

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**DESARROLLO DE LA INGENIERÍA CONCEPTUAL PARA EL
ENFRIAMIENTO DE UNA CORRIENTE DE GAS A TRAVÉS DE UN
TREN DE REFRIGERACIÓN MÉCANICA EXISTENTE**

REALIZADO POR:

ORLANDO ANTONIO MARTINEZ ARRIOJA

Trabajo de Grado presentado ante la Universidad de Oriente como requisito parcial para
optar al título de:

INGENIERO QUÍMICO

BARCELONA, ABRIL DE 2010

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**DESARROLLO DE LA INGENIERÍA CONCEPTUAL PARA EL
ENFRIAMIENTO DE UNA CORRIENTE DE GAS A TRAVÉS DE UN
TREN DE REFRIGERACIÓN MÉCANICA EXISTENTE**

ASESOR ACADEMICO

PROF. JOSE RONDON

BARCELONA, ABRIL DE 2010

**UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA**



**DESARROLLO LA INGENIERÍA CONCEPTUAL PARA EL
ENFRIAMIENTO DE UNA CORRIENTE DE GAS A TRAVÉS DE UN
TREN DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA EXISTENTE**

EL JURADO HACE CONSTAR QUE ASIGNÓ A ESTA MONOGRAFÍA LA
CALIFICACIÓN DE:

**PROF. JOSÉ RONDÓN
(ASESOR ACADÉMICO)**

**PROF. YRAIMA SALAS
(JURADO PRINCIPAL)**

**PROF. LISANDRO VILORIA
(JURADO PRINCIPAL)**

BARCELONA, ABRIL DE 2010

RESOLUCIÓN

De Acuerdo al Artículo 41 del Reglamento de Trabajos de Grado:

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quién deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización”



DEDICATORIA

- A mi madre **Eunice Arrijoja**, siempre te recordare mamá, por cosas de la vida no estás en este momento que tanto quisiste verme, graduado y con un titulo, pero donde quieras que estés se que me estarás viendo y estarás feliz, porque te cumplí un sueño, el que siempre quisiste para mi hermano y para mi, y te pido que sigas ahí apoyándome aunque no sea físicamente, pero sé que siempre lo haces aconsejarme lo bueno y lo malo, nunca nadie ocupara tu lugar eres única viejita, te amare siempre mama.
- A mi abuela **Carmen Arrijoja**, mi viejita faña cuanta falta haces, pero así no estés físicamente abuela se que estarás feliz y muy alegre de verme graduado al igual que mi mama, se que las dos están juntas y dándose compañía en el cielo, las amo y gracias abuela por todo lo que me distes y tus concejos.
- A mi hermano **Héctor Martínez Arrijoja**,(el nene), por cosas de la vida nos vamos a graduar juntos, lo que siempre mi mama quiso en vernos así ya formados y adultos, gracias por estar siempre pendiente de mi, eres el familiar más cercano que tengo en todo este tiempo y el que de una u otra manera me ayudo en todo, gracias nene, te quiero mucho hermano.
- A mi padre **Héctor Martínez**, gracias papá por todo el apoyo dado en todo este tiempo, bueno ya estoy listo como siempre querías verme a mi hermano y a mí, espero que nos sigas apoyando como siempre y que estés al lado de nosotros siempre.
- A mi abuelo **Héctor Martínez**, que grande fuiste, abuelo siempre estarás con nosotros y donde quieras que estés espero que nos estés viendo y te sientas orgullosos de nosotros, Orlando y el nene.

AGRADECIMIENTOS

- A Dios, por darme fuerza, salud y voluntad para poder llegar hasta el final de unas de mis metas.
- A mis padres que sin su ayuda esto no hubiese sido posible siempre estaré orgulloso de ustedes.
- A mis tías, hermosas Aida, Josefina y Neida, por siempre brindarme ese apoyo en todo lo que necesite y más aun después de la partida de mi mamá.
- A Lisangel Guaicain y toda su familia, que fueron unas de las personas que me dieron ese empujón para que yo terminara mi carrera y mi tesis, gracias Li, de verdad gracias por todo tus concejos y estar conmigo en las buenas y en las malas, gracias por ayudarme y aconsejarme. Gracias a toda tu familia, que grande son.
- A todos mis tíos y primos al igual que los demás siempre estuvieron pendiente de mi hermano y de mí.
- A mis amigos y compañeros de estudio, gracias de verdad
- A los Hermanos Pérez, Manuel y Luis, que siempre han sido como primos hermanos para nosotros, han estado en las buenas y en las malas, gracias muchachos.
- A los profesores, Pascual Rodríguez, Lucas Álvarez, Oly Guerra, Ana Colmenares, Hernán Raven, Alexis Cova, José Rondón, Yraima Salas, Raul Miranda, José Cermeño, Maritza Millán, Yuvi Moreno, Ronald Arias, Petra Martínez, Ana Blondell, Isvelia Avendaño, a todos ustedes profesores que todos los días me ayudaban, gracias de verdad.
- Al Ingeniero Químico Luis Zabala, muchas gracias por tu ayuda prestada durante el este tiempo mientras desarrolle este tema, siempre te lo agradeceré.
- A las secretarias del Departamento de Ingeniería Química, Roxana y Elizabeth, me ayudaron siempre en todo los tramite que necesite en mi carrera.

RESUMEN

En la presente investigación se diseñó un sistema de enfriamiento a partir de uno ya existente para disminuir la temperatura de una corriente de gas adicional a la entrada de una planta de extracción de líquidos. Este diseño se basó en el dimensionamiento de equipos de transferencia de calor, siguiendo las normas estándar de diseño y el manual de la GPSA.

El sistema de refrigeración con propano existente se evaluó y se pudo observar que se puede utilizar el 72% del flujo total de propano existente para enfriar la corriente de gas adicional a la entrada a la planta de extracción de líquidos. Para este diseño se instaló un intercambiador de calor tubo y coraza con 447 tubos de 20 pie de longitud y 1 pulg de diámetro externo, con un diámetro de la coraza de 32 pulg, dos paso por los tubos y con un área de transferencia de calor 2335,44 pie². También aguas abajo en el diseño es necesario colocar un aroenfriador en paralelo a uno que ya existe, de manera de alcanzar las condiciones adecuadas para recircular el propano a todo el proceso y este continúe funcionando eficientemente; este nuevo aroenfriador tiene un área de transferencia de calor de 25621,7895 pie², una longitud de 30 pie, con 153 tubos y funciona con 3 ventiladores.

A este sistema se le estimó un costo, el cual no incluye transporte, instalación y mantenimiento, este se determinó utilizando el método de Guthrie, obteniéndose como resultado que el costo del sistema completo de enfriamiento, compuesto por el intercambiador y el aroenfriador es de 637.429,83 \$.

