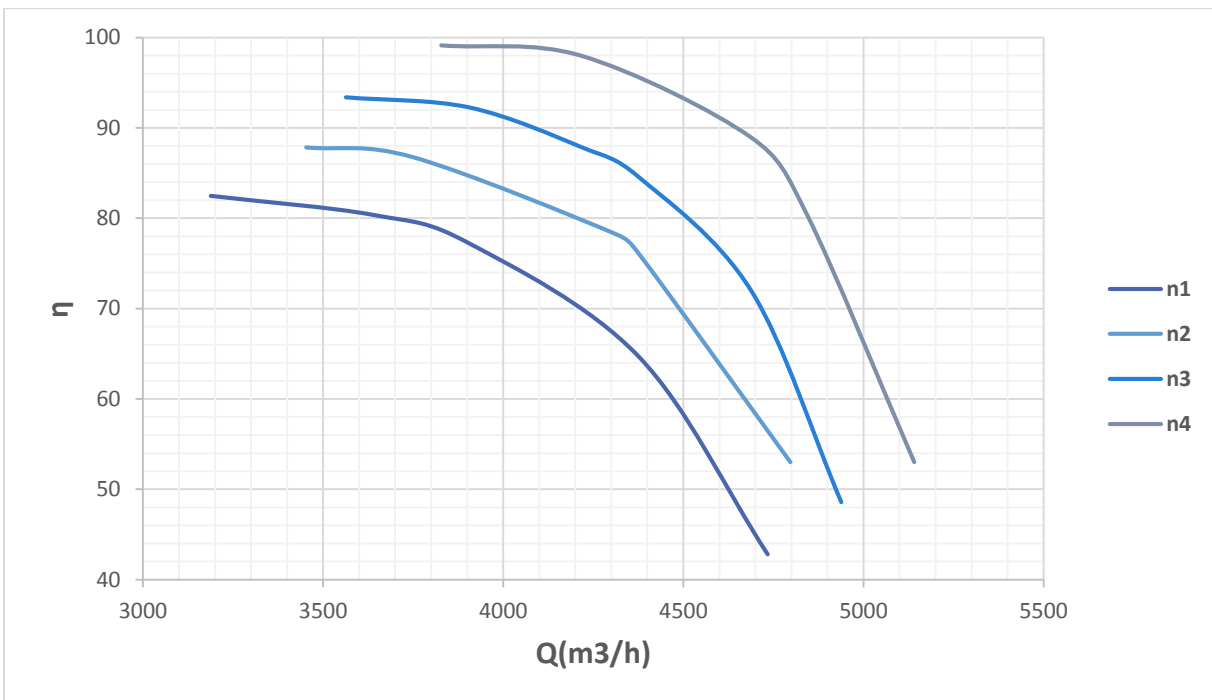


FIGURA 3.9: CURVAS DE EFICIENCIA PARA LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.

Las curvas anteriores sirven como referencia para predecir el comportamiento en otras regiones de flujo, incluyendo la zona de surge, es bien sabido que el “surge” produce severos daños al equipo que lo podrían dejar fuera de funcionamiento, el fenómeno se reconoce por un cambio de la dirección del flujo y un cambio negativo en el diferencial de presión, debido a esto, es necesario mantener al equipo en condiciones que permitan trabajar establemente. Implementar un control anti surge es lo indicado en estos casos, dicho control necesita de un circuito de recirculación de fluido controlado a través de una válvula de control especial,

El control *anti-surge* que se aplica en el simulador requiere de cuatro parámetros que conforman la ecuación que representa el comportamiento del compresor en función del flujo volumétrico, es decir, estima la curva característica del compresor fuera de la estabilidad. El modelo de Moore-Greitzer nos permite hacer dicha estimación, haciendo uso de la siguiente ecuación polinómica de tercer grado [3]:

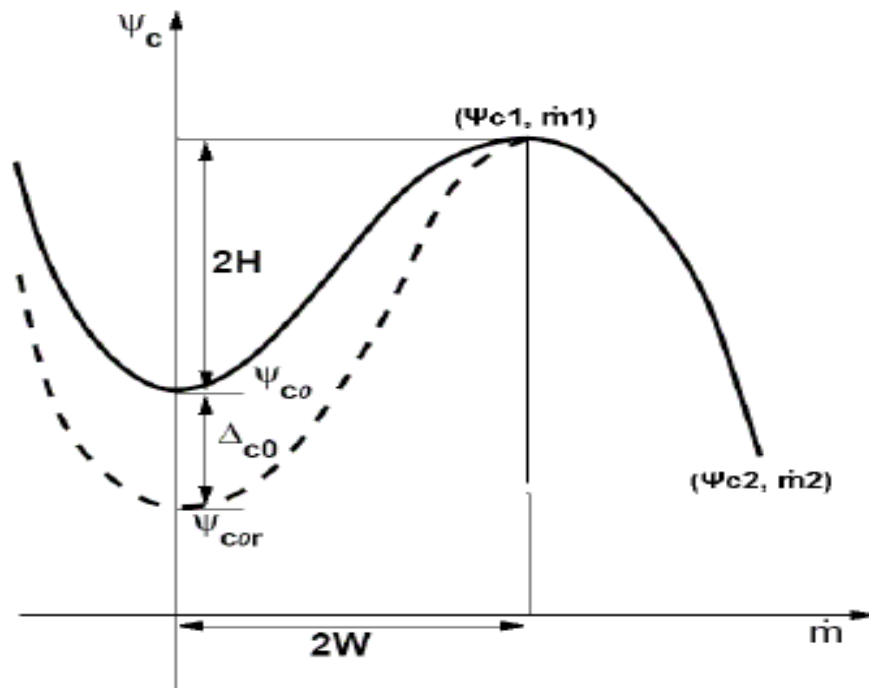


FIGURA 3.10: MODELO DE MOORE-GREITZER PARA PREDECIR EL COMPORTAMIENTO DE UN COMPRESOR CENTRÍFUGO (J. ZUPPELLI, H. J. ESPINOZA. " APLICACIÓN DEL MODELO DE GREITZER PARA LA DINÁMICA Y CONTROL DEL OLEAJE EN COMPRESORES CENTRÍFUGOS DE PROCESOS" PAG. 285)

$$\Psi(m) = \Psi_{co} + H \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{m}{W} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{m}{W} - 1 \right)^3 \right] \dots \dots \dots (3.13)$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Donde:

Ψ_{co} = característica del compresor a flujo cero.

H y W son parámetros representado en el esquema anterior.

Para poder utilizar esta ecuación necesitamos conocer el punto de máxima presión (Ψ_{c1} , m_1) el cual se representa por el extremo superior de cada curva característica, también es necesario conocer el punto de máximo flujo (Ψ_{c2} , m_2) el cual es representado por el extremo inferior de la curva característica proporcionado por el fabricante.

Conociendo los puntos antes mencionados podemos estimar el valor de Ψ_{co} a partir de la siguiente ecuación [3]:

$$\Psi_{co} = \frac{\Psi_{c2} - \frac{1}{2}\Psi_{c1} * pol(m_2)}{1 - \frac{1}{2}pol(m_2)} \dots \dots \dots (3.14)$$

Donde:

$$pol(m_2) = 1 + \frac{3}{2}\left(\frac{m_2}{W} - 1\right) - \frac{1}{2}\left(\frac{m_2}{W} - 1\right)^3 \dots \dots \dots (3.15)$$

Para la primera etapa se elige una velocidad de gobierno de 10350 RPM en función del flujo manejado que es 8028 m³/h. Con estos datos, se conoce el punto de máxima presión, al cual le corresponden $\Psi_{c1} = 7593$, $m_1 = 7291$.

A esta misma velocidad se tiene que para el punto de máximo flujo se tienen los siguientes valores: $\Psi_{c2} = 5639$, $m_2 = 9484$. Con estos datos se procede a calcular W:



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



$$W = \frac{m1}{2} = \frac{7291}{2} = 3645.5$$

Con el valor de W nos es posible calcular $pol(m2)$:

$$pol(m2) = 1 + \frac{3}{2} \left(\frac{9484}{3645.5} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{9484}{3645.5} - 1 \right)^3 = 1.3483$$

Con este valor se calcula el valor característico a flujo cero de nuestra curva:

$$\Psi_{co} = \frac{5639 - \frac{1}{2}(7593) * (1.3483)}{1 - \frac{1}{2}(1.3483)} = 1596.05$$

$$H = \frac{\Psi_{c1} - \Psi_{co}}{2} = \frac{7593 - 1596.05}{2} = 2998.47$$

Este cálculo es confiable en la zona de estabilidad pero habrá que ajustarlo en la zona de inestabilidad, esto se logra utilizando un valor corregido para esta zona dado por la siguiente ecuación [3]:

$$\Delta_{co} = \Psi_{co} - \Psi_{coR} \dots \dots \dots (3.16)$$

Donde Ψ_{coR} corresponde a la característica real a flujo cero y se calcula haciendo uso de la siguiente ecuación:

$$\Psi_{coR} = \left(1 + \frac{k - 1}{2 * k * Z * R * T01} * \omega(d_2^2 - d_1^2) \right)^{\frac{k}{k-1}} \dots \dots \dots (3.17)$$



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Donde:

$K = \text{relación de calores específicos del gas}$

$d_1, d_2 = \text{diametro en el ojo del impulsor y diametro en la punta}$

$Z = \text{factor de compresibilidad ; } R = \text{constante universal de los gases}$

$\omega = \text{velocidad de giro}$

Para el compresor GB-500 se tienen los siguientes datos técnicos:

$$d_1 = 0.2032 \quad d_2 = 0.4064$$

$$k = 1.17; Z = 0.9685$$

$$\omega = 10350; R = 287 \frac{N * m}{kg * K}$$

$$T_{01} = 232.15 K$$

Se sustituye en la ecuación característica real a flujo cero:

$$\Psi_{coR} = \left(1 + \frac{1.17 - 1}{2 * 1.17 * 0.9685 * 287 * 232.15} * 10350(0.4064^2 - 0.2032^2) \right)^{\frac{1.17}{1.17-1}}$$

$$\Psi_{coR} = 0.17015$$

Con esto se encuentra el delta de corrección:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



$$\Delta c_o = 1596.05 - 0.17015 = 1596.03$$

Se utiliza la Ψ_{co} para calcular la región de estabilidad, en tanto que para la zona de surge y flujos negativos se utiliza el factor de corrección antes calculado, así se construye la curva característica a la velocidad de gobierno del compresor:

Si $m \geq 2W$ utilizar: Ψ_{co} y H

Si $m < 2W$ utilizar: $\Psi_{coR} = \Psi_{co} - \Delta c_o$ y $H(\omega) = H + \frac{1}{2}\Delta c_o$

Al desarrollar la ecuación no lineal de tercer grado para la región de estabilidad se obtiene:

$$\Psi(m) = 1596.05 + 2998.47 * \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{m}{3645.5} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{m}{3645.5} - 1 \right)^3 \right]$$

Se desarrollan los coeficientes de la ecuación cubica:

$$A = \Psi_{co} = 1596.05$$

$$B = 0$$

$$C = \frac{3H}{2W^2} = \frac{3(2998.47)}{2(3645.5)^2} = 0.000338$$

$$D = -\frac{H}{2W^3} = -\frac{2998.47}{2(3645.5)^3} = -3.09455e^{-8}$$

Al trazar la curva característica, la cabeza dinámica en función del flujo volumétrico se obtiene:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA

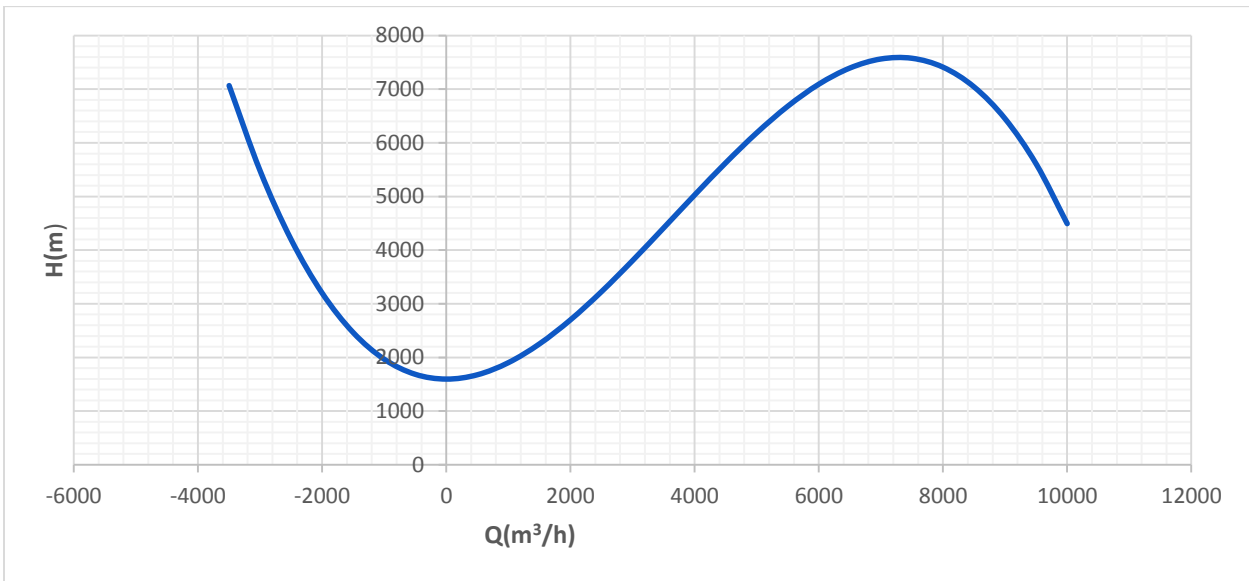


FIGURA 3.11: CURVA CARACTERÍSTICA A VELOCIDAD DE GOBIERNO PARA LA PRIMERA ETAPA.

Ahora se procede a desarrollar la ecuación cubica de la curva característica aplicando el factor de corrección para la zona de inestabilidad: sustituyendo los valores de las constantes Ψ_{coR} , $H(\omega)$ y W :

$$H(\omega) = H + \frac{1}{2}\Delta c_o = 2998.47 + \frac{1}{2}(1596.03) = 3796.485$$

$$\Psi(m) = 0.17015 + 3796.485 * \left[1 + \frac{3}{2} \left(\frac{m}{3645.5} - 1 \right) - \frac{1}{2} \left(\frac{m}{3645.5} - 1 \right)^3 \right]$$

Al resolver la ecuación se obtienen los siguientes coeficientes:

$$A = \Psi_{coR} = 0.17015$$

$$B = 0$$



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



$$C = \frac{3H(\omega)}{2W^2} = \frac{3(3796.485)}{2(3645.5)^2} = 0.0004285$$

$$D = -\frac{H(\omega)}{2W^3} = -\frac{3796.485}{2(3645.5)^3} = -3.9181 \times 10^{-8}$$

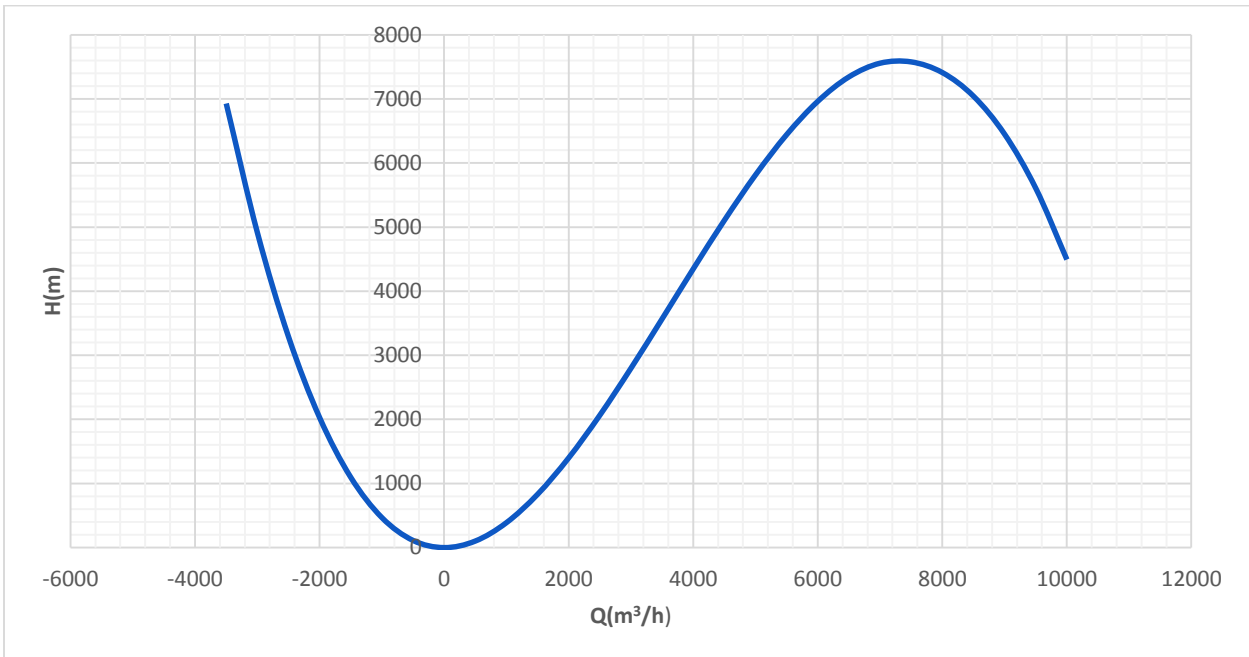


FIGURA 3.12: CURVA CARACTERÍSTICA A VELOCIDAD DE GOBIERNO PARA LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.