ÍNDICE

RESOLUCIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTOS	vi
RESUMEN	vii
ÍNDICE	viii
INDICE DE TABLAS	xiv
INDICE DE FIGURAS.....	xv
CAPITULO 1.....	17
INTRODUCCIÓN	17
1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	17
1.2 OBJETIVOS	18
1.2.1Objetivo general	18
1.2.2 Objetivos Específicos	18
MARCO TEÓRICO.....	19
2.1 ANTECEDENTES	19
2.2 EL GAS NATURAL.....	20
2.3 CARACTERISTICAS DEL GAS NATURAL	20
2.4 CLASIFICACION DEL GAS NATURAL	20
2.4.1 De acuerdo a su localización en el suelo	20
2.4.2 De acuerdo a su composición	23
2.5 COMPONENTES DEL GAS NATURAL	23
2.6 IMPUREZAS DEL GAS NATURAL	23
2.7 PRODUCTOS DEL GAS NATURAL.....	24
2.7.1 Gas Metano (Comercial)	24
2.7.2 Gas natural licuado (GNL)	25
2.7.3 Gas natural comprimido (GNC)	25
2.7.4 Gas licuado del petróleo (GLP).....	25
2.7.5 Fracciones Licuables del Gas Natural	26
2.8 USOS DEL GAS NATURAL	26

2.8.1 Combustible eficiente	26
2.8.2 Uso Vehicular	26
2.8.3 Cogeneración eléctrica	27
2.8.4 Uso domestico	27
2.8.5 Insumo para procesos	28
2.9 SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN Y TRANSPORTE DEL GAS NATURAL	28
2.9.1 Gasoductos	28
2.9.2 Buques Metaneros	29
2.9.3 Camiones	30
2.10 REFRIGERACION.....	32
2.10.1 Breve reseña histórica.....	32
2.10.2 La refrigeración	33
2.10.3 La refrigeración mecánica	34
2.10.4 Ciclos de compresión de vapor.....	35
2.10.4.1 Sistema de compresión de una etapa	35
2.10.4.2 Sistema de compresión de dos etapas.....	36
2.10.5 Clasificación de los procesos de refrigeración:	36
2.10.5.1 Principales usos de la refrigeración	37
2.11 AGENTE REFRIGERANTE.....	38
2.11.1 Propiedades térmicas deseadas en los refrigerantes	38
2.12 TIPOS DE REFRIGERANTES	39
2.12.1 Clasificación de refrigerantes más comunes	39
2.12.2 Clasificación según su grupo.....	41
2.12.2.1 Refrigerante R290 (Propano)	43
2.13 COMPONENTES BASICOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION	
MECANICA.....	47
2.13.1 Compresor	47
2.13.1.1 Compresores Alternativos	48
2.13.1.2 Compresores Centrífugos	48
2.13.1.3 Compresores Rotativos.....	49
2.13.2 Dispositivo de expansión.....	50
2.13.3 Recibidor de líquido	50
2.13.4 Separador	50
2.13.5 Equipos de intercambio de calor	51

2.13.5.1	Clasificación de intercambiadores de calor	51
2.13.5.2	Denominación de los intercambiadores según su función en los procesos	52
2.13.5.3	Funciones de los intercambiadores de calor	53
2.14	DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS NUEVOS INVOLUCRADOS EN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO.....	54
2.14.1	Dimensionamiento de intercambiadores de calor.....	54
2.14.1.1	Metodología general para el diseño de intercambiadores de calor.....	54
2.14.2	Intercambiadores de enfriamiento por aire.....	55
2.15	DESCRIPCION DEL PROGRAMA DE SIMULACION	56
2.16	TIPOS DE SIMULADORES.....	57
2.16.1	Hysys	57
2.17	DISEÑO DE LOS EQUIPOS NECESARIOS PARA ENFRIAR LA NUEVA CORRIENTE DE GAS	58
2.17.1	Dimensionamiento del Intercambiador de Calor	58
2.17.1.1	Cálculo del calor perdido por el gas en el intercambiador	58
2.17.1.2	Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD).....	58
2.17.1.3	Cálculo de la superficie requerida	59
2.17.1.4	Longitud requerida para la transferencia de calor	59
2.17.1.5	Números de tubos del intercambiador	59
2.17.2	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	59
2.17.2.1	Cálculo del área de flujo en los tubos.....	59
2.17.2.2	Cálculo de la velocidad másica en los tubos	59
2.17.2.3	Cálculo del Número de Reynolds.....	60
2.17.2.4	Coefficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos.....	60
2.17.3	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza	60
2.17.3.1	Diámetro de la carcaza	60
2.17.3.2	Numero de pasos del fluido por la carcaza.....	60
2.17.3.3	Cálculo del área de flujo en la carcaza	60
2.17.3.4	Cálculo de la velocidad másica en la carcaza.....	61
2.17.3.5	Cálculo del número de Reynolds.....	61
2.17.3.6	Coefficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza	61
2.17.3.7	Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos.....	61
2.17.3.8	Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio.....	62
2.17.4	Cálculo del factor de ensuciamiento.....	62

2.17.4.1 Factor de ensuciamiento permitido	62
2.17.4.2 Factor de ensuciamiento de diseño	62
2.17.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor	62
2.17.6 Caída de presión en el intercambiador de calor.....	63
2.17.7 Caída de presión en el lado de la carcaza	63
2.17.8 Caída de presión en los tubos	63
2.18 DIMENSIONAMIENTO DEL AEROENFRIADOR	64
2.18.1 Cálculo del calor perdido por el propano en el aerofriador	64
2.18.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador.....	65
2.18.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos (U_x).....	65
2.18.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire	65
2.18.5 Cálculo de la temperatura de salida del aire	65
2.18.6 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)	65
2.18.7 Cálculo de la superficie requerida	65
2.18.8 Cálculo del área de flujo.....	66
2.18.9 Cálculo de la anchura de la unidad.....	66
2.18.10 Cálculo del número de tubos del aerofriador.....	66
2.18.11 Cálculo de la velocidad másica en los tubos	66
2.18.12 Número de Reynolds modificado.....	66
2.18.13 Coeficiente de película en el lado de los tubos.....	67
2.18.14 Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador.....	67
2.18.15 Cálculo de la velocidad másica del aire.....	67
2.18.16 Coeficiente de película del lado del aire (h_a)	67
2.18.17 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	67
2.18.18 Caída de presión en el lado de los tubos.....	68
2.18.19 Cálculo de caída de presión estática del aire	68
DESARROLLO DEL PROYECTO	70
3.1 METODOLOGIA.....	70
3.2 ANALISIS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA CON PROPANO.....	70
3.2.1 Paso de expansión.....	70
3.2.2 Paso de evaporación	71
3.2.3 Paso de compresión	71

3.2.4 Paso de condensación	71
3.4 SIMULACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA A DISEÑAR	74
3.5 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101	76
3.5.1 Cálculo del calor perdido por el gas en el intercambiador E-101	76
3.5.2 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)	76
3.5.3 Cálculo de la superficie requerida	77
3.5.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total	77
3.5.5 Longitud requerida para la transferencia de calor	78
3.5.6 Números de tubos del intercambiador	78
3.5.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	78
3.5.7.1 Cálculo del área de flujo en los tubos	78
3.5.7.2 Cálculo de la velocidad másica en los tubos	79
3.5.7.3 Cálculo del número de Reynolds	79
3.5.7.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	79
3.5.8 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza	80
3.5.8.1 Diámetro de la carcaza	80
3.5.8.2 Cálculo del área de flujo en la carcaza	80
3.5.8.3 Cálculo de la velocidad másica en la carcaza	81
3.5.8.4 Cálculo del número de Reynolds	81
3.5.8.5 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza	82
3.5.8.6 Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos	82
3.5.8.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio	82
3.5.8.8 Factor de ensuciamiento permitido	83
3.5.8.9 Factor de ensuciamiento de diseño	83
3.5.8.10 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor	83
3.5.9 Caída de presión en el intercambiador de calor	83
3.5.9.1 Caída de presión en el lado de la carcaza	83
3.5.9.2 Caída de presión en los tubos	84
3.6 DIMENSIONAMIENTO DEL AEROENFRIADOR AC-100	85
3.6.1 Cálculo del calor perdido por el gas en el aerofriador	86
3.6.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador	86
3.6.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos	87

3.6.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire	87
3.6.5 Cálculo del área de flujo.....	88
3.6.6 Número de Reynolds modificado.....	89
3.6.7 Coeficiente de película en el lado de los tubos.....	90
3.6.8 Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador.....	90
3.6.9 Cálculo de la velocidad másica del aire.....	90
3.6.10 Coeficiente de película del lado del aire (ha)	90
3.6.11 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor	90
3.6.12 Caída de presión en el lado de los tubos.....	91
3.6.13 Cálculo de caída de presión estática del aire	92
3.7 ESTIMACIÓN DE COSTO DEL INTERCAMBIADOR TUBO Y CARCAZA E-101	92
3.7.1 Costo base.....	92
3.7.2 Ajuste del costo	92
3.7.3 Costo del módulo.....	93
3.7.4 Ajuste del costo del módulo	93
3.7.5 Costo actual	93
3.7.6 Costo total del equipo	94
3.8 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL AEROENFRIADOR AC-100.....	94
3.8.1 Ajuste del costo	94
3.8.2 Costo del módulo.....	94
3.8.3 Ajuste del costo del módulo	95
3.8.4 Costo actual	95
4.1 CONCLUSIONES	99
BIBLIOGRAFIA	101
ANEXO A.....	¡Error! Marcador no definido.
ANEXO B.....	¡Error! Marcador no definido.
ANEXO C.....	¡Error! Marcador no definido.
ANEXO D.....	¡Error! Marcador no definido.
ANEXO E.....	¡Error! Marcador no definido.

INDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Componentes del Gas Natural	23
Tabla 2.2. Composición del gas metano (Comercial).....	24
Tabla 2.3 Propiedades del R290 (Propano) y diferencia con otros refrigerantes	43
Tabla 2.4. Especificaciones de R290 de acuerdo con DIN 8960– 1998 (ppm = partes por millón).....	46
Tabla 2.5. Inflamabilidad del R290 (Propano)	46
Tabla 3.1. Variables del proceso de refrigeración con propano actual.	72
Tabla 3.2. Composición de la corriente de entrada a la planta	73
Tabla 3.3. Propiedades físicas del gas de entrada a la planta	74
Tabla 3.4. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en el intercambiador.	76
Tabla 3.5. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en el aerofriador AC-100	85
Tabla 3.6. Parámetros de diseño establecido para el aerofriador	86
Tabla 4.1. Especificaciones de diseño del intercambiador E-101	97
Tabla 4.2. Especificaciones de diseño del aerofriador AC-100.....	98

INDICE DE FIGURAS

Figura 2.1. Estaciones de servicio de gas vehicular.....	27
Figura 2.2. Iluminación por cogeneración eléctrica.....	27
Figura 2.3. Cilindros presurizados para uso doméstico	28
Figura 2.4. Planta petroquímica	28
Figura 2.5. Instalación de gasoducto.....	29
Figura 2.6. Porcentajes de usos de los tipos de buques metaneros	30
Figura 2.7. Barcos metaneros o buques	30
Figura 2.8. Transporte en camiones del gas natural. a) Bombolonas, b) Canastas y c) Cisternas	32
Figura 2.9. Ciclo de refrigeración de una sola etapa.....	35
Figura 2.10. Presión de vapor para el R290 (Propano) y diferencia con otros refrigerantes	44
Figura 2.11. Capacidad volumétrica del R290 (Propano) con el R134a, R404A y R600a, en relación al R22, respecto a temperatura de evaporación, temperatura de condensación de 45 °C y temperatura de aspiración de 32 °C, sin subenfriamiento	45
Figura 2.12. Etiqueta de peligro amarilla para equipos que operan con R290	47
Figura 2.13. Compresor alternativo de etapa simple	48
Figura 2.14. Compresor centrífugo de múltiples etapas	49
Figura 2.15. Corte horizontal de un compresor centrífugo de múltiples etapas	49
Figura 2.16. Compresor rotativo	50
Figura 2.17. Intercambiador de tubo y carcasa	51
Figura 2.18. Enfriador por aire	56
Figura 3.1. Diagrama presión-entalpía del proceso de refrigeración.....	70
Figura 3.2. Diagrama del sistema de refrigeración con propano existente en la planta.	72
Figura 3.3. Diagrama del sistema añadiendo una corriente de gas adicional.	75
Figura A.1. Factor de corrección para intercambiadores de calor de un paso por la coraza y dos por los tubos (1-2).....	¡Error! Marcador no definido.

- Figura A.2. Valores típicos de coeficientes globales de transferencia de calor y factor de ensuciamiento **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura A.3. Características de tubos BWG para intercambiadores de calor tubo y coraza; **¡Error! Marcador no**
- Figura A.4. Curva de transferencia de calor lado tubos..... **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura A.5. Factor de corrección de la viscosidad para los fluidos en los tubos; **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura A.6. Diámetro de la carcaza de acuerdo al arreglo triangular de tubos; **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura A.7. Curva de transferencia de calor para el lado de la carcaza. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura B.1. Factores de fricción lado de la carcaza **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura B.2. Factores de fricción lado tubos **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura B.3. Perdida de presión por retorno, lado tubos **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura B.4. Gravedades específicas y peso molecular de líquidos; **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.1. Coeficiente de transferencia de calor global en enfriadores por aire; **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.2. Factores de corrección LMTD para aerofriadores con un paso por los tubos. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.3. Datos de tubos aleteados de diámetro externo 1 pulg; **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.4. Factor de fricción del fluido en los tubos. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.5. Caída de presión del fluido en el lado de los tubos; **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.6. Factor J para el cálculo del coeficiente de película de los tubos; **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.7. Coeficiente de película del aire..... **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.8. Factor J para el cálculo del coeficiente de película de los tubos. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.9. Relación densidad del aire a la temperatura correspondiente. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura C.10. Factor de caída de presión estática del aire..... **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura D.1. Costo base para los intercambiadores de calor de tubo y coraza, para el año 1968..... **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura D.2. Factores de ajuste de costo de intercambiadores de tubo y coraza según tipo de diseño y presión de diseño. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura D.3. Factores de ajuste de costo para intercambiadores de calor de tubo y coraza según el material de la coraza/tubo **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura D.4. Factor de modulo para distintos equipos. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura E.1. Costo base para enfriadores por aire para el año 1.968. **¡Error! Marcador no definido.**
- Figura E.2. Factores de ajuste de costo de aerofriadore..... **¡Error! Marcador no definido.**

CAPITULO 1.INTRODUCCIÓN

1.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El gas natural es una mezcla en proporciones variables de hidrocarburos parafínicos cuyos componentes pueden ser agrupados de acuerdo a su grado de volatilidad y peso molecular en tres categorías: componentes livianos (metano y etano), componentes intermedios (propano, butano normal, isobutano) y componentes pesados (pentano normal, iso-pentano, heptanos y más pesados). El grupo de los livianos constituye el 80 a 90 % de la mezcla, el de los intermedios entre el 5 y el 10% y el de los pesados entre el 1 y el 5%.

El tratamiento del gas natural implica el endulzamiento y deshidratación del gas natural bruto con el fin de transformarlo en energía útil para las diferentes aplicaciones. Primero se realiza el endulzamiento del gas húmedo agrio para remover, contaminantes altamente corrosivos como el sulfuro de hidrogeno (H_2S) y dióxido de carbono (CO_2). Posteriormente se lleva a cabo la deshidratación del gas dulce con desecantes como por ejemplo el trietilenglicol (TEG) para remover el agua casi en su totalidad. Este proceso es necesario para asegurar una operación eficiente en las líneas de transporte de gas. Es de suma importancia deshidratar el gas para que la planta pueda operar sin peligro de formación de sólidos, así como para también disminuir la corrosión en las tuberías y mejorar la eficiencia en las mismas, ya que reduce la acumulación de líquidos en las partes bajas de la línea.

Para lograr la optimización del proceso del gas natural en la industria, desde su producción hasta su distribución en el mercado, es necesario tener en cuenta que éste debe pasar por una serie de procesos algunos mencionados anteriormente como son el tratamiento y procesamiento del gas natural.

En el proceso llamado extracción de líquido existen tres tipos de composiciones de gas, las cuales son: gas rico, gas medio y gas pobre, en este caso se va a estudiar un gas rico, ya que este produce líquidos, este gas rico entra a la planta de extracción. Previamente pasado por los tratamientos de gas mencionados anteriormente, este tipo de refrigeración que se va a estudiar es de la parte de extracción, donde la corriente de gas en estudio es la que se va a enfriar y el ciclo es la planta de extracción, donde los componentes pesados, entre ellos están, butano, pentano, estos componentes al entrar en contacto con el propano líquido existente en el sistema de refrigeración se condensan, luego estos

líquidos van a la parte de fraccionamiento, donde se encuentran las planta despropanisadora, desbutanizadora, para que luego por el tope de la torre de extracción salga el gas que va a la venta.