Ajustada la curva se obtiene una estimación más acertada en el área de inestabilidad, pero con carencias en el área estable por lo que es necesario generar una tercera curva, la cual es definida para los datos de flujo inestable en un rango de -3500 a 7000 m³/h y de 7000 a 10000 m³/h para flujo estable en la primera etapa:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA

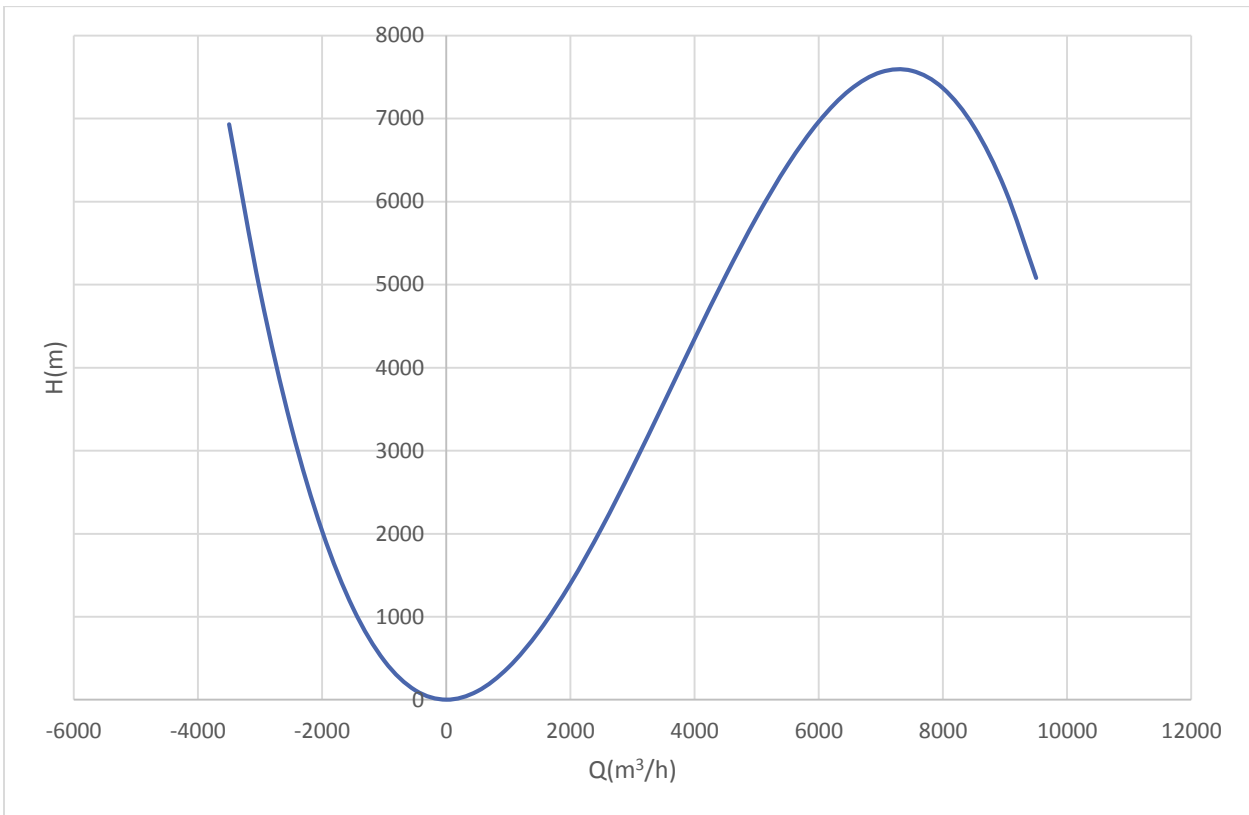


FIGURA 3.13: CURVA CARACTERÍSTICA AJUSTADA PARA LA PRIMERA ETAPA.

Efectuando una regresión polinómica para obtener una ecuación que refleje la tendencia de la curva obtenida así como los coeficientes que serán suministrados al control anti-surge:

$$A = 0.0172; B = 0; C = 0.0004; D = -4 \times 10^{-08}$$

$$H(m) = -4 \times 10^{-08} Q^3 + 0.0004 Q^2 + 0.0172$$



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



Aplicando el mismo proceso a la segunda etapa de compresión (GB-500-2) a la misma velocidad de gobierno se obtienen los siguientes parámetros:

Y_{c1} (m)	8405
m_1 (m ³ /h)	3446
Y_{c2} (m)	6032
m_2 (m ³ /h)	4802
W (m ³ /h)	1723
H (m)	2023.4
$H(\omega)$	4202.4
Ψ_{co} (m)	4358.13
Ψ_{coR} (m)	0.0279

TABLA 3.16: PARÁMETROS DE CÁLCULO DE LA CURVA CARACTERÍSTICA DE LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.



La curva final obtenida para la segunda etapa y su ecuación son:

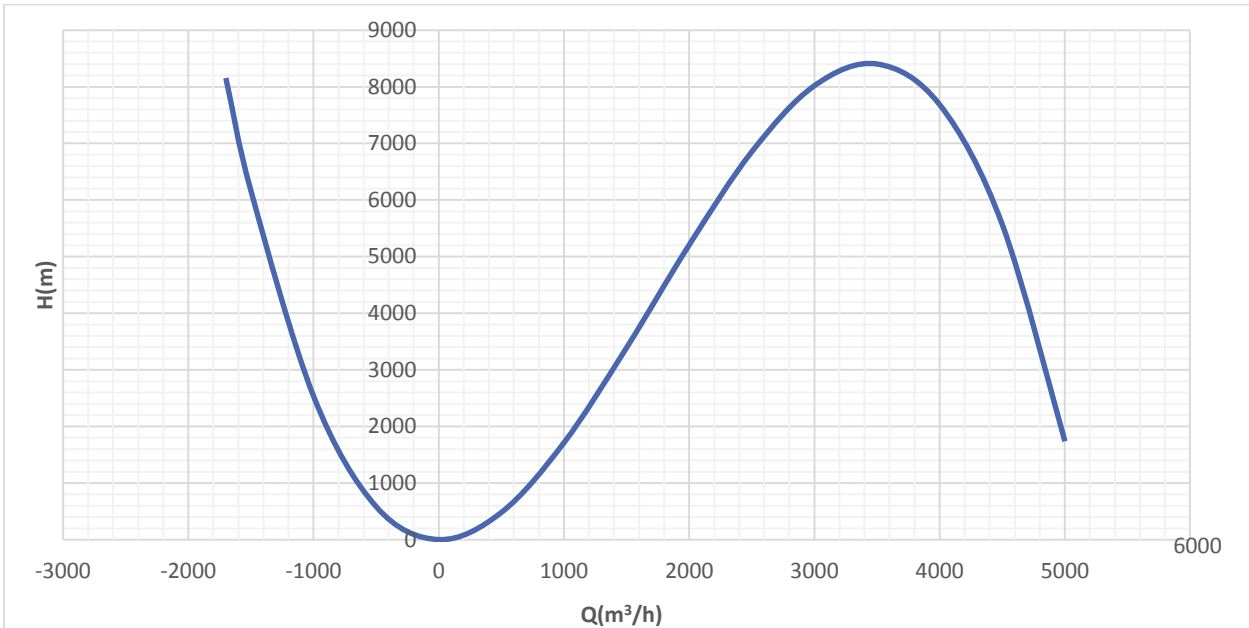


FIGURA 3. 14: CURVA CARACTERÍSTICA AJUSTADA PARA LA SEGUNDA ETAPA.

$$H(m) = -4x10^{-07}Q^3 + 0.0021Q^2 - 0.2004$$

Los parámetros que se utilizaran en el controlador anti-surge en la segunda etapa son:

$$A = 0.2004; B = 0; C = 0.0021; D = -4x10^{-07}$$

Con esto se da por completo el modelado del compresor.

3.2.6 ESTRATEGIAS DE CONTROL.

Para garantizar que el proceso opere apegado a las condiciones deseadas se debe proporcionar ciertas estrategias de control que actúen de acuerdo a las capacidades de



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



cada operación unitaria, en este paso se detallaran los circuitos de control propuestos en este trabajo.

Estrategia de control en evaporadores.

El diseño de los evaporadores es del tipo inundado, en el cual el refrigerante se alimenta por la coraza; por lo que, se deben mantener a un cierto nivel de líquido en la coraza que cubra en su totalidad los tubos, al disminuir el nivel de estos se reduce la carga térmica, en este tipo de intercambiadores el control se recomienda a través de válvulas de expansión en el lado del refrigerante, con este criterio podemos determinar el control que se efectuará en los equipos de intercambio térmico:

En los equipos EA-502 A, EA-202 A, EA-205, EA-303, EA-312, EA-315, EA-804 y EA-520 se deberá mantener monitoreado y controlado el nivel de los intercambiadores a manera de asegurar un control de la carga térmica deseada en cada uno de los evaporadores, para cumplir lo anterior se hará uso de las válvulas de expansión que alimentan a dichos equipos. Cabe mencionar, que la alimentación de refrigerante será por la parte inferior de la coraza y la extracción del gas será por la parte superior. El siguiente esquema muestra el lazo de control:

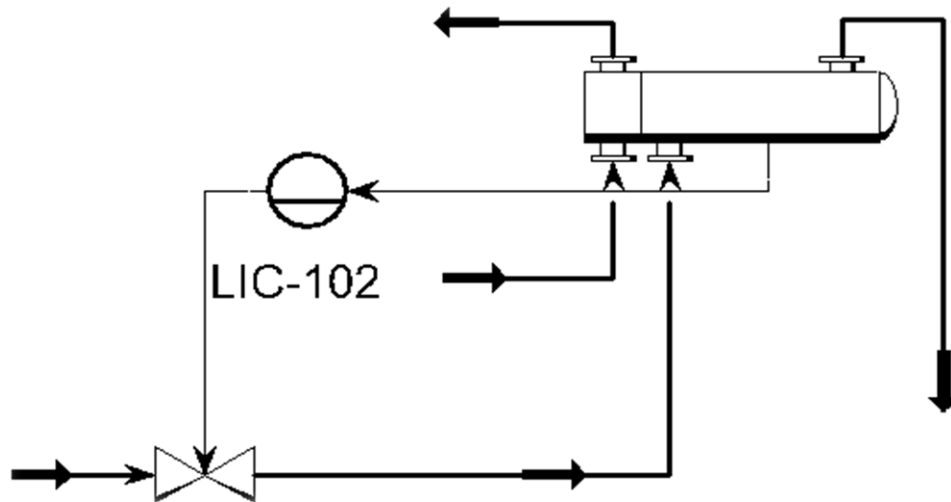


FIGURA 3.15: ESQUEMA DE LAZO DE CONTROL DE NIVEL EN EVAPORADORES.

Estrategia de control en el separador FA-507 y FA-511.

El separador FA-507 requerirá de tres lazos de control los cuales se describen a continuación:

- Lazo de control de nivel: los separadores de arrastre se consideran diseñados para almacenar el mínimo posible de líquido, se recomienda como máximo el nivel de 30.5 cm de la altura del tanque, para mantener esta condición se requiere monitorear el nivel en el tanque y controlarlo haciendo uso de una acción directa sobre la válvula a la salida del equipo, en este caso la válvula VLV-14.
- Lazo de control de flujo: para mantener el separador en condiciones especificadas el flujo de entrada deberá mantenerse constante, esto se logrará



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



haciendo uso de un control de flujo en la alimentación al recipiente, el tipo de acción será inversa sobre la válvula VLV-118.

- Lazo de control de presión: Al ser este un recipiente a presión se deberán mantener la presión estable para evitar presurizar de más el tanque y que se licue el vapor provocando así que aumente el nivel del líquido y se arrastre vapor hacia el compresor requerirá monitoreo de la presión en el tanque y una acción de control directa sobre la válvula VLV-101 que se encuentra a la salida del vapor.

El siguiente esquema muestra los tres lazos de control aplicados al separador FA-507.

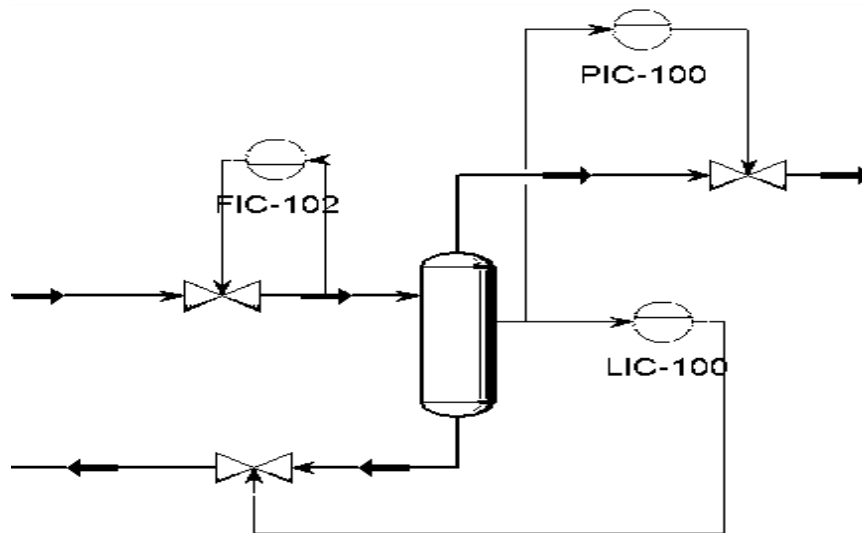


FIGURA 3.16: ESQUEMA DE LAZOS DE CONTROL EN EVAPORADORES.

Las estrategias aplicadas al separador FA-511 son similares a las utilizadas en el FA-507, se aplicará una acción de control inversa a la válvula que alimenta a este tanque y



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



se controlara el nivel a la salida del mismo con una acción de control directa, en tanto que la presión deberá ser controlada haciendo uso de la válvula VLV-109.

Control de flujo de recirculación.

Es altamente recomendable implementar una acción de control de flujo a la salida del economizador para garantizar que el flujo de recirculación al circuito de refrigeración sea el adecuado para alimentar a los usuarios y así cumplir con el servicio de enfriamiento, la acción de control inversa recaerá sobre la válvula VLV-110.

Control “anti-surge”.

Como se ha mencionado con anterioridad es imprescindible mantener la estabilidad en el compresor y evitar el “surge” en el equipo de compresión. Al modelar el compresor se obtuvo una curva para la velocidad de gobierno, la cual consta de una región de inestabilidad o zona de surge, dicha región se alcanza al disminuir el flujo volumétrico por debajo del mínimo permitido que a su vez disminuye la diferencial de presión a través del compresor; el objetivo del control “anti-surge” es mantener el flujo por encima del mínimo permitido recirculando cierto flujo de la descarga a la succión a través de un circuito “by pass” regulado por una válvula de control, la cual recibe una acción de control inversa.