Cumpliendo con todo esto se puede llevar a cabo el desarrollo o la optimización de un tren de refrigeración con el fin de enfriar una corriente de gas ya existente así como también de enfriar una corriente de gas adicional, ésta última mencionada sometida a una elevada temperatura. Para ello este proyecto se estudiará por medio del programa de simulación Hysys Process versión 3.2; cada equipo que comprenda el ciclo de refrigeración con la respectiva estimación de los balances energéticos y de materia, esto permitirá conocer su funcionamiento, capacidad, eficiencia, entre otras. Por tal motivo se considera de vital importancia contar con un estudio que defina los parámetros óptimos que debe alcanzar el gas y los equipos que conforman el ciclo de refrigeración mecánica.

La evaluación de estos equipos permitirá mantener las condiciones requeridas por el refrigerante, adicionalmente perseverar los equipos y garantizar la operación continúa de los mismos en las condiciones exigidas para el funcionamiento normal y así como para establecer firmes y fundamentados criterios a tener presente en futuros proyectos.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo general

Desarrollar la ingeniería conceptual para el enfriamiento de una corriente de gas a través de un tren de refrigeración mecánica existente.

1.2.2 Objetivos Específicos

1. Analizar el ciclo de refrigeración mecánica con propano para una corriente de gas existente.
2. Realizar balances de materia y energía en un ciclo de refrigeración mecánica empleando el simulador Hysys.
3. Simular el tren de refrigeración mecánica existente con una corriente de gas adicional.
4. Diseñar los equipos necesarios para una corriente de gas adicional en el tren de refrigeración mecánica existente.
5. Hacer una evaluación económica preliminar de los equipos adicionales.

CAPITULO 2.MARCO TEÓRICO

2.1 ANTECEDENTES

En 2004, Carvajal, A; estudió las unidades de enfriamiento de agua (chillers) del sistema central de aire acondicionado, ubicadas en el edificio Sede PDVSA Puerto La Cruz. Como parte de esta evolución se tomo en consideración el estudio de los principales factores y condiciones responsables del buen funcionamiento del sistema, entre ellos se incluyen los parámetros de diseño y operación de los equipos. Se utilizó la herramienta computacional HYSYS PROCESS, para simular el ciclo de refrigeración de los chillers a las condiciones de diseño y a las condiciones reales de operación, esto permitió calcular los parámetros operacionales, como el flujo másico de refrigerante, la potencia consumida por el compresor y la eficiencia térmica del ciclo. Se propusieron alternativas para modernizar la central de agua helada, las cuales se evalúan económicamente con el fin de elegir la mejor opción entre el mantenimiento mayor y reconversión de refrigerante o la sustitución de los equipos. Los resultados se obtuvo que las unidades centrifugas presentan perdida en la capacidad de enfriamiento; así como también perdida en la eficiencia del compresor y por consiguiente en la eficiencia térmica del ciclo. Se concluyó que las unidades centrifugas de enfriamiento de agua existente, deben ser sustituidas por unidades nuevas. [1]

En 2009, Benavides, V ; estudió el diseño de un sistema de refrigeración mecánica de una planta de Gas Natural Licuado, donde utilizó la herramienta del simulador HYSYS PROCESS a fin de caracterizar las corrientes de proceso, con los resultados arrojados por el simulador se emplearon para el dimensionamiento de los diversos equipos involucrados en el sistema de refrigeración. Luego de realizar los cálculos correspondientes utilizando la norma PDVSA, fueron comparados con los valores arrojados por la simulación realizada, comprobando así que solo existía ligeras diferencias entre el calculado siguiendo la norma y el obtenido por el simulador, por lo cual el método del manual de diseño de procesos de PDVSA ofrece una buena aproximación para este cálculo. [2]

En 1992, Hernández, A; estudio la posibilidad de utilizar un sistema de refrigeración como medio de enfriamiento adicional en la estación de flujo proyectada en el Campo Boquerón, para obtener un mayor contenido de crudo en los tanques y evitar los problema que produce la condensación de los hidrocarburos líquidos en el gasoducto, se conocieron las características de las corrientes del proceso para el dimensionamiento de los equipos, luego se hizo las simulaciones con el programa PROCESS. Luego el sistema de refrigeración fue diseñado para enfriar 30 MMPCD, donde se octuvieron ventajas en el

caso de recobro adicional de hidrocarburos líquidos y agua en la corrientes de gas. Al final se la evaluación económica resultado de tipo incremental, es decir, solo se consideran las inversiones adicionales y los costos de operación y mantenimiento de las nuevas instalaciones. [3]

2.2 EL GAS NATURAL

Es un combustible que se obtiene de rocas porosas del interior de la corteza terrestre y se encuentra mezclado con el petróleo crudo cerca de los yacimientos. Como se trata de gas, puede encontrarse solo en yacimientos separados. La manera más común en que se encuentra este combustible es atrapado entre el petróleo y una capa rocosa impermeable [4].

2.3 CARACTERISTICAS DEL GAS NATURAL

El gas natural extraído de los yacimientos, es un producto incoloro e inodoro, no tóxico y más ligero que el aire. Procede de la descomposición de los sedimentos de materia orgánica atrapada entre estratos rocosos y es una mezcla de hidrocarburos ligeros en la que el metano (CH₄) se encuentra en grandes proporciones, acompañado de otros hidrocarburos y gases cuya concentración depende de la localización del yacimiento. El gas natural es una energía eficaz, rentable y limpia, y por sus precios competitivos y su eficiencia como combustible, permite alcanzar una economía próspera en el negocio. Por ser el combustible más limpio de origen fósil, contribuye decisivamente en la lucha contra la contaminación atmosférica, y es una alternativa energética que destacará en el siglo XXI por su creciente participación en los mercados mundiales [4].

2.4 CLASIFICACION DEL GAS NATURAL

El gas natural puede ser clasificado de acuerdo a su localización en el suelo y a su composición.

2.4.1 De acuerdo a su localización en el suelo

- ✓ **Gas asociado:** Es aquel que se encuentra en contacto y/o disuelto en el crudo del yacimiento, este a su vez, puede ser clasificado como gas de casquete (libre) o gas en solución (disuelto).
- ✓ **Gas no asociado:** Es aquel que se encuentra en yacimientos que no contienen crudo a las condiciones de presión y temperatura originales.
- ✓ **Gas condensado:** Se puede definir como una mezcla de hidrocarburos parafínicos livianos (C₁ – C₂) y medianos (C₃+), con pequeñas cantidades de componentes no hidrocarburos (CO₂, N₂, H₂S, otros). Se encuentra en yacimientos de hidrocarburos

- ✓ en estado gaseoso, por características específicas de presión, temperatura y composición [4].

2.4.2 De acuerdo a su composición

- ✓ **Gas rico o húmedo:** Es aquel gas natural que contiene alta proporción de componentes pesados por lo tanto se le puede extraer mayores volúmenes líquidos del gas natural hidrocarburos (LGN). Es utilizado mayormente en la petroquímica y en la elaboración de la gasolina natural.
- ✓ **Gas pobre o gas seco:** Esta formado en su mayoría por metano entre 85-90%. Se utiliza directamente como combustible o en proyectos de mantenimiento de presión de yacimientos, también en la producción de hidrogeno.
- ✓ **Gas agrio:** Es aquel que contiene impurezas como CO_2 y H_2S , los cuales son altamente corrosivos, sobre todo el primero de ellos.
- ✓ **Gas dulce:** Es aquel que no contiene o bien sea que contiene muy poco (trazas) de sulfuro de hidrogeno (H_2S) y dióxido de carbono (CO_2) [4].

2.5 COMPONENTES DEL GAS NATURAL

No existe una composición o mezcla que se pueda tomar para generalizar la composición del gas natural. Cada gas tiene su propia composición, de hecho dos pozos de un mismo yacimiento pueden tener una composición diferente entre sí. También la composición del gas varia conforme el yacimiento va siendo explotado, es por eso que se deberá hacer un análisis periódico al gas que es extraído, para adecuar los equipos de explotación a la nueva composición y evitar problemas operacionales. Cuando el gas natural es extraído de los yacimientos presenta impurezas las cuales hay que eliminar ya que pueden provocar daños al ambiente, corrosión en equipos o disminuir el valor comercial del gas. El gas natural está formado por una mezcla de hidrocarburos en estado gaseoso por los miembros más volátiles de la serie parafinita de hidrocarburos ($\text{C}_n\text{H}_{2n+2}$) desde Metano (CH_4 o C_1) hasta el heptano y componentes más pesados ($\text{C}_7\text{H}_{16}^+$ o C_7^+). Además, el gas natural puede contener componentes no hidrocarburos (impurezas como el CO_2 , H_2S , N_2 , He, vapor de agua y otros gases inertes). Otros contaminantes son arenas y sales en estado sólido y parafinas y asfáltenos. Generalmente contiene fracciones pesadas de propano y más pesados que generan condensados a condiciones de presión y temperatura favorables.

Mediante su procesamiento y tratamiento las impurezas son eliminadas y se separa el metano de los otros componentes: etano, propano, butanos, pentano y gasolina natural. El gas natural tal como se obtiene en la salida de los yacimientos presenta algunas características que dificultan su uso tanto domestico como industrial, siendo el caso de que todo gas proveniente de los yacimientos está acompañado por una cantidad importante de

agua que suele estar en estado gaseoso junto con los componentes que integran la mezcla de hidrocarburos. En la Tabla 2.1 se muestra los componentes del gas natural [5].

Tabla 2.1. Componentes del Gas Natural [5].

CLASE	COMPONENTE	FORMULA
Hidrocarburos	Metano	CH ₄
	Etano	C ₂ H ₆
	Propano	C ₃ H ₈
	i-Butano	iC ₄ H ₁₀
	n-Butano	nC ₄ H ₁₀
	i-Pentano	iC ₄ H ₁₀
	n-Pentano	nC ₄ H ₁₀
	Ciclopentano	C ₅ H ₁₀
	Hexano y Pesados	
Gases Inertes	Nitrógeno, Helio	N ₂ ,He
	Argon, Hidrogeno	Ar,H ₂
	Oxigeno	O ₂
Gases Ácidos	Acido Sulfhídrico	H ₂ S
	Dióxido de Carbono	CO ₂
CLASE	COMPONENTE	FORMULA
Compuesto de Azufre	Mercaptanos	R-SH
	Sulfuros	R-S-R
	Bisulfuros	R-S-S-R
Otros	Vapor de Agua	-

2.6 IMPUREZAS DEL GAS NATURAL

Al H₂S y al CO₂ se les denomina gases ácidos del gas natural. Un gas transportado o destinado al uso domestico, que contenga más de 0,25 granos (0.01 Lbs.) de H₂S por 100% Pies cúbicos o 4 ppm.v, se considera un gas acido. La definición de gas acido aplica también al contenido de CO₂ por encima del 2% molar. La GPSA define la calidad de un gas para ser transportado como aquel que tiene ≤ 4 ppm de H₂S, < 3% de CO₂ y de 6 a 7Lbs de agua/1000 PCN. De muchos campos de donde es extraído el gas natural la presencia de estos compuestos es elevada los cuales le dan la denominación de ‘‘amargo’’ al gas natural. El sulfuro de hidrogeno, tiene la característica de tener un desagradable olor y ser muy tóxico. Cuando es separado del gas natural mediante el proceso de endulzamiento, es enviado a plantas recuperadoras de azufre en donde es vendido en forma de líquido para sus diversos usos industriales (producción de pólvora o productos médicos).

Por su parte el dióxido de carbono es un gas incoloro e inodoro, que a concentraciones bajas no es toxico, pero, en concentraciones elevadas incrementa la frecuencia respiratoria y puede llegar a producir sofocación. Se puede licuar fácilmente por compresión, sin embargo, cuando se enfría a presión atmosférica se condensa como sólido en lugar de hacerlo como liquido. El dióxido de carbono es saludable en agua y la solución resultante puede ser acida como resultado de la formación de ácidos carbonilo, he aquí la propiedad corrosiva que el CO₂ presenta en presencia de agua [5].

2.7 PRODUCTOS DEL GAS NATURAL

2.7.1 Gas Metano (Comercial)

El gas metano es un producto refinado, proveniente del procesamiento del gas natural, compuesto en más de un 70% por el metano (CH₄), además de etano, propano, butano y otros en menor cuantía. El gas metano es separado de los líquidos y se comercializa vía gasoductos. En la tabla 2.2 se muestra el porcentaje de los componentes del gas metano (comercial). Entre los usos más comunes del gas metano está el de combustible para la generación de electricidad, en la fabricación de aluminio, productos siderúrgicos, cemento y materiales de construcción, papel, cartón, textiles, vidrio, alimentos, etc. Además como combustible de uso domestico y comercial. También como insumo por la industria petroquímica para la obtención de amoniaco, acido nítrico, urea, sulfato de nitrato de amonio y fertilizantes, en las industrias usado para obtener el hidrogeno requerido para la reducción del mineral de hierro en las plantas. En la tabla 2.2 se muestra la composición del gas metano (Comercial) [5].

Tabla 2.2. Composición del gas metano (Comercial) [5].

COMPONENTE	INTERVALO
Metano	81.64 – 81.21%
Etano	7.81 – 8.49%
Propano	0.68 – 0.70%
Iso-Butano	0.08 – 0.10%

Tabla 2.2. Composición del gas metano (Comercial) (continuación) [5].

Normal-Butano	0.10 – 0.15%
Iso-Pentano	0.04 – 0.07%
Normal-Pentano	0.04 – 0.06%
Hexano	0.04 – 0.06%
Heptano	0.05 – 0.09%
Dióxido de carbono	8.51 – 8.77%
Nitrógeno	0.15 – 0.16%
Gravedad específica	0.58 – 0.75 (AIRE=1)
Poder calorífico	1.012 – 990 BTU/PC

2.7.2 Gas natural licuado (GNL)

Es el gas residual formado por metano en estado líquido, esto se logra a menos -162°C y presión atmosférica. Bajo estas condiciones el metano ocupa un volumen seiscientos (600) veces menor que en forma gaseosa lo cual permite su transporte en barcos especialmente acondicionados llamados metaneros. El gas natural licuado se regasifica en los puertos de resección mediante la aplicación de calor en vaporizadores para su posterior transporte hacia los centros de consumo industrial, comercial y domestico [4].

2.7.3 Gas natural comprimido (GNC)

Otra de las formas de comercialización es por vía de su almacenamiento, una vez comprimido, en tanques especiales bajo presiones de alrededor de 3500 Lbs/Pie². Esta modalidad permite transportar con mayor facilidad el gas y no requiere de sistemas de revaporización, su mercado varía desde el uso automotriz hasta clientes industriales con el uso de tanques estacionarios con consumos moderados y que no tengan accesos a redes de gas [4].

2.7.4 Gas licuado del petróleo (GLP)

El gas licuado del petróleo es una mezcla de hidrocarburos en estado líquido formados esencialmente por dos componentes del gas natural, propano y butano, los cuales permanecen en estado líquido a presiones moderadas y temperatura ambiente. El GLP se almacena y transporta en estado líquido. Posee mayor poder calorífico que el GNL, siendo sus vapores más pesados que el aire, por lo que tienden a acumularse en las zonas más bajas, contrario a lo que ocurre con el gas natural o metano que es más liviano que el aire [4].