El control en el compresor (GB-500) al constar de dos etapas se realizara con un control en cascada conformado por dos controladores, monitoreando el flujo a la succión en ambas etapas, el controlador primario o maestro se instalará a la succión de la primera etapa y recibirá señal de ajuste del controlador esclavo instalado a la succión de la



segunda etapa actuando sobre la válvula de “by-pass” VLV-113, así como se muestra en el siguiente esquema:

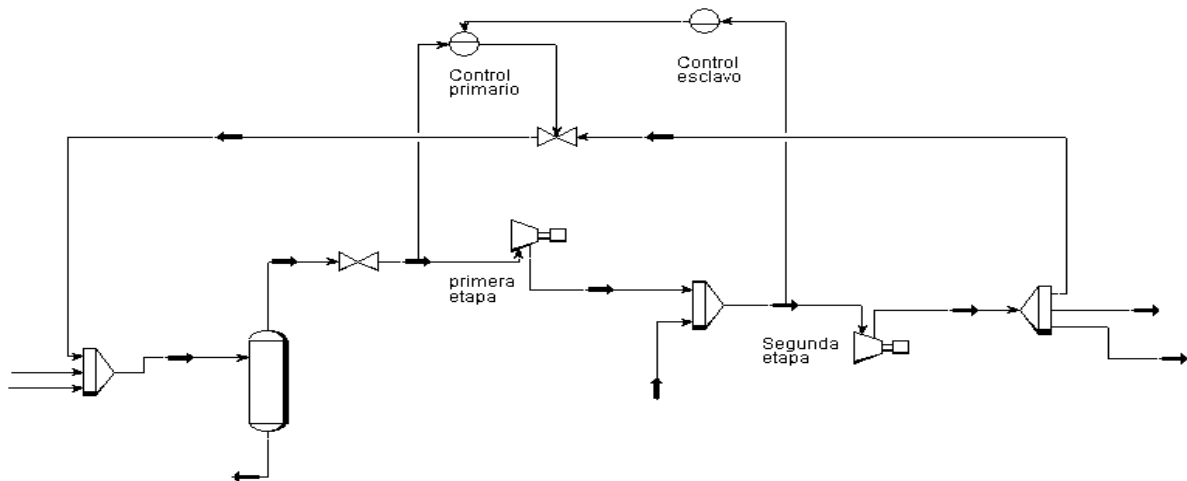


FIGURA 3.17: ESQUEMA DE LAZO DE CONTROL ANTI-SURGE.

3.2.7 PUNTO DE AJUSTE EN CONTROLADORES.

El punto de ajuste o *set point* es el valor al cual se desea mantener la variable controlada para satisfacer las necesidades del sistema, este se fija de acuerdo al tipo de variable que se esté controlando y a las características del equipo.

Punto de ajuste de nivel en separadores de arrastre.

Como se mencionó con anterioridad los separadores de arrastre o alimentadores de compresores, requieren mantener al mínimo el nivel de líquido para evitar que partículas o porciones de líquido se succionen en el compresor, un criterio usado en el diseño de



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



separadores es un volumen máximo equivalente a una altura de 30.5 cm del recipiente, por lo que es tomado este parámetro como el nivel máximo permitido en cada separador.

El simulador solo requiere el valor máximo y mínimo de la variable a controlar para fijar el punto de ajuste automáticamente, siendo así, una vez calculado el nivel máximo para cada separador asignamos como 0% el nivel mínimo.

De acuerdo al diseño original el diámetro del FA-507 es de 1.5 m, conformando un volumen de 5.124 m^3 , tomando el mismo diámetro pero solo la altura de 0.305 m que es la altura del nivel máximo obtenemos un volumen de 0.073 m^3 . El porcentaje que corresponde a este volumen es de 1.5 % del volumen total.

El volumen total correspondiente al FA-511 es de 2.036 m^3 con un diámetro de 1.2 m y la altura de 0.305 m obtenemos un volumen máximo de 0.345 m^3 , el cual corresponde a un 29 % del volumen total del tanque.

Punto de ajuste de presión en los separadores de arrastre.

El separador FA-507 opera a una presión de $0.34 \text{ kg/cm}^2\text{g}$, al ser este el valor necesario para satisfacer la alimentación del compresor, se fijará como presión máxima el valor deseado más un 50% del mismo (criterio recomendado en manuales de simulación ^[5]), obteniendo $0.51 \text{ kg/cm}^2\text{g}$ como valor máximo, en tanto que para fijar el valor mínimo restaremos al valor deseado un 50% del mismo, así obtenemos por presión mínima $0.17 \text{ kg/cm}^2\text{g}$.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Aplicando el mismo criterio al controlador de presión del MS-511 que opera a 5.302 kg/cm²g, resulta como presión máxima de 8 kg/cm²g y una presión mínima de 2.6 kg/cm²g.

Punto de ajuste de controladores de flujo en la alimentación a los separadores de arrastre.

El flujo normal alimentado al separador FA-507 es de 21953 kg/h, este debe ser considerado el manejado al 50% de la carrera de la válvula, por lo que el valor mínimo deberá ser de 0 kg/h al estar totalmente cerrada. El valor máximo corresponde al doble del flujo normal, es decir, 40000 kg/h aproximadamente.

El FA-511 es alimentado por un flujo másico de 8629 kg/h el cual corresponderá al 50 % del flujo manejado por la válvula de control, siendo de 15 000 kg/h el flujo máximo que alcanzará la carrera de la válvula.

Punto de ajuste en el control de nivel de evaporadores.

Como se mencionó en la estrategia de control planteada para los evaporadores de tipo inundado se requiere que el nivel del líquido alcance a cubrir en su totalidad los tubos, considerando que la geometría de cada evaporador está diseñada para alojar un 20 % de vapor del total del volumen del equipo, el 80 % restante del volumen total corresponderá al volumen ocupado por los tubos y el espaciamiento entre estos.

Se recomienda ajustar al 80 % el nivel como punto deseado para cada evaporador aunque el simulador ajustara el "set point" al valor permitido según la geometría del equipo lo permita.



Punto de ajuste en el control anti-surge.

Anteriormente se mencionó que el compresor tiene límites marcados en el manejo de flujo de alimentación, dichos límites ayudaran a fijar nuestro punto de ajuste. Dado que el flujo manejado por el compresor es de 8028 m³/h decidimos utilizar la curva de 10350 RPM como velocidad de gobierno, ya que esta permite un cierto rango de movilidad al compresor. Si nos ubicamos en dicha curva y la recorremos hacia la izquierda hasta alcanzar la curva de surge encontramos que el flujo mínimo para que el compresor no entre en inestabilidad es de 7284 kg/h, fijar este punto como flujo mínimo es un tanto riesgoso dado que existe una remota posibilidad de alcanzar inestabilidad y en dado caso dañar al compresor, por lo que damos un margen de precaución de 3% y recorremos el flujo mínimo a la derecha obteniendo para obtener un flujo mínimo de 7500 kg/h. el flujo máximo lo fijamos recorriendo la curva hacia la derecha dejando un margen para evitar alcanzar el punto final de dicha curva. El siguiente grafico describe lo anterior:

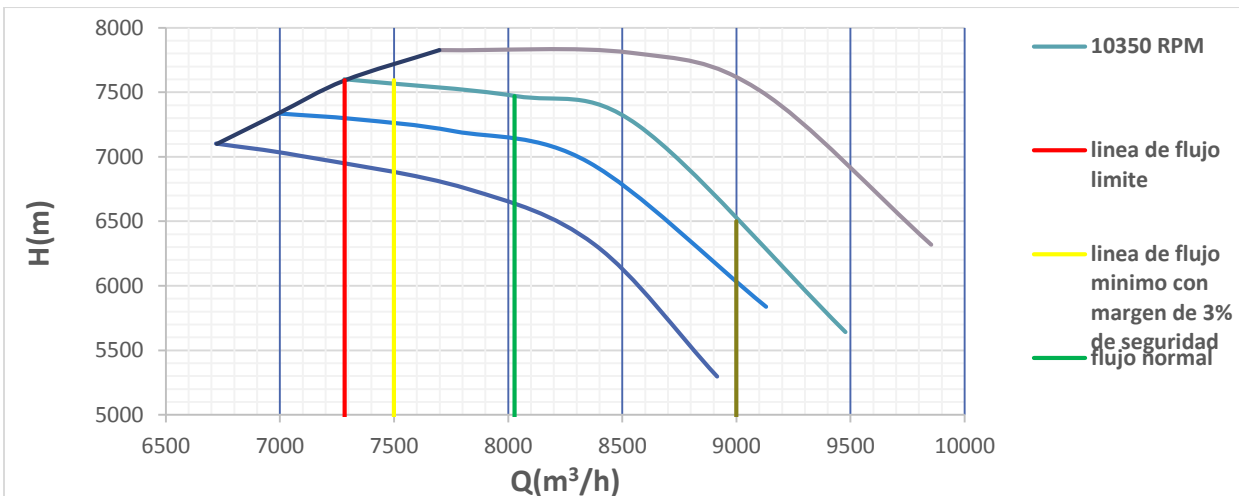


FIGURA 3.18: DELIMITACIÓN DE FLUJOS DE OPERABILIDAD EN LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN.



La segunda etapa maneja un flujo normal de 4219 kg/h y aplicando los mismos criterios que se aplicaron en la primera etapa se obtiene un flujo mínimo de 3565 kg/h, un flujo ajustado con un margen de 3% seguridad de 3750 kg/h y un flujo máximo de 4600 kg/h.

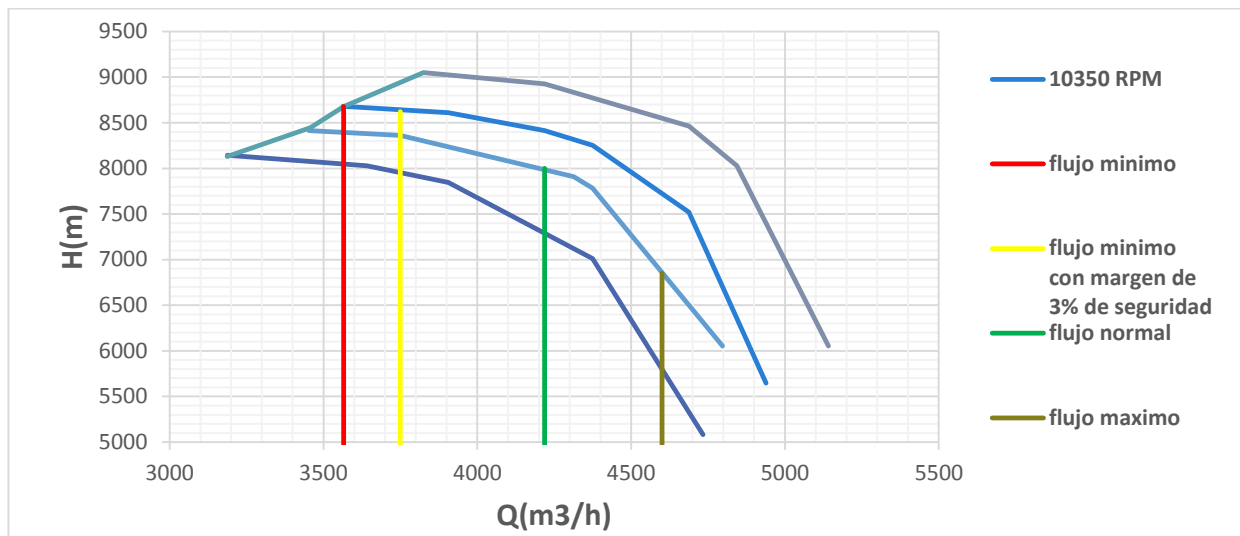


FIGURA 3.19: DELIMITACIÓN DE FLUJOS DE OPERATIVIDAD EN LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.

Punto de ajuste de controlador de flujo de recirculación.

El flujo que se debe recircular a los usuarios es de 30562 kg/h este deberá ser considerado el flujo proporcionado al 50 % de apertura de la válvula y fijar el doble de este flujo como flujo máximo al 100% de apertura, en tanto la válvula maneja flujo nulo al cierre total de esta.

Con esto se dan por establecidos los puntos de ajuste necesarios para cada controlador propuesto en el paso anterior. Dichos puntos de ajuste permitirán sintonizar cada lazo de control para alcanzar los valores deseados de la variable controlada.



3.2.8 SINTONIZACIÓN DE CONTROLADORES.

La función de un controlador es mantener en sintonía a la variable controlada con la señal de ajuste especificada previamente, superando las perturbaciones que tienden a modificar la variable controlada, la acción de un controlador se define como la relación de la señal de error y la señal actuante, dicha relación también es conocida como función de transferencia.

Existen tres tipos de acción de control:

Acción de control proporcional: presenta una salida proporcional al error que se caracteriza por ser de carácter lineal, la cual se define como ganancia o K_c . Ganancias grandes provocan oscilaciones y ganancias pequeñas representan un sistema lento.

Acción de control derivativa: la salida de esta acción es proporcional a la tasa de cambio del error. T_d Es la constante de esta acción, esta varía en proporción a la velocidad de cambio del error.

Acción de control derivativa: presenta una salida proporcional a la integral del error, T_i es la constante de este tipo de controladores.

Los controladores *PID* se ven integrados por las tres acciones anteriores y representan el tipo de controlador más usado en la industria dado que combinan las ventajas que ofrece cada acción, la sintonización de un controlador consiste en asignar valores a los parámetros de cada acción en función del tipo de respuesta que presente el proceso.

Existen variedad de métodos de sintonización, entre los cuales se encuentran métodos heurísticos y analíticos. Para el propósito que se requiere se utilizarán los métodos



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



heurísticos que presentan gran confiabilidad. Los parámetros siguientes son los recomendados para control PID en el manual de simulación dinámica de Hysys^[17]:

Variable a controlar	Kc	Ti (minutos)	Td (minutos)
Flujo	0.1	0.2	0
Nivel	2	10	0
Presión	2	2	0
Temperatura	1	20	0

TABLA 3.17: PARAMETROS PID RECOMENDADOS POR HYSYS.

En muchos casos los parámetros recomendados están sobrevalorados o no satisfacen una respuesta deseada, para esto se puede utilizar el “*autotuner*”, que es una función del simulador que permite obtener dichos parámetros de forma automática.^[17]

Sintonización de controladores PID en el separador FA-507 y FA-511.

La acción de sintonización se debe realizar por separado a la simulación completa del proceso, debido a que el proceso es un ciclo cerrado el mínimo cambio en alguna variable desestabilizará a las operaciones unitarias periféricas, provocando así errores en la sintonía de los controladores restantes.

Para sintonizar los lazos de control del separador FA-507 se realizan los siguientes pasos:

1. Instalación del separador y corrientes de alimentación, salida de líquido y salida de vapor. La composición en fracción mol para la alimentación es de 0.9987 de propileno y 0.0013 de propano, a las condiciones de 0.34 kg/cm²g y -40.8 °C.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



2. Insertar dimensiones del separador: el simulador requiere del volumen del separador para estimar el porcentaje de líquido que este almacenará con el paso del tiempo, se prececerá a suministrar el diámetro y altura especificados en el diseño original ($D=1.5m$ $L=2.9m$).
3. Dimensionamiento de válvulas de control: dado que el simulador no trabaja con diferenciales de presión igual a cero se asignan caídas de presión muy pequeñas para sea posible el dimensionamiento de estas.
4. Aplicando el asistente dinámico para revisar que se cumplan los requisitos para el paso a régimen dinámico, dando aceptar a las correcciones que este encuentre y posteriormente pasando al estado dinámico. Se revisan los resultados que arroje el simulador, se analizan y se aceptan en caso de proceder, con ello se da paso al estado dinámico.
5. Una vez en régimen dinámico se procede a instalar el controlador de flujo, estableciendo el flujo molar en la corriente 10 como variable de proceso, la cual alimenta al separador de refrigerante de baja presión, la válvula VLV-118 fungirá como elemento final de control, por último se ingresan los flujos mínimo y máximo.
6. En la sección de parámetros se busca la sección de "autotuner", seleccionando PI y arrancando el "autotuner" con el controlador en modo manual.
7. Una vez activada la función de auto sintonización se inicia el integrador y en un corto periodo de tiempo se obtienen los parámetros K_c y T_i para el controlador, cambiando el controlador de manual a automático.
8. Pausando el integrador e instalando el control de presión del tanque, seleccionando la variable a controlar que será la presión en el tanque, y como



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



elemento final de control utilizando la válvula de control VLV-101, por último se especifica el punto de ajuste.

9. Utilizando la herramienta "autotuner" y volviendo a correr el integrador y en un corto plazo este dará la ganancia y tiempo integral necesarias para sintonizar el controlador, cambiando a modo automático.
10. Para instalar el control de nivel solo se necesita ir a la sección de dinámica del separador y accionar el botón que agrega de forma automática el control de nivel con parámetros de sintoniza incluidos, solo se fija el punto de ajuste deseado.
11. Bastara con reiniciar el integrador y correrlo nuevamente para verificar que el separador opere de forma estable a los valores deseados.
12. Se realiza la misma secuencia para sintonizar los lazos de control del FA-511.

Los parámetros de sintonización para los lazos de control del separador FA-507 así como para el separador FA-511 que se obtuvieron en simulador son los siguientes:

Lazo de control	Kc	Ti (min)	Td (min)
LIC-100	1.8	0	0
PIC-100	2	2	0
FIC-100	0.29	0.01	0
LIC-101	1.8	0	0
FIC-101	0.02	0.01	0
PIC-101	2	2	0

TABLA 3.18: SINTONIZACIÓN DE CONTROLADORES PARA EL SEPARADOR FA-511.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Sintonía de lazos de control de nivel en evaporadores.

Para los controladores de nivel en evaporadores se utilizaron los parámetros recomendados por el manual del simulador dado que resulta complicado una prueba de sintonía debido a las restricciones que presenta la geometría del evaporador con respecto a los modelos a utilizar en el simulador. Asignamos valores de $K_c=2$ y $T_i=10$.