2.7.5 Fracciones Licuables del Gas Natural

Las fracciones licuables del gas natural como son: etano, propano, butano y gasolinas naturales en forma líquida, son condensados en plantas de fraccionamiento que están formadas por torres de separación vertical, donde el producto de fondo de una torre es la alimentación de la siguiente.

El proceso de fraccionamiento comienza con la torres Desetanizadora que recibe una mezcla de amplio rango de ebullición de etano, propano, butano y gasolinas naturales donde el producto condensado es el etano, luego sigue la despropanizadora de donde se extrae el propano, la torre siguiente es la desbutanizadora donde el producto tope son los butanos que alimentan a la separadora de butanos y el producto de fondo son las gasolinas naturales y finalmente se encuentra la fraccionadora de gasolina donde el producto de tope es la gasolina y el producto de fondo es un corte de residuos pesados.

Estos productos son de gran utilidad en la industria petroquímica el etano y el propano en la producción de etileno y propileno para la producción de plásticos y resinas: los butanos, en la producción de metil-terbutil-eter [4].

2.8 USOS DEL GAS NATURAL

El desarrollo y perfeccionamiento de la tecnología del gas han contribuido decididamente a que esta fuente natural de energía sea factor importante en la vida moderna, tanto para las industrias como para el hogar [5].

2.8.1 Combustible eficiente

Las características de funcionamiento limpio y eficiente, su rendimiento y valor económico, han logrado que día a día se expanda el mercado de Gas Natural en sus diversas aplicaciones como lo es para vehículos (GNV). Se ha comprobado que como combustible el gas metano es mucho menos contaminante del ambiente que otros, como lo son la gasolina y el diesel [5].

2.8.2 Uso Vehicular

Hoy por hoy no debe descartarse el uso del gas natural como combustible vehicular. Actualmente en muchos países del mundo nutren de manera significativa el parque automotor con una disminución en los costos, proporcionando ahorro para los propietarios, como para los usuarios de los servicios de transporte.

El uso del gas natural en el transporte tiene como una de sus principales ventajas, la mínima contaminación y la seguridad; al ser éste un combustible verde, produce menos contaminación que otros combustibles y genera un ahorro considerable de energía. En la Fig. 2.1 se muestran estaciones de servicio de gas vehicular [5].



Figura 2.1. Estaciones de servicio de gas vehicular [5].

2.8.3 Cogeneración eléctrica

Procesos en los que se produce simultáneamente energía eléctrica o mecánica y energía calorífica útil, a partir de un solo combustible. Estos sistemas de cogeneración son una alternativa eficiente frente a los sistemas tradicionales de utilización de la red eléctrica. La generación simultánea de electricidad y calor en las plantas de cogeneración permite un incomparable grado de aprovechamiento de la energía del combustible. En la Fig. 2.2 se muestra la iluminación por cogeneración eléctrica [5].



Figura 2.2. Iluminación por cogeneración eléctrica [5].

2.8.4 Uso domestico

Este combustible puede ser utilizado fácilmente para las cocinas de los hogares, para termas, secadoras de ropa, aires acondicionados, sistemas de calefacción, entre otros. Actualmente, los establecimientos que cuentan con aire acondicionado o sistemas de calefacción son muy reducidos, debido al costo que significa su manutención, sin embargo, con el gas natural estos servicios se volverían accesibles a una mayor cantidad de la población. En la Fig. 2.3 se muestran algunos cilindros presurizados [5].



Figura 2.3. Cilindros presurizados para uso doméstico [5].

2.8.5 Insumo para procesos

El gas seco, húmedo o condensado, a través de tratamientos adecuados sirve de insumo para la refinación y petroquímica, donde por medio de plantas especialmente diseñadas se hacen recombinaciones de las moléculas de los hidrocarburos para obtener materia prima semielaborada para una cadena de otros procesos o productos finales para los mercados.

El gas natural separado del petróleo (gas asociado) y el gas libre (no asociado) procedente del yacimiento de gas solo es tratado y acondicionado para obtener gas seco de ciertas especificaciones: metano, que se despacha por gasoducto y red de distribución a ciudades y centros industriales donde se utiliza como combustible.

El gas, sujeto a procesos y tratamientos adecuados y separados en metano, etano, propano y butano, puede ir finalmente a plantas petroquímicas para ser convertido posteriormente en una variedad de productos semi-elaborados o finales. De igual manera puede ser enviado a las refinerías, donde sus moléculas son desintegradas térmicamente y, con extracciones adicionales derivadas de los crudos allí refinados, son enviadas a las plantas petroquímicas. En la Fig.2.4 se muestra una planta petroquímica [5].



Figura 2.4. Planta petroquímica [5].

2.9 SISTEMAS DE DISTRIBUCIÓN Y TRANSPORTE DEL GAS NATURAL

Uno de los sistemas más eficientes y puntuales para la distribución del gas, son los gasoductos. Por otra parte, en ausencia de estos están los sistemas convencionales como lo son, transporte en tanques, en cilindros presurizados, entre otros [5].

2.9.1 Gasoductos

Tubería metálica de gran diámetro empleada en el transporte a grandes distancias de gas natural. Los gasoductos permiten la distribución del gas natural desde los yacimientos a los

centros de consumo o bien sea hasta los puertos de embarque o centros de carga, donde se licua para facilitar su transporte por vía marítima o terrestre.

La principal ventaja del gasoducto sobre transportes alternativos es su economía y su seguridad.

Su impacto ambiental es mínimo, puesto que la zona por la que discurre se restaura y, al cabo de pocas semanas, salvo por la señalización correspondiente, no se distingue su trazado. Antes de tenderlo, se realiza un estudio medioambiental y otro arqueológico. En la Fig. 2.5 se muestran algunos gasoductos [5].



Figura 2.5. Instalación de gasoducto [5].

2.9.2 Buques Metaneros

Los buques de transporte de gas natural licuado, también denominados metaneros, son probablemente los barcos mercantes más sofisticados y de más alta tecnología. Todos cuentan con doble casco y en el lugar de las bodegas tienen habilitados uno o varios depósitos criogénicos que permiten mantener la carga a una temperatura de -161°C .

Los transportadores de GNL son embarcaciones especialmente diseñadas y aisladas para prevenir fuga o ruptura en el evento de un accidente. El GNL se almacena en un sistema especial dentro del casco interior donde se le mantiene a presión atmosférica y -161°C .

En función del aislamiento de los tanques, estos transportes pueden ser principalmente de dos tipos, ambos igualmente idóneos, de modo que resulta muy difícil distinguir el mejor. Existe el diseño de tipo esférico (Tipo “Moss”) y el diseño de tipo membrana. En la Fig. 2.6 se muestra el porcentaje de usos de estos buques metaneros.

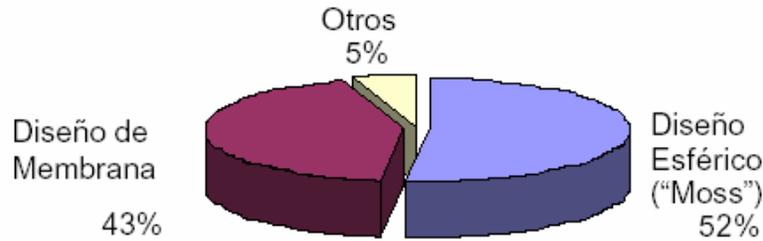


Figura 2.6. Porcentajes de usos de los tipos de buques metaneros [5].

Los metaneros Kvaerner Moss incorporan varios depósitos construidos en una aleación de aluminio y de forma esférica que a simple vista destacan sobre la cubierta. Los metaneros de membrana se denominan así porque sus tanques disponen de una membrana de acero corrugado y expandible. Se distinguen porque en su cubierta sobresale una gran estructura, normalmente prismática. Actualmente la mayoría de los barcos de GNL usa los tanques esféricos (tipo "Moss").