Sintonía en economizador FA-520 y controladores de flujo.

El lazo de control de temperatura en el economizador tiene como variable de proceso la temperatura a la salida del intercambiador, es decir la corriente 5, también tiene como elemento final de control la válvula VLV-111 y se sintoniza con los siguientes parámetros $K_c=0.331$ y $T_i=0.889$. Aunado a mejorar el control en el economizador se coloca un control extra de flujo en la corriente 3 para garantizar el flujo que alimentará ambos lados del intercambiador, dicho control utiliza una ganancia de 0.5 y un tiempo integral de 0.009 minutos. Por su parte el controlador de flujo de recirculación maneja una ganancia de 0.043 y un tiempo integral de 0.009 minutos.



Sintonización del lazo de control en el compresor.

Como se menciona anteriormente el lazo de control anti-surge cuenta con dos controladores, un controlador primario o maestro en la primera etapa y un controlador secundario en la segunda etapa, la señal de respuesta es enviada a la válvula VLV-113. Previo a la prueba de control, se añaden las curvas de operación en cada etapa, así como los parámetros de control que demarcan la curva de comportamiento calculada a la velocidad de gobierno para cada etapa.

Se nota que al intentar utilizar parámetros recomendados para el lazo de control *anti-surge* en el controlador nos encontramos con que resultaban insuficientes dichos parámetros para estabilizar el proceso de compresión, por lo que se optó por realizar una sintonización a prueba hasta obtener parámetros que brindaran mejores resultados, esto en base a los siguientes criterios ^[24]:

1. Incrementar la ganancia proporcional a partir de 1 hasta que se note que el error en la variable de salida decrece considerablemente.
2. Incrementar el tiempo integral en lapsos de 0.1 min hasta obtener estabilización o pequeñas oscilaciones en la variable de salida.
3. Incrementar los parámetros en igual cantidad al tiempo mismo que se prueba cada controlador.
4. Realizar tantas pruebas se requieran hasta encontrar estabilidad en el proceso.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



A continuación se muestra el avance obtenido en cada prueba realizada en el control anti-surge:

No. Prueba	Controlador	Kc	Ti	Estabilidad	Surge
1	K-100	1	0.1	No	Si
	K-101	1	0.1	No	Si
2	K-101	1.5	0.2	No	Si
	K-101	1.5	0.2	No	Si
3	K-100	2	0.3	No	Si
	K-101	2	0.3	No	Si
4	K-100	2.5	0.4	No	Si
	K-101	2.5	0.4	No	Si
5	K-100	3	0.5	oscila	No
	K-101	3	0.5	No	Si
6	K-100	3.5	0.6	Oscila	No
	K-101	3.5	0.6	Oscila	Si
7	K-100	4	0.7	Si	No
	K-101	4	0.7	Oscila	No
8	K-100	4.5	0.7	Si	No
	K-101	4.5	0.7	Si	No

TABLA 3.19: TEST DE SINTONIZACIÓN EN EL CONTROL ANTI-SURGE.

Con estas pruebas se da por sintonizado el lazo de control *anti-surge* que arroja buenos resultados en ambas etapas de compresión.



3.2.9 MONITOREO DEL PROCESO.

Una vez sintonizados los lazos de control se plantean los escenarios de simulación, prácticamente se aseguran dos escenarios, el escenario de arranque del compresor y el escenario de operación normal del paquete de refrigeración GR-500.

Caso de arranque del compresor.

Para el arranque del compresor se considera que el fluido refrigerante es alimentado al circuito conformado por el separador FA-507, posteriormente es succionado a la primera etapa de compresión GB-500-1, se mezcla con la realimentación inter-etapa, dicha mezcla es enviado a la segunda etapa de compresión GB-500-2, parte del fluido es recirculado a la válvula de control anti-surge VLV-113 y regresa nuevamente al separador.

Para el monitoreo del arranque activamos a modo automático los controladores de los lazos de control involucrados en el circuito, también puede apoyarse de gráficos que describan el comportamiento dinámico en ambas etapas, las variables a seguir serán la presión de succión y descarga y los flujos volumétricos en la alimentación de cada etapa.

Respuesta en la primera etapa caso de arranque.

Al paso de 30 minutos se observa satisfactoriamente que el compresor opera adecuadamente, con una ligera variación en el flujo volumétrico, el cual se atribuye a la recirculación, por la cual toma respuesta el control anti-surge. La masa recirculada equivale a 10.5 kgmol/h del total manejado por el circuito. La temperatura de succión varía de -39°C a -40.15°C . Las presiones prácticamente permanecen constantes en la



succión y a la descarga, se observa una ligera acumulación del 0.16% de volumen de líquido en el separador FA-507, el cual está por debajo del límite permisible. Se recircula 75.85 kgmol/h de líquido para ser evaporado y posteriormente retornar al ciclo. La siguiente grafica muestra el desempeño de la primera etapa:

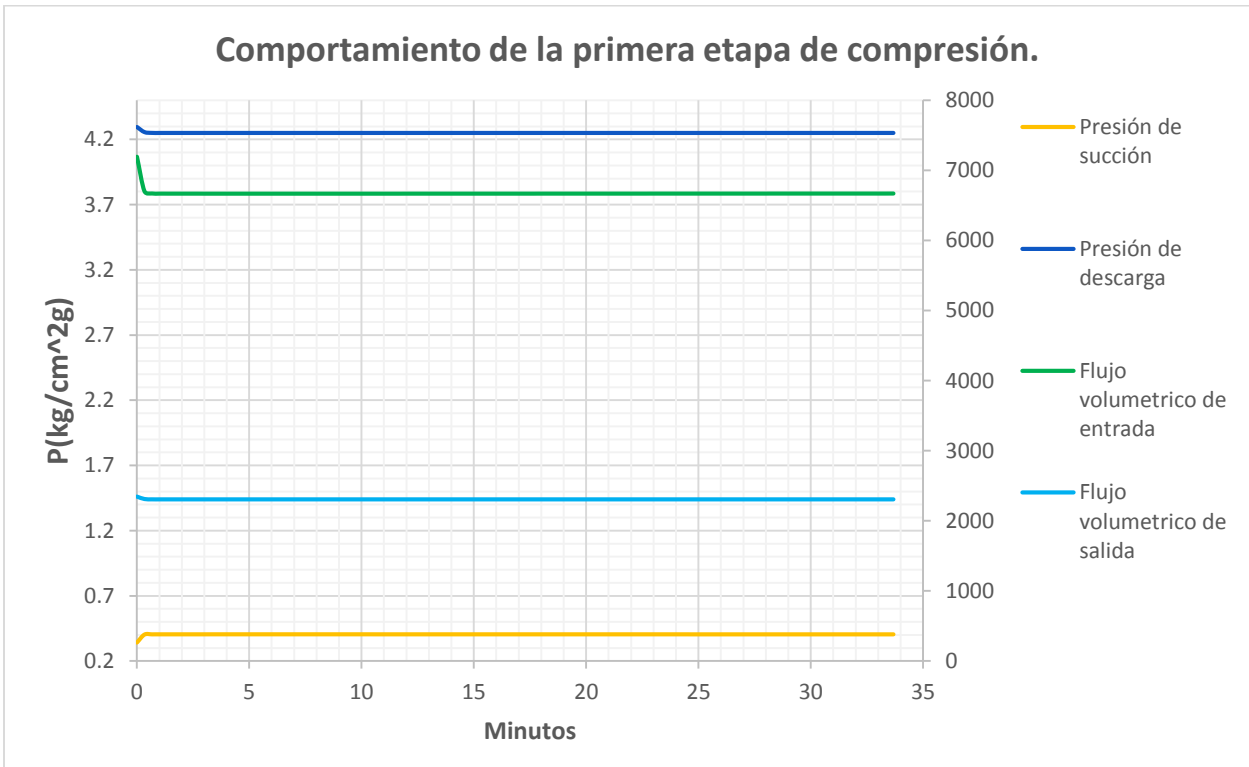


FIGURA 3.20: DESEMPEÑO DINÁMICO EN LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN PARA EL CASO DE ARRANQUE.

En cuanto a la segunda etapa se encuentran similares resultados, la presión de succión (4.25 kg/cm^2 g a 4.15 kg/cm^2) y descarga (17.52 kg/cm^2 g a 18.8 kg/cm^2) lucen estables, el flujo volumétrico disminuye tenuemente manteniéndose en los rangos deseados, el controlador maneja un tiempo de respuesta aceptable.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



La temperatura a la succión de la segunda etapa varía de 16°C a 18°C, lo cual representa un rango aceptable de acuerdo a los valores especificados en estado estático.

La gráfica 3.21 representa el desempeño del compresor en la segunda etapa:

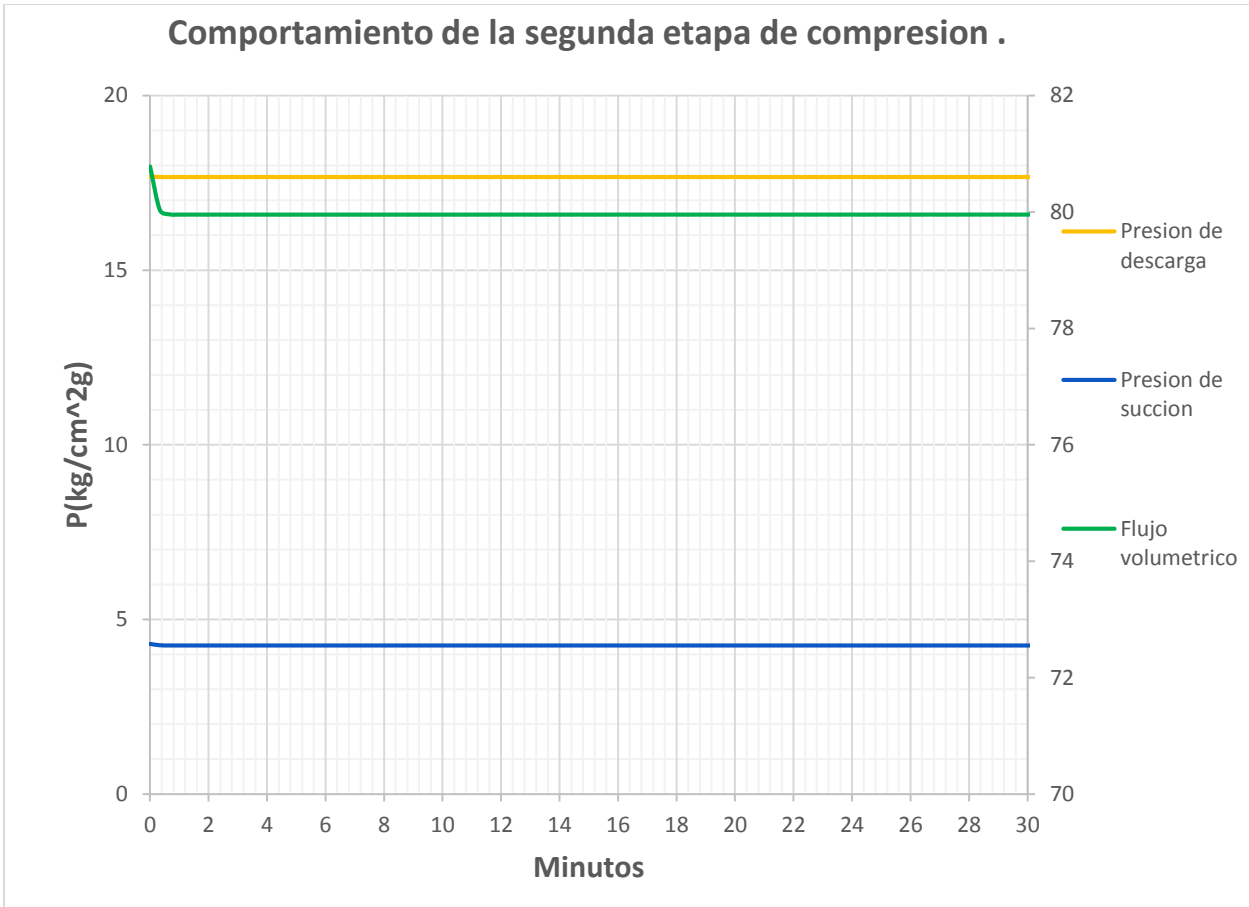


FIGURA 3.21: DESEMPEÑO DINÁMICO EN LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN PARA EL CASO DE ARRANQUE.



Caso de operación normal del paquete de refrigeración GR-500.

Se consideran condiciones normales las condiciones fijadas en el estado estático con base en el balance de masa y energía a una velocidad de gobierno de 10150 RPM; se consideran alcanzadas dichas condiciones cuando el sistema de refrigeración satisface el servicio de enfriamiento a los equipos de intercambio térmico en la parte de alta presión (EA-202 A, EA-205, EA-303, EA-312, EA-804) y al equipo térmico en la parte de baja presión (EA-502 A y EA-315).

El desempeño presentado a operación normal en el compresor está dentro de los rangos de estabilidad, pero se manejan presiones altas a la succión. En tanto que se mantiene el compresor alejado del "surge" las temperaturas crecen sustancialmente a lo largo de la etapa de compresión. Los siguientes gráficos muestran la respuesta en un periodo de tiempo de 60 minutos:

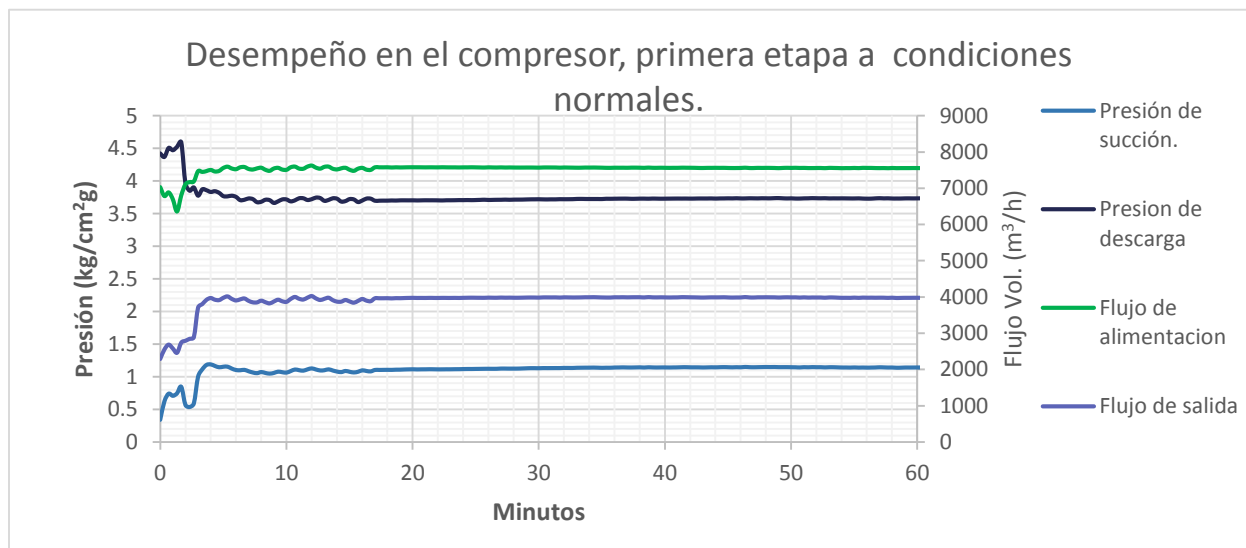


FIGURA 3.22: DESEMPEÑO DINÁMICO EN LA PRIMERA ETAPA A CONDICIONES NORMALES DE OPERACIÓN.



Al parecer la primera etapa alcanza estabilidad transcurridos 5 minutos, se aprecia una caída en ambas presiones; así como, un incremento en ambos flujos. En la figura 3.23 se observa el perfil de temperatura, este decrece sustancialmente al igual que la velocidad de gobierno, la capacidad manejada por el compresor se mantiene en el rango deseado para mantener alejado el equipo de la zona de surge.

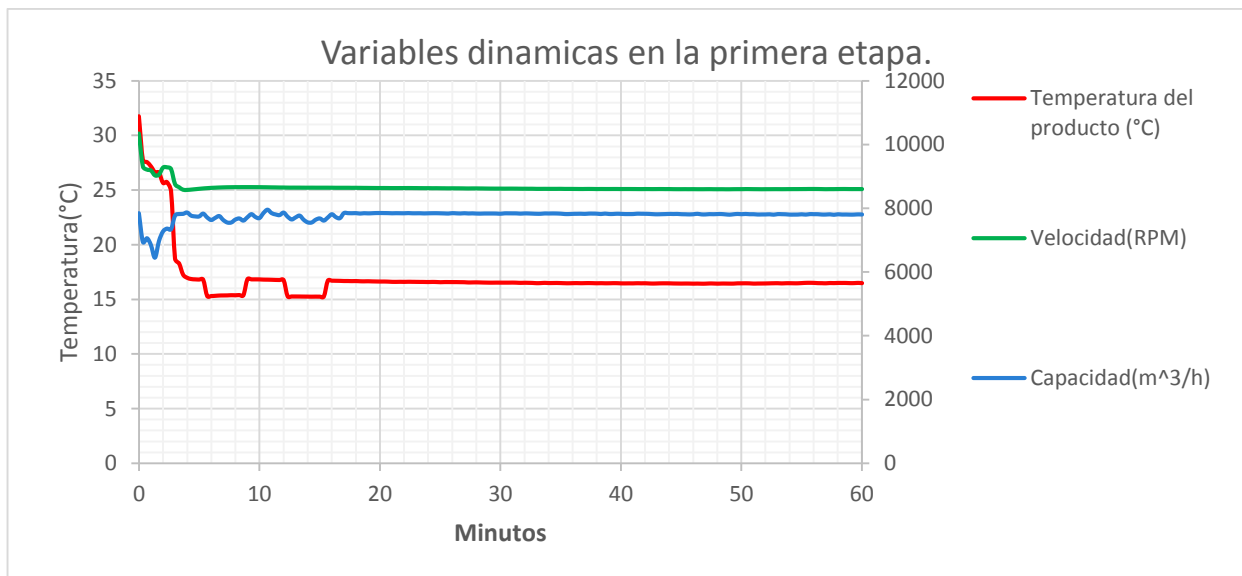


FIGURA 3. 23: COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA PRIMERA ETAPA DE COMPRESIÓN.

Si bien, también se alcanza la estabilidad en la segunda etapa, las condiciones en esta etapa se alejan de las condiciones deseadas dado que existe un ligero decrecimiento en ambas presiones, la presión de succión maneja rangos de 4.11 kg/cm²g a 3.7 kg/cm²g, en tanto que la presión a la descarga presenta presiones de 19.3 kg/cm²g a 16.4 kg/cm²g. Atribuido a esto el flujo manejado por la segunda etapa de compresión aumenta ligeramente de 4056 m³/h hasta estabilizarse en 4580 m³/h.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Las temperaturas registradas en la segunda etapa son variables, se alcanza una temperatura máxima de 101.7 °C y finalmente se estabiliza en 91.73 °C, dicha temperatura está dentro del rango establecido previamente. Las siguientes gráficas muestran lo aquí comentado:

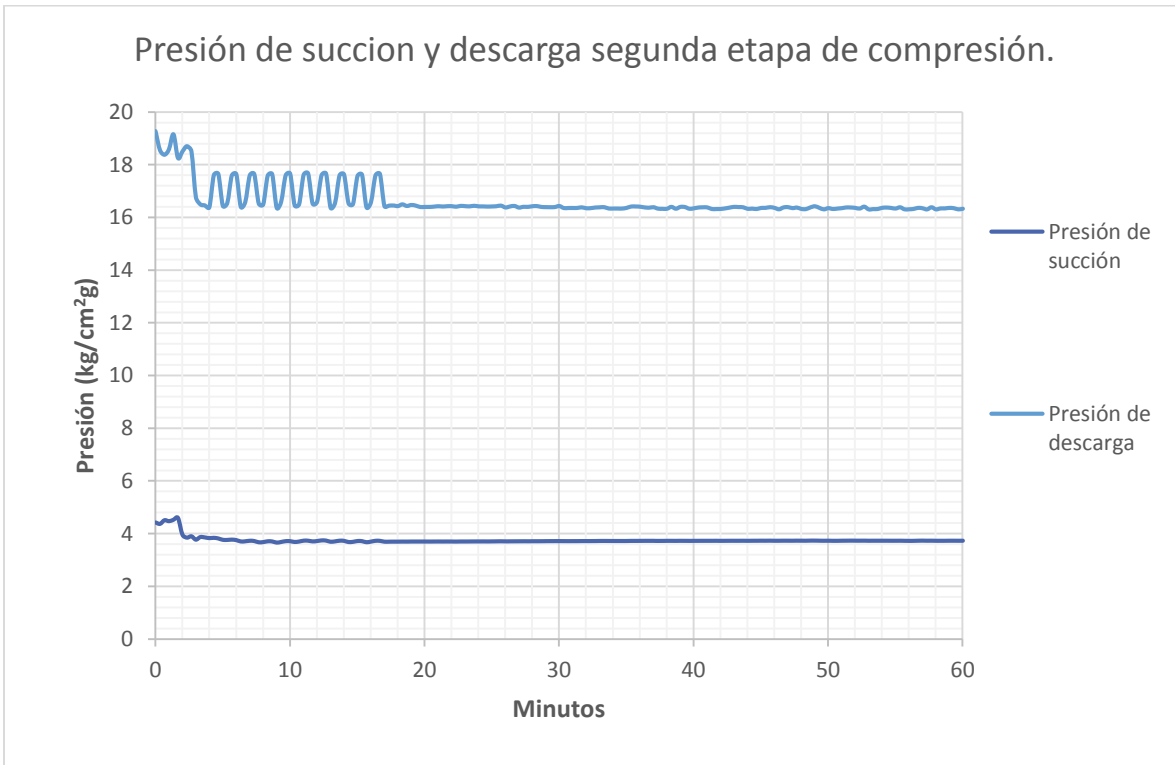


FIGURA 3.24: MONITOREO DE PRESIÓN DE SUCCIÓN Y DESCARGA EN LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.

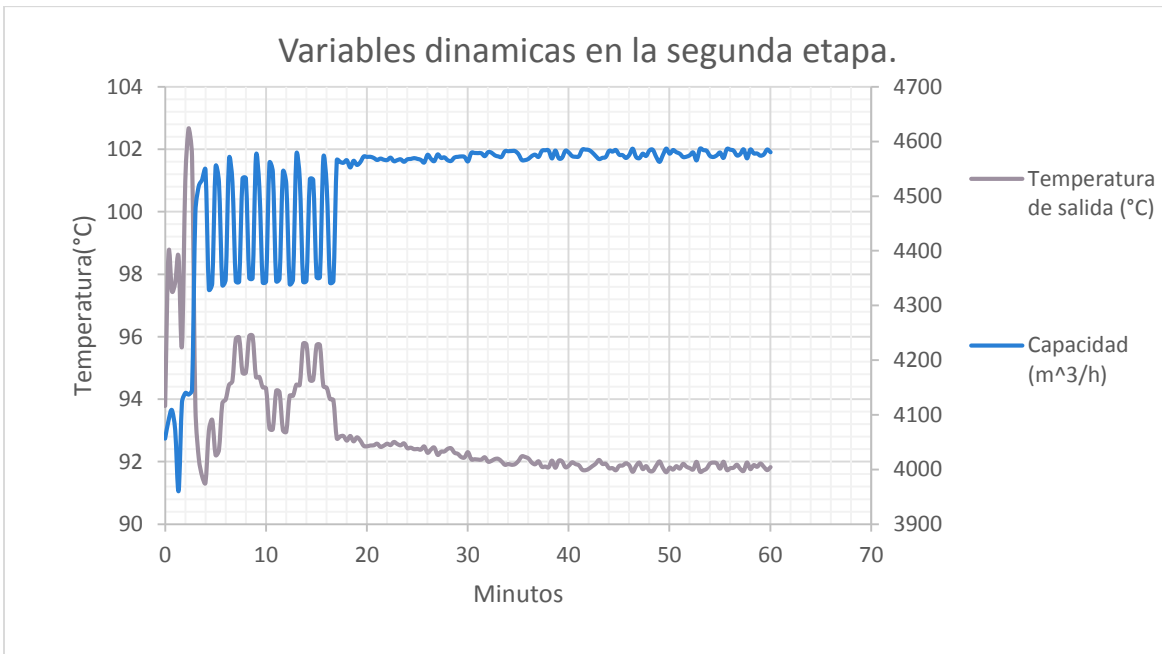


FIGURA 3.25: COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE LA SEGUNDA ETAPA DE COMPRESIÓN.

Respuesta en los usuarios de refrigerante de baja presión.

El equipo de intercambio térmico de baja presión presenta buena respuesta al manejar temperaturas de -38.3°C a -40.2°C en el evaporador EA-502 A. A su vez el intercambiador de venteos presenta temperaturas de -20°C a 10°C .

El separador que conecta a estos usuarios presenta una temperatura de -38°C y presiones de $0.34\text{ kg/cm}^2\text{ g}$ a $0.56\text{ kg/cm}^2\text{ g}$, aunado a esto el nivel que acumula de líquido es de 56%, el cual supera los límites establecidos. Se observan también fracciones de vaporización de 0.78 a 0.98 a la salida de los evaporadores.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Respuesta en los usuarios de refrigerante de alta presión.

Los evaporadores de propileno a alta presión presentan temperaturas variadas, por su parte los equipos EA-202 A, EA-205, EA-805 manejan rangos de temperaturas de 7°C a 18°C, dichas temperaturas superan a las requeridas en esta etapa.

El condensador de venteos EA-303 y el enfriador de recirculación EA-312 manejan temperaturas de 2.57 °C a 4.5°C, dichos equipos cumplen con suministrar el servicio requerido.

El separador que recibe el refrigerante de estos equipos presenta un exceso de acumulación de líquido en un 74% el cual supera el permitido. La presión manejada por el recipiente equivale a 5.33 kg/cm² g y opera a una temperatura de 2.54 °C.

El condensador de propileno EA-516 maneja una temperatura de entrada de 84.25°C y una temperatura de salida de 41.2 °C, la corriente de salida presenta una fracción de vaporización de 0.029 a una presión de 16.94 kg/cm² g.

El flujo recirculado a los usuarios varia de 613 kgmol/h a 712 kg mol a la temperatura de salida de los tubos de economizador EA-520 (36°C), así mismo, el economizador presenta temperaturas en el lado de la coraza de 2.59 °C a la entrada y 37.3 a la salida.

El flujo mayor manejado en el circuito, es decir el que va a través de la inter-etapa está en un rango de 843 kgmol/h a 946.5 kgmol/h. El tanque acumulador FA-510 presenta niveles de líquido del 7% al 20% del total del volumen del recipiente. Las condiciones manejadas en el acumulador son: una presión de 16.94 kg/cm²g y una temperatura de 43°C en promedio presentadas a lo largo del monitoreo.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



CAPÍTULO IV: ANÁLISIS DE RESULTADOS, RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES.

En este capítulo se analizan los resultados obtenidos a partir de la metodología presentada en el capítulo anterior, exponiendo algunas limitaciones que se presentaron a lo largo del desarrollo de la misma. Con base en los resultados obtenidos se proponen ciertas recomendaciones para mejorar el trabajo, así como sugerencias que se podrían adaptar particularmente al caso de estudio. Por último se exponen las conclusiones generadas con base en los objetivos planteados al comienzo del proyecto.

Si bien, los resultados al arranque del compresor fueron satisfactorios, la problemática de la operación del proceso a condiciones normales no fue del todo resuelta, en este punto se compara la respuesta obtenida en la simulación con la respuesta deseada en cada operación unitaria, también se analiza si las estrategias planteadas son las adecuadas.

Análisis del equipo de compresión.

Se realizó una prueba previa al implementar el sistema de control para ver el comportamiento actual del compresor, los resultados fueron los esperados, dado que al no existir control alguno en el flujo de alimentación al compresor; este optaría por entrar en zona de inestabilidad presentado “surge” en posteriores instantes a su arranque. El siguiente gráfico muestra el tiempo transcurrido para que el compresor detenga su operación por inversión del flujo al igualarse las presiones de succión y descarga:



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA

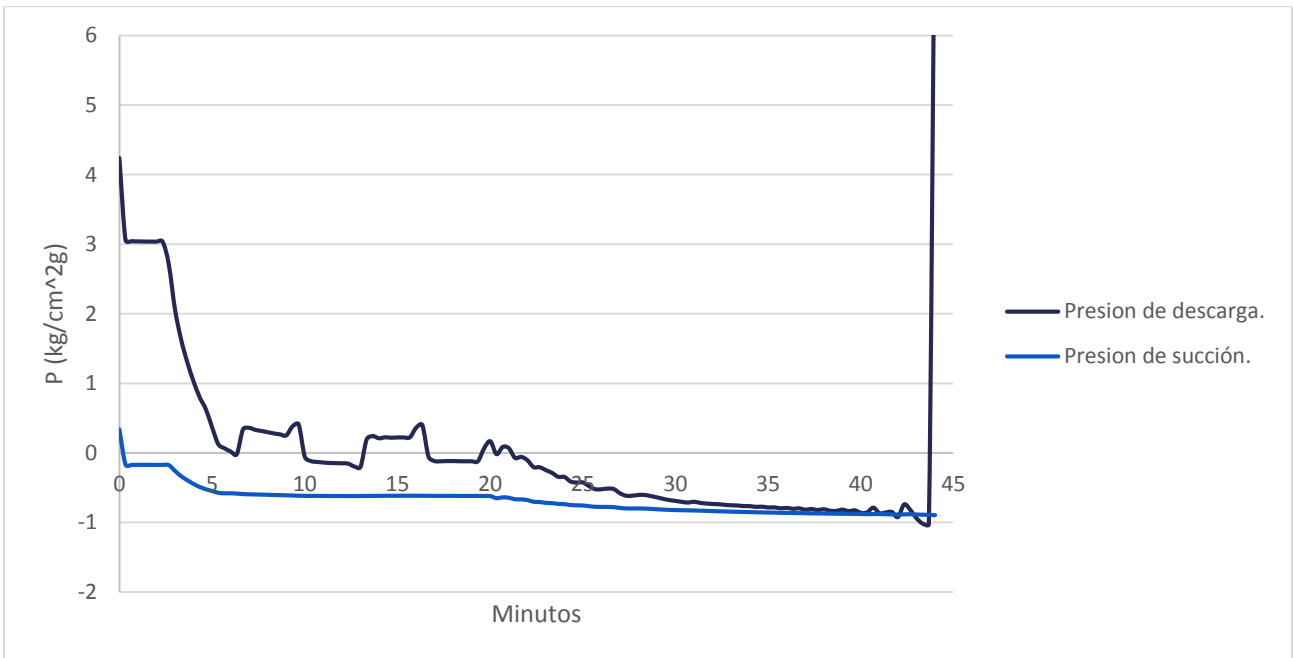


FIGURA 4.1: COMPORTAMIENTO DEL COMPRESOR GB-500 EN OPERACIÓN MANUAL.

Dicha problemática encontró solución con el implemento del control anti-surge, este proporcionó estabilidad en ambas etapas del compresor, la tabla 4.1 muestra una comparación entre las propiedades dinámicas esperadas y las obtenidas mediante la simulación:



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



		Propiedad	Planteada	Promedio Simulada
1ra Etapa	Succión	Presión (kg/cm ² g)	0.34	0.54
		Capacidad (m ³ /h)	8028	7814
		Temperatura (°C)	-41.13	-38
	Descarga	Presión (kg/cm ² g)	4.11	3.72
		Capacidad (m ³ /h)	8028	7814
		Temperatura (°C)	30.77	16.5
2da Etapa	Succión	Presión (kg/cm ² g)	4.11	3.72
		Capacidad (m ³ /h)	4222	4579
		Temperatura (°C)	16.61	14.5
	Descarga	Presión (kg/cm ² g)	18.63	16.4
		Capacidad (m ³ /h)	4222	4579
		Temperatura (°C)	93.3	91.83

TABLA 4.1: COMPARACIÓN DE VARIABLES DINÁMICAS DEL COMPRESOR GB-500.

Dado que la sintonización en el compresor se realizó a ensayo y error podemos considerar que nuestros resultados son aceptables, dejando claro que la aplicación de un método riguroso de sintonización podría mejorar los resultados considerablemente. Aun así, se logró implementar un control que mantenga en condiciones estables de operación al compresor.

Análisis de los usuarios.

Como se mencionó anteriormente sólo dos equipos de intercambio térmico mantienen las condiciones deseadas, ambos equipos integran los usuarios de propileno de alta presión. El condensador de venteos EA-303 y el enfriador de recirculación EA-312 proporcionan la carga térmica requerida para prestar el servicio especificado. En tanto que los usuarios restantes presentan notables incrementos en las temperaturas que cada uno maneja. Debemos de reconocer que el control en estos usuarios fue impreciso al no



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



contar con la suficiente información de diseño para implementar un control de nivel adecuado; por lo tanto, se debe considerar el realizar un análisis riguroso, en el diseño de estos mismos. También se presentan pequeñas trazas de líquido a la salida en algunos de los evaporadores, esto ocasiona que se maneje mayor cantidad de líquido en los acumuladores receptores.

Análisis de los separadores FA-507, FA-511 y acumulador FA-510.