El buque típico puede transportar alrededor de 125.000 – 138.000 m³ de GNL, lo cual se convierte entre 73,6 – 79,3 millones de m³ de gas natural. Mide 274 metros de longitud, alrededor de 42 metros de ancho y 10 metros de casco sumergido, y cuesta alrededor de 160 millones de dólares.

El tamaño de esta embarcación es similar a la de un porta-aviones, pero significativamente más pequeño que un barco muy grande de transporte de petróleo ("VLCC"). Los transportadores de GNL son generalmente menos contaminantes que otras embarcaciones, porque utilizan gas natural y fuel-oil como fuente de energía para la propulsión. En la Fig. 2.7 se muestran buques metaneros [5].



Figura 2.7. Barcos metaneros o buques [5].

2.9.3 Camiones

Los camiones con tanques estacionarios para el transporte del gas natural constan de cilindros grandes construidos sobre remolques, como carros cisterna, pueden llevar desde

4,000 a 5000 metros cúbicos como máximo, porque el gas va comprimido a 3 mil 600 libras de presión por pulgada, por lo que el camión requiere una pared muy gruesa de metal, la cual le suma gran peso. Debido al diámetro y a las características constructivas requeridas por la operación a altas presiones son muy costosos. Entonces, se ha encontrado que es mejor disponer de un almacenamiento compuesto de varios tubos (bombolonas) que también se montan en forma fija sobre un remolque.

También existe en el mercado un sistema de almacenamiento de cilindros similares a los utilizados en los automotores que usan gas natural vehicular, como combustible, y que se ensamblan en módulos o “canastas”, teniendo la particularidad de ser modulares y estar independientes del vehículo transportador.

Como el gas natural comprimido también se utiliza como combustible vehicular a una presión normalizada de 3000 psig, y la mayoría de compresores esta diseñado para atender este requerimiento, se ha estandarizado la presión de 3600 psig, para el transporte de gas natural comprimido.

El sistema de almacenamiento comprende los tanques de acero, la estructura metálica, manómetro y válvulas. También debe considerarse el vehículo transportador y facilidades para su manejo. En el extremo receptor estará una estación de descompresión que disminuirá la presión del gas para que pueda utilizarse por los usuarios finales, bien sea industria, generación térmica, gas natural vehicular o redes de distribución, lo cual hace que la presión de salida de la estación reguladora sea diferente. Para impedir que la estabilidad de los vehículos-tanque se vea afectada durante el transporte, los recipientes poseen en su interior divisiones parciales (rompeolas) que amortiguan los bruscos desplazamientos del líquido. Para posibilitar la dilatación del líquido por efecto del calor, los tanques no se llenan completamente, sino tan sólo aproximadamente al 85 % de su capacidad total, mientras que el 15 % restante quedará ocupado por la masa gaseosa. En la Fig. 2.8 se muestran unidades de transporte de gas natural [5].



Figura 2.8. Transporte en camiones del gas natural. a) Bombolonas, b) Canastas y c) Cisternas [5].

2.10 REFRIGERACION

2.10.1 Breve reseña histórica

La historia de la refrigeración es tan antigua como la civilización misma. Se pueden distinguir dos periodos:

Refrigeración natural: Relacionada totalmente con el uso del hielo.

Refrigeración artificial: mediante el uso de maquinas.

Los periodos más sobresalientes de la evolución de la refrigeración son:

Refrigeración natural

Hacia el año 1.000 AC, los chinos aprendieron que el uso del hielo mejoraba el sabor de las bebidas. Cortaron hielo en invierno y lo empacaban con paja y aserrín lo vendían durante el verano.

Por la misma época, los egipcios utilizaron recipientes porosos colocándolos sobre los techos para enfriar el agua, valiéndose del proceso de enfriamiento que generaba la brisa nocturna.

Durante el imperio romano, estos hacían bajar nieves y hielo de las montañas por cientos de kilómetros, colocándolos en pozos revestidos de paja y ramas y los cubrían con madera.

Durante la edad media los pueblos aprendieron a enfriar las bebidas y alimentos, observando que durante el invierno los alimentos se conservaban mejor.

En 1683, Anton Van Leeuwenhoek invento un microscopio y descubrió que un cristal de agua claro contenía millones de organismos vivos (microbios).

Refrigeración artificial

En 1834, Jacob Perkins solicitó una de las primeras patentes para uso de una maquina practica de fabricación de hielo.

En 1880, Carl Linde inicio el progreso rápido de construcción de maquinaria de refrigeración en base a la evaporación del amoníaco.

También en 1880 Michael Faraday descubre las leyes de la inducción magnética que fueron la base en el desarrollo del motor eléctrico.

En 1930, químicos de Dupont desarrollaron los refrigerantes halogenados. Desde entonces se creyó haber encontrado en los refrigerantes halogenados la panacea en la refrigeración; por su seguridad, no toxicidad, no inflamabilidad, bajo costo y fácil manejo, entre otras ventajas.

No fue sino hasta los años 80 cuando los científicos advirtieron sobre los efectos dañinos de algunos productos químicos sobre la capa de ozono en la Antártida, preocupación que condujo a la investigación y selección de las sustancias potencialmente activas que podrían estarlos generando. Desde entonces, los refrigerantes halogenados principalmente (aunque no son los únicos), quedaron señalados como los causantes de tales efectos.

Actualmente se investiga un sinnúmero de procesos de refrigeración tanto en el campo mecánico como en el eléctrico, magnético y otros, según las aplicaciones y exigencias de temperaturas a procesar [6].

2.10.2 La refrigeración

Se define como cualquier proceso de eliminación de calor, más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata con los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperaturas inferiores con respecto a los alrededores correspondientes. Otra forma de definirlo sería como, el desarrollo en un espacio dado de temperatura menor que la que se tiene en otro espacio o en el espacio adyacente.

La refrigeración es empleada para la remoción de calor en las reacciones químicas, licuar gases de procesos, separar gases por destilación y condensación y la purificación de productos mediante la congelación de separación selectiva de un componente de una mezcla líquida. La refrigeración también es empleada para el acondicionamiento de aire en zonas de plantas industriales para el ‘confort’, y en aplicaciones asociadas con procesos para el aprovechamiento térmico ambiental.

La refrigeración se basa primordialmente en dos principios básicos conocidos como la primera y la segunda leyes de la termodinámica. La primera de ellas establece que la energía no se crea ni se destruye. Si desaparece energía en una forma, debe reaparecer en otra, es decir, no puede aparecer energía en una manifestación sin que se registre una reducción correspondiente en otra de sus formas. La primera ley de la termodinámica se expresa matemáticamente mediante la Ec. (2.1) mostrada a continuación:

$$\Delta_u = Q - W \quad (2.1)$$

Donde:

Δ_u : Cambio de la energía interna (Btu/hr)

Q: Calor agregado al sistema (Btu/hr)

W: Trabajo hecho sobre el sistema (Btu/hr)

La segunda ley indica que ningún sistema puede recibir calor a una temperatura dada y rechazarlo o emitirlo a una temperatura superior, sin que el medio que lo rodea efectúe un trabajo en el mismo. De igual forma se puede definir la segunda ley, primero como un proceso reversible, en el cual la entropía del universo es constante, y el segundo como un proceso irreversible, en el cual la entropía del universo aumenta. La segunda ley de la termodinámica se expresa matemáticamente mediante la Ec. (2.2) mostrada a continuación:

$$\Delta_s = dQ_{rev} / T \quad (2.2)$$

Donde:

Δ_s : Cambio de la entropía (Btu/K)

dQ_{rev}: Variación del calor reversible (Btu)

T: Temperatura absoluta del sistema, en K

El calor fluye siempre del cuerpo más caliente al cuerpo más frío. Si se toman en cuenta las consideraciones de esta ley, el ciclo de refrigeración ideal será el inverso del llamado ciclo de Carnot (El ciclo de refrigeración ideal es un ciclo de Carnot que consiste en dos procesos isotérmicos ($\Delta T = 0$) y dos adiabáticos ($\Delta Q = 0$) [6].