Ambos separadores FA-507 y FA-511 presentaron nivel de líquido por encima del permitido, manejando rangos de 25% a 56% de líquido en cada separador, como se planteó previamente, el diseño en ambos recipientes resulta insuficiente para prestar el servicio al compresor. Por su parte el acumulador FA-510 presenta un sobre diseño al manejar niveles máximos de 7% de líquido al tiempo de residencia especificado, como se mencionó en la etapa de dimensionamiento de equipo es necesario considerar el rediseño de este tanque para asegurar niveles adecuado para el correcto balance de líquido requerido.

4.1 RECOMENDACIONES.

Tomando en cuenta el estudio realizado en este trabajo se puntualizan algunas recomendaciones para solventar parte de la problemática presentada en el capítulo dos, previo a esto se mencionan algunas limitaciones que se sufrieron durante el desarrollo del presente trabajo.

Se debe mencionar que una simulación de procesos es más exacta a medida que la información que se suministra para la realización de esta es adecuada, en muchos de los casos la información necesaria se calculó considerando criterios de diseño, como lo



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



es el caso de las válvulas de control, incluyendo la válvula de control anti-surge, dado que se prescindía de dicha información.

Se recomienda el uso de herramientas de diseño de evaporadores de tipo inundado, los cuales presentan características especiales en las que depende en si el control del nivel en estos equipos, dichas características involucran principalmente la geometría de la coraza, para los evaporadores tipo TEMA BKU horizontales también conocidos como hervidores se requiere de un diseño extra de la coraza para que cálculo del nivel de líquido sea el indicado, para esto existen herramientas de diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza, las cuales pueden mejorar sustancialmente el modelado de dichos equipos, dando un preciso control por nivel en estos.

En cuanto al lazo de control anti-surge también se presentaron algunas limitaciones para la simulación, dado que en el modelado del compresor se utilizó una determinada velocidad de gobierno delimitando a un rango la operación del mismo, esto debido a que el controlador trabaja con una sola curva de flujo.

Debido a que no se contaba con información técnica de la turbina de vapor el control de la presión a la succión de compresor se delimitó a ser la manejada por el separador de arrastre FA-507, el control de la diferencial de presión debería considerarse a través de un lazo de control que monitoree la presión a la succión y descarga del compresor y actué sobre el flujo de vapor suministrado por la turbina.

Si bien el “tuning” o sintonización de controladores se llevó a cabo bajo parámetros heurísticos y en algunos casos con ayuda de la herramienta auto-tuner del simulador,



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



podría convenir utilizar métodos de sintonización analíticos para analizar los resultados y determinar sus ventajas.

Por último, cabe mencionar que siempre es altamente recomendable validar una simulación con datos reales del proceso en tanto sea posible, para este trabajo sólo se comparó con el balance de masa y energía de diseño pues la información disponible fue limitada.

En relación a lo comentado, se generan las siguientes recomendaciones y/o propuestas:

- Controlar la presión a la alimentación del compresor por medio de un lazo de control implementado en el flujo de vapor que se suministra a la turbina.
- Implementar un control por nivel en la etapa de evaporación utilizando las características reales de cada intercambiador. El control de temperatura a la corriente de salida en el economizador FA-520 se implementó en la alimentación en la coraza y no como un control en el nivel de líquido dado las limitaciones antes mencionadas, resultaría conveniente el diseño riguroso del economizador y controlar el nivel señalado con la finalidad de verificar sus ventajas.
- Establecer controladores de flujo extras en cada recirculación presentada en el proceso para mantener dichos flujo en estabilidad y evitar acumulaciones excesivas en separadores e intercambiadores.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



4.3 CONCLUSIONES.

Si bien los resultados obtenidos varían con respecto de los esperados, las limitaciones de información del sistema real obligan a dar por concluido este trabajo.

El desarrollo de este trabajo genera una referencia en el análisis de sistemas de refrigeración para casos similares y representa un material de apoyo para aquellos que comienzan a incursionar en materia de simulación dinámica. Durante el desarrollo del trabajo, se pudo apreciar que realizar la simulación dinámica de un sistema nuevo o existente implica obtener un mayor conocimiento de las especialidades de control e instrumentación, de los principios de operación de los equipos involucrados, de los criterios de diseño de equipos y para el caso de sistemas existentes la disponibilidad de información de los equipos e instrumentos es vital para obtener resultados y conclusiones precisas.

También se concluye que la simulación en estado dinámico de un proceso previo a su arranque es muy valiosa en la elaboración de mejores procedimientos de operación del sistema, pues permite identificar y anticipar las problemáticas que se pueden presentar.

Por su parte, las operaciones unitarias empleadas en este sistema de refrigeración son comunes a todos los sistemas de refrigeración, por lo que los conceptos y criterios empleados en este trabajo pueden aplicarse en forma genérica con las particularidades del sistema que se desee trabajar. La etapa de compresión representó la mayor oportunidad de aprendizaje, pues reproducir su comportamiento empleando la simulación dinámica implicó una investigación más completa sobre sus principios de operación. Es por esto que versiones más recientes del simulador presentan nuevas



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



funciones para monitorear el desempeño de compresores centrífugos en estado dinámico.

Con este trabajo se pudo también apreciar que para lograr la operación estable de un compresor es vital disponer de los controles conformados por transmisores, controladores y válvulas, para obtener la información necesaria, así como un sistema de protección del equipo (anti-surge).



ANEXOS



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



ANEXO A:

HOJAS DE DATOS DE EQUIPO DE INTERCAMBIO TÉRMICO.



EQUIPO DE PROCESO: EA-315

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA

SALIDA

ENTRADA

SALIDA

14	Corriente	vapor from EA-313	Corriente	vapor de salida	Corriente	20a	Corriente	26
15	Proviene de		Proviene de		Proviene de	VLV-107	Proviene de	MIX-107
16	Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	Valve	Tipo de operación	Mixer
17	Temperatura	38.00 C	Temperatura	-20.00 C	Temperatura	-40.41 C	Temperatura	-40.80 C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor:

Coefficiente de transferencia de calor : 187 [kJ/h-m²-C]

22	DeltaP lado de los tubos:	1.000e-002 kg/cm2	DeltaP lado de la coraza:	3.000e-002 kg/cm2	Área de tranferencia.	7.47 m2
23	UA:	1.127e+004 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04		

DATOS LADO DE LOS TUBOS

DATOS LADO DE LA CORAZA

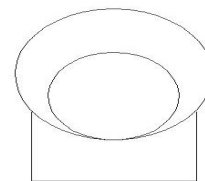
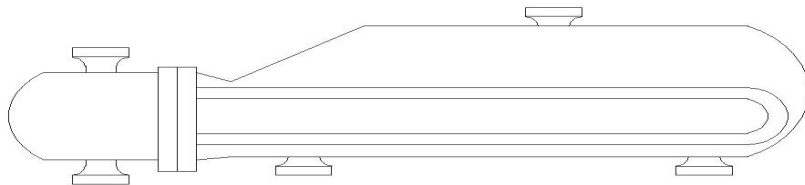
26	Caida de presión	0.01 kg/cm2	Caida de presión	0.03 kg/cm2
27	Factor por ensuciamiento	1.0755e-004 C-h-m ² /kJ *	Factor por ensuciamiento	4.7801e-005 C-h-m ² /kJ *
28	Longitud de tubo	1.80 m *	Pasos por la coraza	1
29	O.D.	25.40 mm *	Series	1
30	Espesor	2.1100 mm *	Flujo paralelo	1
31	Pitch	32.0000 mm *	Tipo de baffle	Single
32	Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
33	Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
34	Número de tubos	52 *	Espaciamiento entre baffles	800.0000 mm
35	Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	825.0000 mm *
36	TIPO TEMA	B KU	Área	7.47 m2

ESPECIFICACIONES

39	Variable especificada	Valor actual	Activo	Estimado		
40	EA-315 Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	-1.369e-015 Mkcal/h	-1.176e-014	On	Off
41	EA-315 UA	---	1.127e+004 kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKU



EQUIPO DE PROCESO: EA-202A

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA		SALIDA		ENTRADA		SALIDA	
Corriente	EDT	Corriente	EDT1	Corriente	12a	Corriente	22
Proviene de		Proviene de		Proviene de		Proviene de	
Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	
Temperatura	38.00 C	Temperatura	10.00 C	Temperatura	2.92 C	Temperatura	2.4°C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor: Coeficiente de transferencia de calor : 2188 [kJ/h-m²-C]

DeltaP lado de los tubos:	1.000e-001 kg/cm ²	DeltaP lado de la coraza:	9.841e-002 kg/cm ²	Área de tranferencia:	189.1m ²
UA:	1.317e+005 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04		

DATOS LADO DE LOS TUBOS

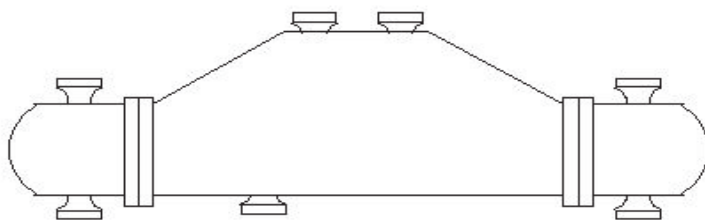
DATOS LADO DE LA CORAZA

	---		---
Caida de presión	0.10 kg/cm ²	Caida de presión	0.10 kg/cm ²
Factor por ensuciamiento		Factor por ensuciamiento	
Longitud de tubo	5 m *	Pasos por la coraza	1
O.D.	25.40 mm *	Series	1
Espesor	2.00 mm *	Flujo paralelo	1
Pitch	26.0000 mm *	Tipo de baffle	Single
Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
Número de tubos	602	Espaciamiento entre baffles	800.0000 mm
Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	745.2237 mm
TIPO TEMA	B KM	Área	189.1 m ² *

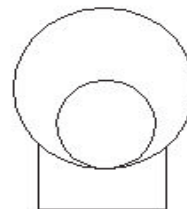
ESPECIFICACIONES

	Variable especificada	Valor actual		Activo	Estimado
EA-202A Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	1.446e-016 Mkcal/h	2.603e-014	On	Off
EA-202A UA	---	1.317e+005 kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKM



EQUIPO DE PROCESO: EA-205

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA

SALIDA

ENTRADA

SALIDA

14	Corriente	SOLVENTE1	Corriente	SOLVENTE2	Corriente	14a	Corriente	23
15	Proviene de		Proviene de		Proviene de	VLV-104	Proviene de	MIX-103
16	Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	Valve	Tipo de operación	Mixer
17	Temperatura	38.00 C	Temperatura	13.00 C	Temperatura	2.92°C	Temperatura	2.40 C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor: Coeficiente de transferencia de calor : 491.6 [kJ/h-m²-C]

DeltaP lado de los tubos: 1.000e-001 kg/cm² DeltaP lado de la coraza: 9.9841e-002 kg/cm² Área de tranferencia. 15.08 m²

UA: 2.946e+004 kJ/C-h Tolerancia: 1.0000e-04

DATOS LADO DE LOS TUBOS

DATOS LADO DE LA CORAZA

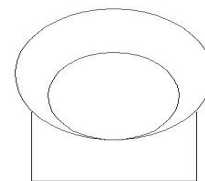
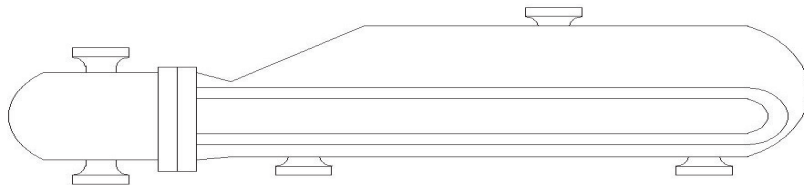
26	Caida de presión	0.10 kg/cm ²	Caida de presión	0.10 kg/cm ²
27	Factor por ensuciamiento	1.1950e-004 C-h-m ² /kJ *	Factor por ensuciamiento	4.7801e-005 C-h-m ² /kJ *
28	Longitud de tubo	3.0 m *	Pasos por la coraza	1
29	O.D.	20.0 mm *	Series	1
30	Espesor	2.1100 mm *	Flujo paralelo	1
31	Pitch	26.0000 mm *	Tipo de baffle	Single
32	Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
33	Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
34	Número de tubos	80 *	Espaciamiento entre baffles	800.0000 mm
35	Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	287.8055 mm *
36	TIPO TEMA	B KU	Área	15.08 m ²

ESPECIFICACIONES

	Variable especificada	Valor actual	Activo	Estimado		
40	EA-205 Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	-1.46e-016 Mkcal/h	-1.176e-014	On	Off
41	EA-205 UA	---	2.946e+004 kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKU



EQUIPO DE PROCESO: EA-312A

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA		SALIDA		ENTRADA		SALIDA	
Corriente	ChlorinatedHC's	Corriente	ChlorinatedHC's1	Corriente	18a	Corriente	28
Proviene de		Proviene de		Proviene de		Proviene de	
ChlorinatedHC's		ChlorinatedHC's1		VLV-106		MIX-105	
Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	
ChlorinatedHC's		ChlorinatedHC's1		Valve		Mixer	
Temperatura	8.00 C	Temperatura	7.00 C	Temperatura	2.92 C	Temperatura	2.4°C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor:		Coeficiente de transferencia de calor :		273 [kJ/h-m ² -C]	
DeltaP lado de los tubos:	0.5000 kg/cm ²	DeltaP lado de la coraza:	9.841e-002 kg/cm ²	Área de tranferencia:	6.79m ²
UA:	1.642e+004 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04		

DATOS LADO DE LOS TUBOS

DATOS LADO DE LA CORAZA

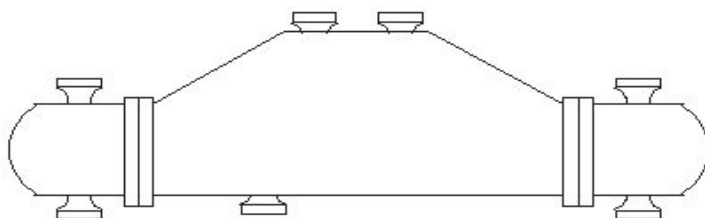
DATOS LADO DE LOS TUBOS		DATOS LADO DE LA CORAZA	

Caida de presión	0.50 kg/cm ²	Caida de presión	0.10 kg/cm ²
Factor por ensuciamiento	4.7801e-005°C-h-m ² /Kj	Factor por ensuciamiento	4.7801e-005°C-h-m ² /Kj
Longitud de tubo	3.0m *	Pasos por la coraza	1
O.D.	20 mm *	Serie	1
Espesor	2.00 mm *	Flujo paralelo	1
Pitch	26.0000 mm *	Tipo de baffle	Single
Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
Número de tubos	36 *	Espaciamiento entre baffles	800.0000 mm
Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	2014269.0000 mm *
TIPO TEMA	B KM	Área	6.79 m ²

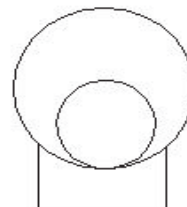
ESPECIFICACIONES

	Variable especificada	Valor actual		Activo	Estimado
EA-312 Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	7.642e-017 Mkcal/h	4.058e-015	On	Off
EA-312 UA	---	1.642e+004 kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKM



EQUIPO DE PROCESO: EA-303

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA

SALIDA

ENTRADA

SALIDA

14	Corriente	ChlorideHC	Corriente	ChlorideHC1	Corriente	16a	Corriente	24
15	Proviene de		Proviene de		Proviene de	VLV-105	Proviene de	MIX-104
16	Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	Valve	Tipo de operación	Mixer
17	Temperatura	78.00 C	Temperatura	43.00 C	Temperatura	2.92 C	Temperatura	2.4°C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor: Coeficiente de transferencia de calor : 13.37 [kJ/h-m²-C]

22	DeltaP lado de los tubos:	1.900e-002 kg/cm2	DeltaP lado de la coraza:	9.841e-002 kg/cm2	Área de tranferencia:	5.28m2
23	UA:	803.5 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04		

DATOS LADO DE LOS TUBOS

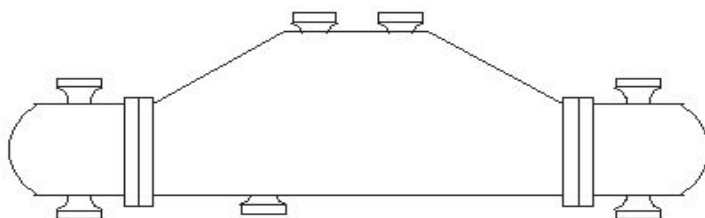
DATOS LADO DE LA CORAZA

26	Caida de presión	0.02 kg/cm2	Caida de presión	0.10 kg/cm2
27	Factor por ensuciamiento	4.7801e-005 C-h-m2/kJ	Factor por ensuciamiento	4.7801e-005 C-h-m2/kJ
28	Longitud de tubo	2 m *	Pasos por la coraza	1
29	O.D.	20 mm *	Series	1
30	Espesor	2.00 mm *	Flujo paralelo	1
31	Pitch	26.0000 mm *	Tipo de baffle	Single
32	Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
33	Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
34	Número de tubos	42 *	Espaciamiento entre baffles	800.0000 mm
35	Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	215.5308 mm
36	TIPO TEMA	B KM	Área	5.28 m2 *

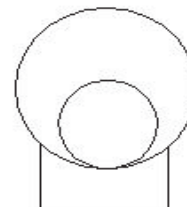
ESPECIFICACIONES

39	Variable especificada	Valor actual	Activo	Estimado		
40	EA-303 Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	-1.528e-018 Mkcal/h	-1.422e-016	On	Off
41	EA-303 UA	---	803.5 kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKM



EQUIPO DE PROCESO: EA-502A

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA		SALIDA		ENTRADA		SALIDA	
Corriente	HCL	Corriente	HCL1	Corriente	8	Corriente	9
Proviene de		Proviene de		Proviene de		Proviene de	
Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	
Temperatura	-36.00 C	Temperatura	-36.00 C	Temperatura	-40.92 C	Temperatura	-40.92 C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor:		Coeficiente de transferencia de calor :		2.76 [kJ/h-m2-C]	
DeltaP lado de los tubos:	7.000e-002 kg/cm2	DeltaP lado de la coraza:	3.000e-002 kg/cm2	Área de tranferencia.	110.18 m2
UA:	1.309e+006 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04		

DATOS LADO DE LOS TUBOS

DATOS LADO DE LA CORAZA

DATOS LADO DE LOS TUBOS		DATOS LADO DE LA CORAZA	

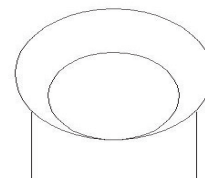
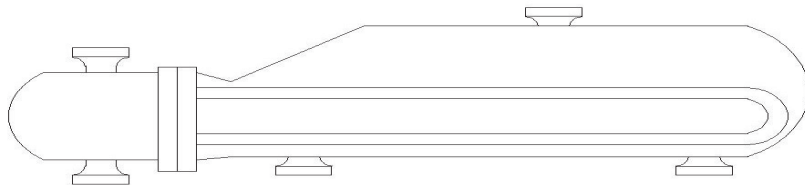
Caida de presión	0.07 kg/cm2	Caida de presión	0.00 kg/cm2
Factor por ensuciamiento	5.0191e-005 C-h-m2/kJ	Factor por ensuciamiento	5.0191e-005 C-h-m2/kJ
Longitud de tubo	6.10 m *	Pasos por la coraza	1
O.D.	19.05 mm *	Series	1
Espesor	2.1100 mm *	Flujo paralelo	1
Pitch	25.0000 mm *	Tipo de baffle	Single
Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
Número de tubos	302	Espaciamiento entre baffles	997.5000 mm
Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	515.6279 mm *
TIPO TEMA	B KU	Área	110.18 m2

ESPECIFICACIONES

	Variable especificada	Valor actual		Activo	Estimado
EA-502 Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	1.792e-013 Mkcal/h	-1.164e-013	On	Off
EA-502 UA	---	1.309e+006kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKU



EQUIPO DE PROCESO: EA-804

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA

SALIDA

ENTRADA

SALIDA

14	Corriente	Chlorinate+steam	Corriente	Chlorinated+steamout	Corriente	21a	Corriente	27
15	Proviene de		Proviene de		Proviene de		Proviene de	
16	Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	
17	Temperatura	38.00 C	Temperatura	15.00 C	Temperatura	2.92 C	Temperatura	2.4°C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor: Coeficiente de transferencia de calor : 18.31 [kJ/h-m²-C]

22	DeltaP lado de los tubos:	6.000e-002 kg/cm2	DeltaP lado de la coraza:	9.841e-002 kg/cm2	Área de tranferencia:	3.5m2
23	UA:	2711 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04		

DATOS LADO DE LOS TUBOS

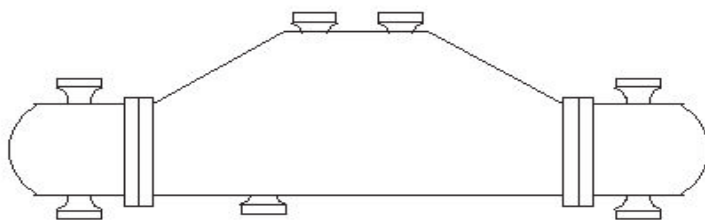
DATOS LADO DE LA CORAZA

26	Caida de presión	0.06 kg/cm2	Caida de presión	0.10 kg/cm2
27	Factor por ensuciamiento	1.4340e-004 C-h-m2/kJ *	Factor por ensuciamiento	1.4340e-004 C-h-m2/kJ *
28	Longitud de tubo	2.44 m *	Pasos por la coraza	1
29	O.D.	19.05 mm *	Series	1
30	Espesor	1.6500 mm *	Flujo paralelo	1
31	Pitch	25.0000 mm *	Tipo de baffle	Double
32	Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
33	Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
34	Número de tubos	24	Espaciamiento entre baffles	593.7000 mm
35	Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	163.5975 mm
36	TIPO TEMA	B KM	Área	3.50 m2 *

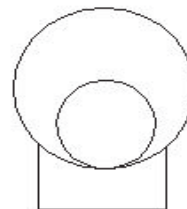
ESPECIFICACIONES

39	Variable especificada	Valor actual	Activo	Estimado		
40	EA-804 Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	-5.502e-017 Mkcal/h	-3.902e-015	On	Off
41	EA-804 UA	---	2711kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKM



EQUIPO DE PROCESO: EA-516

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA		SALIDA		ENTRADA		SALIDA	
Corriente	WATER1	Corriente	WATER2	Corriente	2-1	Corriente	2
Proviene de		Proviene de		Proviene de	TEE-107	Proviene de	V-102
Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	Valve	Tipo de operación	Tank
Temperatura	32.00 C	Temperatura	39.7 C	Temperatura	93.34 C	Temperatura	45.32 C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor:	Coeficiente de transferencia de calor :		10810 [kJ/h-m ² -C]
DeltaP lado de los tubos:	0.7000 kg/cm ²	DeltaP lado de la coraza:	-0.2363 kg/cm ²
UA:	6.216e+005 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04
		Área de tranferencia:	60.32 m ²

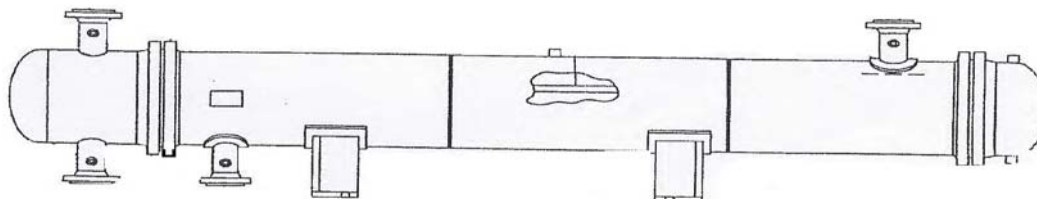
DATOS LADO DE LOS TUBOS

DATOS LADO DE LA CORAZA

Caida de presión	0.7 kg/cm ²	Caida de presión	-.24 kg/cm ²
Factor por ensuciamiento	0.00000000 C-h-m ² /kJ *	Factor por ensuciamiento	0.00000C-h-m ² /kJ *
Longitud de tubo	6 m *	Pasos por la coraza	1
O.D.	20 mm *	Series	1
Espesor	2 mm *	Flujo paralelo	1
Pitch	50 mm *	Tipo de baffle	Single
Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
Número de tubos	160	Espaciamiento entre baffles	800.0000 mm
Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	739.0488 mm *
TIPO TEMA	AEL	Área	60.32 m ²

ESPECIFICACIONES

	Variable especificada	Valor actual	Activo	Estimado	
EA-516 Balance de energia	0.000 Mkcal/h	1.276e-013 Mkcal/h	3.251e-014	On	Off
EA-516 UA	---	6.216e+005 kJ/C-h	---	On	Off





EQUIPO DE PROCESO: EA-520

CONEXIONES

LADO DE LOS TUBOS

LADO DE LA CORAZA

ENTRADA

SALIDA

ENTRADA

SALIDA

13	Corriente	4	Corriente	5	Corriente	6b	Corriente	29a
14	Proviene de	TEE-100	Proviene de	VLV-110	Proviene de	MIX-106	Proviene de	RCY-2
15	Tipo de operación		Tipo de operación		Tipo de operación	Mixer	Tipo de operación	RECICLE
16	Temperatura	45.32 C	Temperatura	10.23 C	Temperatura	2.4 C	Temperatura	2.4 C

PARÁMETROS

Características del intercambiador de calor:

Coefficiente de transferencia de calor :

2247 [kJ/h-m²-C]

22	DeltaP lado de los tubos:	0.6800kg/cm ²	DeltaP lado de la coraza:	1.378e-009 kg/cm ²	Área de tranferencia.	32.17 m ²
23	UA:	1.457e+005 kJ/C-h	Tolerancia:	1.0000e-04		

DATOS LADO DE LOS TUBOS

DATOS LADO DE LA CORAZA

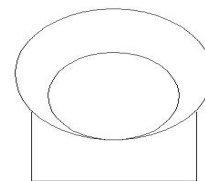
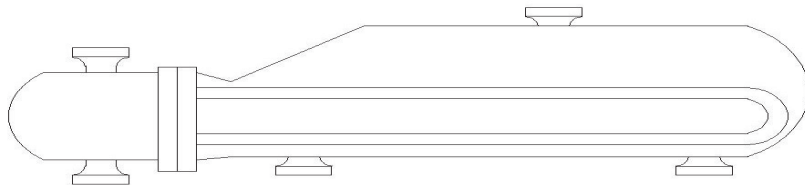
26	Caida de presión	0.68 kg/cm ²	Caida de presión	0.00 kg/cm ²
27	Factor por ensuciamiento	0.0001 C-h-m ² /kJ	Factor por ensuciamiento	4.7801e-005 C-h-m ² /kJ
28	Longitud de tubo	7.32 m *	Pasos por la coraza	1
29	O.D.	19.05 mm *	Series	1
30	Espesor	2.1100 mm *	Flujo paralelo	1
31	Pitch	25.4000 mm *	Tipo de baffle	Single
32	Orientación	Horizontal	Corte de baffle(%Area)	20.00
33	Número de pasos por la coraza	2	Orientación de baffle	Horizontal
34	Número de tubos	70 *	Espaciamiento entre baffles	800.0000 mm
35	Ángulo	Triangular (30 degrees)	Diámetro	265.1934 mm *
36	TIPO TEMA	B KU	Área	32.17 m ²

ESPECIFICACIONES

39	Variable especificada	Valor actual	Activo	Estimado		
40	EA-520 Balance de energia	0.0000 Mkcal/h	-1.956e-016 Mkcal/h	-2.722e-016	On	Off
41	EA-520 UA	---	1.457e+005 kJ/C-h	---	On	Off

VISTA LATERAL

VISTA FRONTAL



EVAPORADOR TIPO TEMA BKU

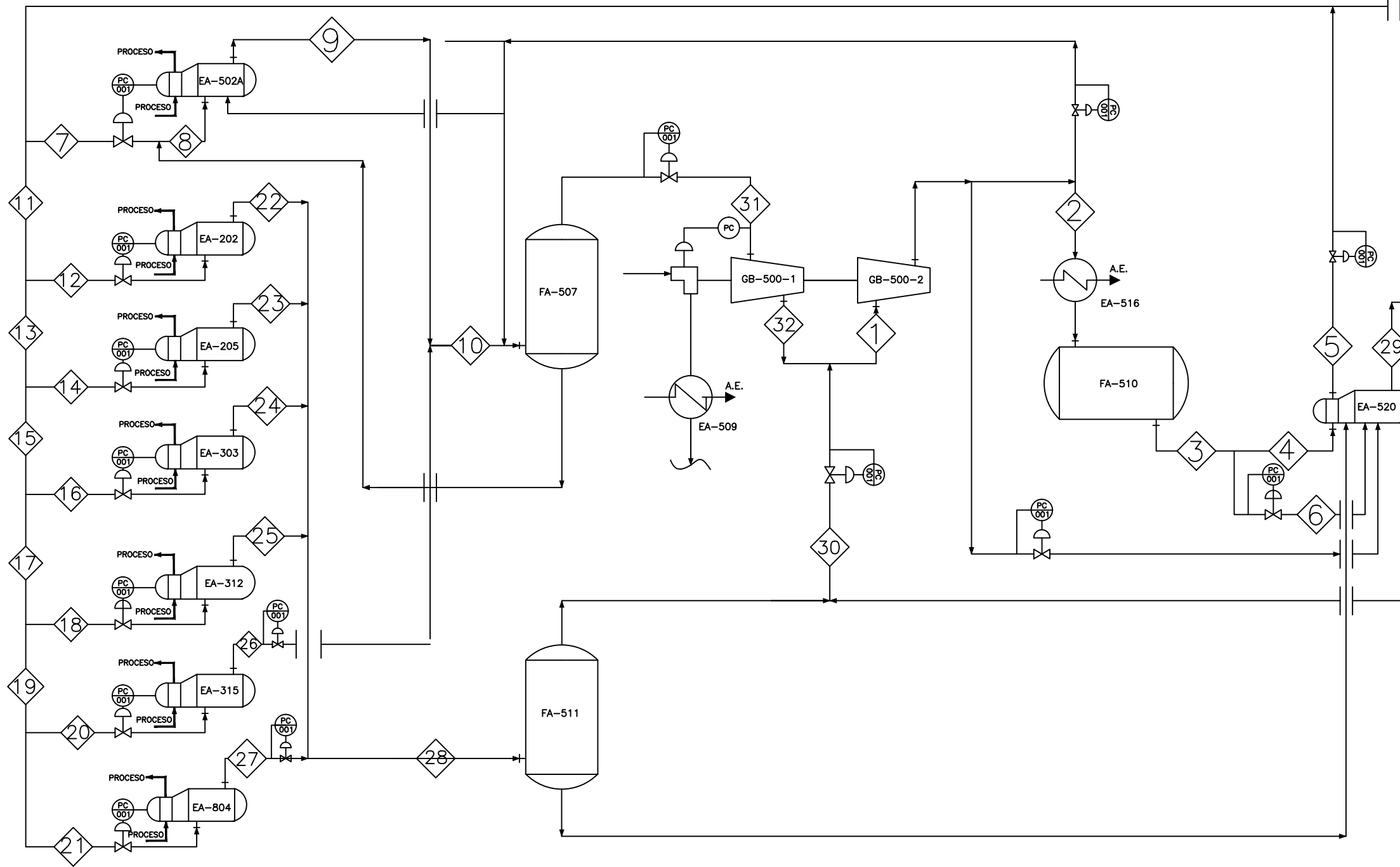


**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



ANEXO B:

**DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO DEL PAQUETE DE
REFRIGERACIÓN GR-500**



LISTA DE EQUIPIO		
CLAVE	SERVICIO	CARACTERISTICAS
SEPARADORES		
FA-507	SEPARADOR DE REFRIGERANTE DE BAJA PRESIÓN	D.I.=1500 MM LT-T=2900 MM
FA-510	ACUMULADOR DE REFRIGERANTE	D.I.=2000 MM LT-T=6000 MM
FA-511	SEPARADOR DE REFRIGERANTE DE ALTA PRESIÓN	D.I.=1200 MM LT-T=1800 MM
COMPRESORES		
GB-500	COMPRESOR DE PROPILENO	1ra. ETAPA $\frac{CFM}{m^3/h}$ 8032 3.86 2da. ETAPA 4508 4.06
INTERCAMBIADORES DE CALOR		
		CARGA TERMICA (MMkcal/h)
EA-202A	ENFRIADOR DE ALIMENTACION A ABSORBEDOR	0.56
EA-205	ENFRIADOR DE SOLVENTE	0.14
EA-303	CONDENSADOR DE VENTEO DE COLUMNA	0.10
EA-312	ENFRIADOR DE CIRCULACION DE EDUCOR	0.02
EA-315	ENFRIADOR DE VENTEOS DE COLUMNA	0.12
EA-502A	CONDENSADOR DE HCl	1.53
EA-516	CONDENSADOR DE PROPILENO	3.96
EA-509	CONDENSADOR DE SUPERFICIE DEL COMPRESOR	0.78
EA-520	ECONOMIZADOR	0.01
EA-804	CONDENSADOR DE VENTEOS DEL AGOTADOR	0.04

No. Corriente	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
Descripción/Fase	V	V	L	L	L	L/V	L	L/V	V	V	L	L	L	L	L	L	L	L	L	L	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	
Temperatura	°C	16.9	93.3	44.7	44.7	10.5	2.4	10.5	-41	-41	-41	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	10.5	2.4	2.4	2.4	2.4	-40.6	2.4	2.4	2.4	2.4	-41.4	30.6	
Presión	kg/cm ² g	4.11	18.63	17.92	17.92	17.22	5.4	17.22	0.34	0.34	0.34	17.22	17.22	17.22	17.22	17.22	17.22	17.22	17.22	17.22	5.4	5.4	5.4	5.4	0.36	5.4	5.4	5.4	5.4	0.2	4.11	
Flujo Molar	kgmol/h	1000	1000	727	727	727	273	484.96	48	485	522	241.7	153.6	88.11	39.35	48.76	2.97	45.79	5.2	40.59	36.69	3.9	153.62	39.35	2.97	5.2	36.69	3.9	205	273.27	478.21	521.7
Flujo Masico	kg/h	42082	42082	30582	30582	30582	11500	20409	20409	20409	21953	10173	6465	3708	1656	2052	125	1927	219	1708	1544	164	6465	1656	125	219	1544	164	8629	11500	20129	21953
Flujo Vol. V	m ³ /h	4408	1334	N/A	N/A	N/A	274	N/A	1881	6690	7197	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	492	126	10	17	498	12	657	875	1532	8032	2435
Flujo Vol. L	m ³ /h	N/A	N/A	89	59	57	15	38	24	N/A	N/A	19	12	7	3	4	0	4	0	3	3	0	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Densidad V	kg/m ³	9.55	31.55	N/A	N/A	N/A	13.14	N/A	3.05	3.05	12358	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	13.14	13.14	13.14	13.14	3.1	13.14	13.14	13.14	13.14	2.73	9.02
Densidad L	kg/m ³	545.14	N/A	470.5	470.5	534.09	545.1	534.09	606.4	606.36	N/A	534	534.09	534.09	534.09	534.09	534.09	534.09	534.09	534.1	534.1	534.09	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A
Viscosidad V	Cp	0.01	0.01	N/A	N/A	N/A	0.01	N/A	0.01	0.01	0.01	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01
Viscosidad L	Cp	N/A	N/A	0.07	0.07	0.1	0.11	0.1	0.17	N/A	N/A	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1
Fraccion Molar V	-	1	1	0	0	0	0.31	0	0.28	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	
Entalpia	Mmkcal/h	4.085	5.106	1.18	0.863	0.145	0.325	0.096	0.096	1.63	1.753	0.048	0.031	0.018	0.008	0.01	0.001	0.009	0.001	0.008	0.007	0.001	0.587	0.15	0.011	0.02	0.123	0.015	0.783	1.043	1.826	1.753


 UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO
 DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA
 DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN
 APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA.

DIAGRAMA DE FLUJO DE PROCESO PARA EL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GB-500

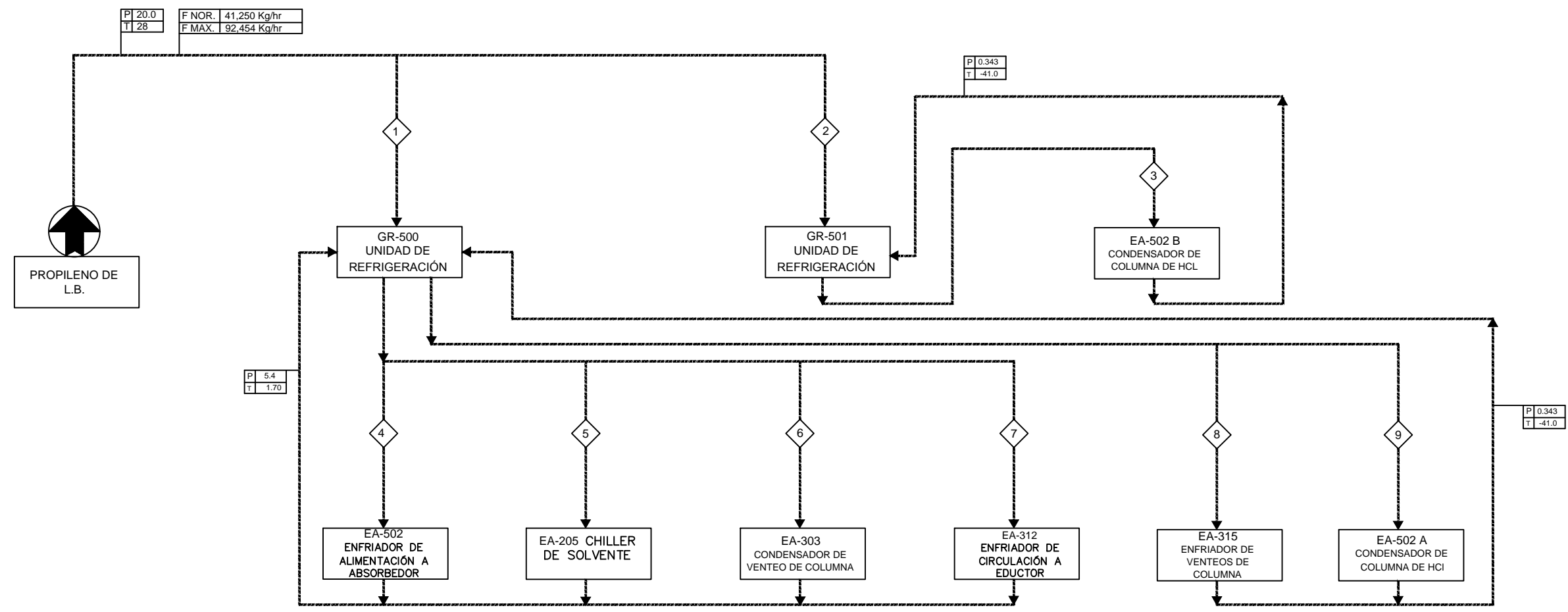
ELABORÓ: GVFV
 REVISÓ: FJJ



ANEXO C:

DIAGRAMA DE BALANCE DE MASA DEL PAQUETE DE REFRIGERACIÓN GR-500.

TABLA DE BALANCE DE MASA PARA LA UNIDAD DE REFRIGERACIÓN CON PROPILENO DEL GB-500.									
CORRIENTE	1	2	3	4	5	6	7	8	9
FLUIDO	PROPILENO	PROPILENO	PROPILENO	PROPILENO	PROPILENO	PROPILENO	PROPILENO	PROPILENO	PROPILENO
FLUJO NORMAL (Kg/hr)	22,696	18,554	18,554	4,038	2,278	1,012	1,012	104	18,554
FLUJO NORMAL (L/min)	750.4	613.5	510	123.2	69.5	30.89	30.89	2.86	510
PRESIÓN (kg/cm ² man.)	20	20	0.343	5.4	5.4	5.4	5.4	0.343	0.343
TEMPERATURA (°C)	28	28	-41	1.7	1.7	1.7	1.7	-41	-41




UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO
 FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA

PROYECTO: DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA
 SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN
 APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA.

DIAGRAMA DE BALANCE DEL SISTEMA DE
 REFRIGERACIÓN CON PROPILENO DEL GB-500

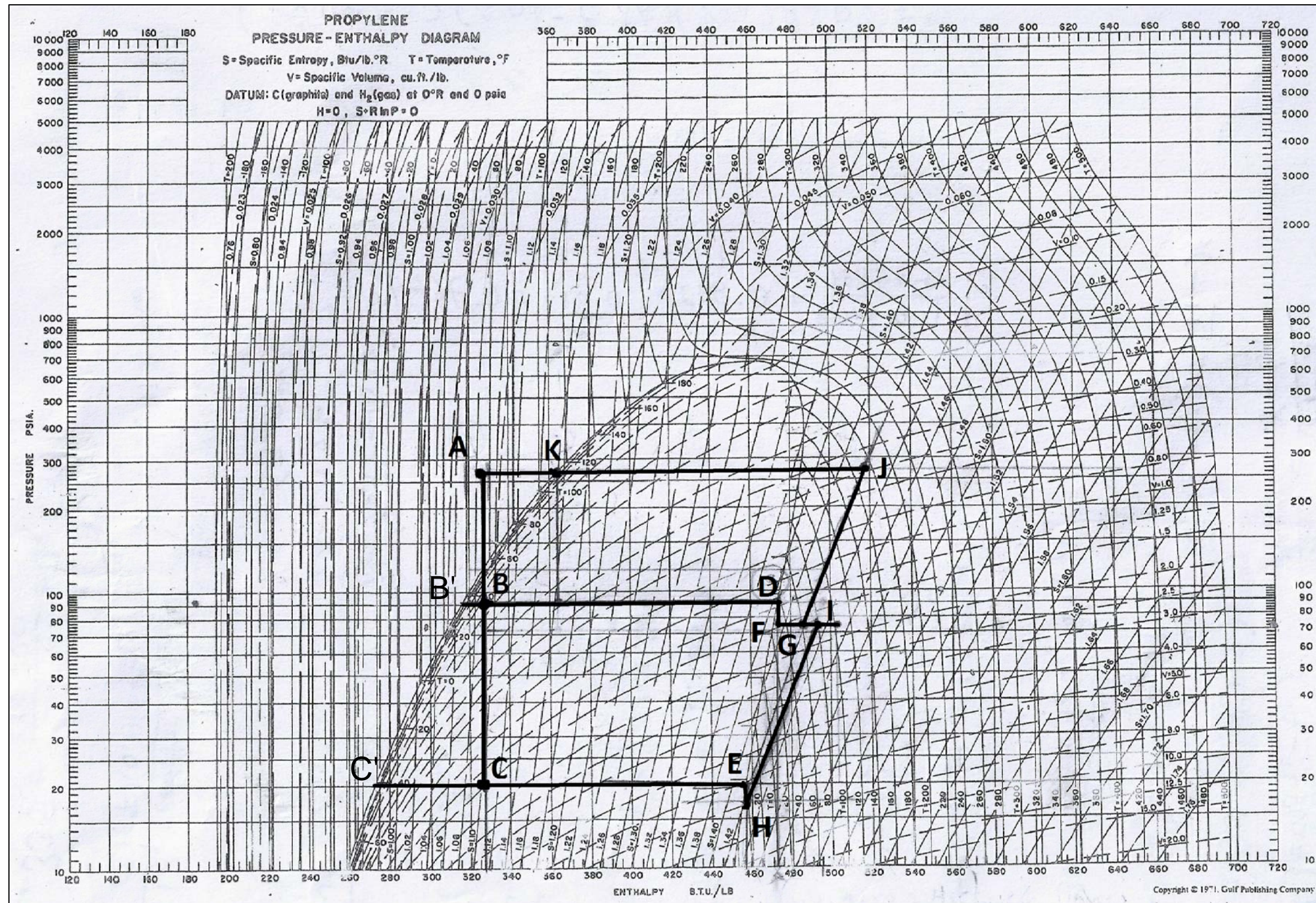


**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



ANEXO D:

**DIAGRAMA DE MOLLIER DEL PAQUETE DE
REFRIGERACIÓN GR-500.**



PROYECTO: DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA.



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MÉXICO
FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA



OBSERVACIONES:

LUGAR:

MEXICO DF.

REPRESENTACIÓN DEL PAQUETE DE REFRIGERACION GR-500 MEDIANTE EL USO DEL DIAGRAMA DE MOLLIER DE PROPILENO



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Libros

- [1] Çengel, Yunus. Boles, Michael. "Thermodynamics. an Engineering Approach", 6a edición, Mc Graw Hill, Nueva York, Estados Unidos, 2009.
- [2] Dale E. Seaborg. "Process dynamics and control.", Jhon Wiley and sons. Inc. Second edition. New Jersey, 2004.
- [3]E. J. Zuppelli, H. J. Espinoza. " Aplicación del modelo de Greitzer para la dinámica y control del oleaje en compresores centrífugos de procesos", CTYM. Departamento de Mecánica, Universidad de Oriente, Puerto La Cruz. Venezuela.
- [4]Nicolás J. Scenna y col. " Modelado, Simulación y Optimización de Procesos Químicos" Universidad Nacional del Litoral, Santa Fe, Argentina, 1999.
- [5] Ludwig Ernest E., "Applied process design for chemical and petrochemical plants", 2a y 3a edición, Gulf Professional Publishing, Estados Unidos, 2001.
- [6] Luyben W. Plantwide. "Dynamic Simulators in Chemical Processing and Control." Marcel Dekker Inc. 2002
- [7] Maestre Albert, Malgarejo Pablo, "Nuevo curso de ingeniería del frio", AMV ediciones, Madrid, España, 1993.
- [8] Pita G. Edwart, "Principios y sistemas de refrigeración", Editorial Limusa, México, DF, 1997.
- [9] Torrella E. Alcaraz, "Frio industrial métodos de producción", AMV ediciones, Madrid, España, 1ra edición, 2010.

Tesis.

- [10] Claus Hansen. " Dynamic Simulation of Compressor Control Systems." Aalborg University Esbjerg, Aalborg, Dinamarca, 2008.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Revistas científicas.

[11]García González Juan Manuel “La simulación de procesos en ingeniería química”
Revista Investigación Científica, Vol. 4, No. 2, Nueva época. Mayo - Agosto 2008.

[12]Gerardo A. Yañez Cubillos, Miguel Ángel Rodríguez-Toral. “Aplicaciones de la
simulación dinámica de procesos a un FPSO”, LI Convención Nacional del IMIQ, Puebla,
2011.

[13] Johan Liedman,Robert Månsson “Dynamic simulation of a centrifugal compressor”,
Chalmers university of technology, Gothenburg, Sweden, 2013.

[14] Luber Carlui Perez Aguilera. “ Subsea Wet Gas Compressor Dynamics.” Norwegian
University of Science and Technology, Department of Energy and Process Engineering.
Spring 2013.

[15] Melo-González, Rafael; López-Sánchez, C. “Simulación dinámica de sistemas, una
herramienta para el análisis del desempeño de sistemas y procesos en la industria
petrolera: Metodología y resultados ‘Instituto Mexicano de ingenieros químicos, México,
DF, 2012.

Manuales

[16] Oscar Benito y Col. “Proyecto final de carrera Ingeniería Química: planta de
producción de acetaldehído, vol. 4 Manual de cálculos”, Universidad Autónoma de
Barcelona, España, 2010.

[17] Aspen Technology, Inc.” Dynamic Modeling” Copyright © 1981-2005 by Aspen
Technology, Inc. All rights reserved.

[18]N. Clement, P. Smith, HYSYS 3.2 USER GUIDEf, Hyprotech, a subsidiary of Aspen
Technology Inc., 2003.

[19] Hanlon, P. C. Compressor Handbook; 1st ed.; McGraw-Hill: New York, 2001.



DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA



Recursos electrónicos:

[20] (2015) unileon.es Accedido febrero 2015. [En línea]. Disponible:
<http://www.lra.unileon.es/es/book/export/html/268>

[21] (2015) fullmecanica. Accedido enero 2015. [En línea]. Disponible:
<http://www.fullmecanica.com/definiciones/p/1003-proceso-politropico>

[22] (2015) squad2. Accedido abril 2015. [En línea]. Disponible: <http://squad2-2.blogspot.mx/2011/02/proceso-isobarico.html>

[23] (2015) Aspentech. Accedido enero 2015. [En línea]. Disponible:
<http://support.aspentech.com>

[24] (2015) modelado en ingeniería. Accedido Noviembre 2014. [En línea]. Disponible:
<http://www.modeladoingenieria.edu.ar/index.htm>

[25] (2015) Virtual.unal Accedido enero 2015. [En línea].
Disponible:http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/ingenieria/ana_sim/mod_1/html/contenido02.html

Otros

[26] De La Mora R. Medina, "Apuntes de Ingeniería de servicios", Fes Zaragoza, UNAM, México, DF, 2013.

[27] Vignoni J. Roberto, "Válvulas de control, instrumentación y comunicaciones industriales" 2005.

[28] Jean F. Dulhoste. "Teoría de control." Universidad de los Andes, Facultad de ingeniería, departamento de ciencias térmicas. Mérida, Venezuela.



**DESARROLLO DE UNA METODOLOGÍA PARA SIMULACIÓN
DINÁMICA DE SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN APLICABLES A
PROCESOS EN LA INDUSTRIA PETROLERA**



[29] Neil Kuyvenhoven. "PID Tuning Methods an Automatic PID Tuning Study with MathCad", Calvin College December 19, 2002.

[30] B. Wayne Bequette. "Process dynamics: Modeling, Analysis, and Simulation" Rensselaer Polytechnic Institute, Prentice-Hall, Inc. 1998.

[31] Jihong Wu, Jeffrey Feng. " A realistic dynamic modeling approach to support LNG plant compressor operations". KBR, USA & Woodside Energy, Australia. October 2007.

[32] Virginia Mazzone. " Controladores PID". Automatización y Control Industrial, Universidad Nacional de Quilmes, Marzo 2002