2.10.3 La refrigeración mecánica

Este tipo de refrigeración consiste en forzar mecánicamente la circulación de un fluido en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en un lugar y se disipe en otro. El efecto de la refrigeración se puede llevar a cabo por los ciclos de compresión de vapor.

Se puede describir este proceso que básicamente opera como lo indica el ciclo de Carnot: un fluido refrigerante en estado líquido, se fuerza a experimentar su evaporación debido a una baja de presión en el sector conocido como evaporador a donde además y fundamentalmente, toma calor del agua con la que indirectamente se pone en contacto. Es exactamente en ese lugar a donde se produce el enfriamiento propiamente dicho del agua. Ahora el agua sigue camino al proceso por su circuito y el refrigerante en estado de vapor

es comprimido por un compresor obligándolo a recorrer el ciclo de refrigeración. Seguidamente el refrigerante, en estado de vapor, ingresa al condensador donde se convierte en estado líquido liberando el calor que sustrajo en el evaporador. El calor sale del refrigerante para pasar al aire ambiente por acción de unos ventiladores que fuerzan al aire a intercambiar con el refrigerante.

En resumen, en el evaporador, el agua se enfría (baja su temperatura) mientras que el refrigerante se calienta (se evapora sin cambio de temperatura) en la misma medida. Después, en el condensador, el refrigerante vuelve al estado líquido cediéndole calor al aire ambiente (que eleva su temperatura) [6].

2.10.4 Ciclos de compresión de vapor

Los ciclos de compresión de vapor a su vez se clasifican de acuerdo con los componentes agregados al sistema los cuales pueden ir desde un ciclo sencillo de una sola etapa hasta los más complejos como los ciclos de dos etapas o etapas múltiples. Cada uno de los ciclos de compresión de vapor será descrito a continuación, de manera sencilla y precisa [6].

2.10.4.1 Sistema de compresión de una etapa

En los sistemas de compresión de una etapa, el vapor se comprime desde la presión del evaporador a la del compresor en un paso. Este sistema tiene un intervalo de operación limitado, determinado por el diseño del compresor y por el refrigerante usado.

El ciclo térmico ideal del proceso de dicho sistema sigue el ciclo de Carnot invertido que consiste en expansión y compresión adiabática y evaporación y condensación isotérmica.

Los cuatro componentes básicos del ciclo son el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. Una manera práctica de representar el ciclo teórico de refrigeración es a través de la Fig. 2.9 la cual se muestra a continuación:

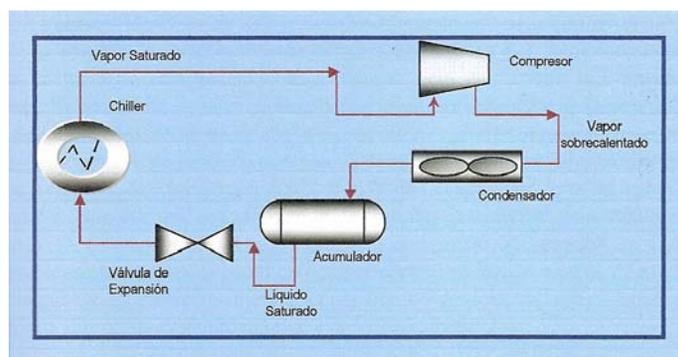


Figura 2.9. Ciclo de refrigeración de una sola etapa [6].

Conforme el refrigerante líquido fluye por el evaporador, el calor se absorbe de un fluido en vías de enfriamiento y el refrigerante hierve a consecuencia de ello. Luego el vapor a baja presión se comprime y los niveles de presión y temperatura se elevan hasta un punto en el que el vapor sobrecalentado se condensa utilizando el medio de enfriamiento disponible. Al comprimir el gas, el calor de compresión se agrega al vapor al aumentar la presión. Luego, el vapor pasa al condensador en donde el gas se licua. A continuación el refrigerante líquido fluye de este a una válvula de expansión en donde la presión y su temperatura se reducen a las que prevalecen en el evaporador, y con ello, el ciclo queda completo [7].

2.10.4.2 Sistema de compresión de dos etapas

En este sistema, el vapor del refrigerante se comprime desde la presión del evaporador a la del condensador en dos pasos. Los diferentes pasos de compresión se efectúan por compresores individuales o por un compresor. Además de las dos etapas de compresión son añadidos una válvula de expansión y un separador (economizador).

Este sistema es el más utilizado, ya que requiere menos potencia por unidad de carga de calor en el evaporador, debido a que parte de la carga de circulación es solamente comprimida a través de una etapa y el refrigerante que entra al evaporador contiene menos vapor. Además, el vapor que pasa a través del evaporador virtualmente no enfría aunque contribuye a elevar los costos de compresión [7].

2.10.5 Clasificación de los procesos de refrigeración:

Los procesos de refrigeración se clasifican en 4 grupos que son:

Enfriamiento: Los sistemas de enfriamiento operan normalmente entre temperaturas que van desde $+15^{\circ}\text{C}$ hasta $+2^{\circ}\text{C}$. Aun cuando en algunos casos existe una disminución de temperaturas hasta los 0°C o menores, su aplicación es muy amplia y se utiliza en productos que no requieren conservación y que se les disminuyen las temperaturas solo para efectos de gusto o de proceso.

Refrigeración: Los niveles de temperatura de este proceso comprenden valores ligeramente superiores a los 0°C hasta aproximadamente los -18°C . En este proceso si existen cambios de estado físicos y lógicamente eliminación de calor latente. Este proceso se utiliza para la conservación de productos, y llevados a los procedimientos adecuados que se puedan mantener productos de dos semanas hasta un mes aproximadamente.

Congelación: Este proceso opera entre -18°C y los -40°C . En este proceso existe también cambio de estado físico en el producto y lógicamente se elimina también calor latente, no obstante en algunos casos solo se elimina calor sensible; por ejemplo, cuando se conserva

la carne congelada en la transportación. El periodo de conservación va desde un mes hasta un año dependiendo del producto y de que se sigan los procedimientos técnicos adecuados de congelación.

Criogenia: Es un proceso que opera desde -40°C hasta valores cercanos al cero absoluto. Implica obviamente cambios de estado físico en el producto, si esta líquido o contiene agua. Su aplicación es muy fuerte en las áreas industriales y de investigación, y está empezando a desarrollarse en las áreas comerciales. Lógicamente trata con la preservación de los productos alimenticios en su característica o condición muy crítica [7].

2.10.5.1 Principales usos de la refrigeración

En la actualidad existen varios tipos de aplicación de la refrigeración, los cuales son:

Refrigeración doméstica. Este campo está limitado principalmente a refrigerados y congeladores caseros. Sin embargo, debido a la gran cantidad de unidades en servicio esta representa una parte muy significativa de la refrigeración industrial. Estas unidades son de tamaño pequeño generalmente. Se utiliza en la preparación y conservación de los alimentos, fabricación de hielo y para enfriar bebidas en el hogar.

Refrigeración comercial. Se refiere al diseño, instalación y mantenimiento de unidades de refrigeración del tipo que se tienen en establecimientos comerciales, con el fin de mostrar productos perecederos para su venta al menudeo, restaurantes, e instituciones, con los mismos fines que en el hogar.

Refrigeración industrial. Muy similar a la comercial, incluso la división no es clara, una regla general es que en las instalaciones industriales son de mayor tamaño y por consiguiente de mayor capacidad.

Es necesario en la industria alimenticia para el procesamiento, preparación y preservación en gran escala. Aquí se incluye su utilización en plantas de enfriamiento y congelación de alimentos, cámaras frigoríficas, cervecerías y lecherías, por citar solo algunas aplicaciones.

Cientos de otras industrias también utilizan la refrigeración, entre ellas se encuentran las plantas para la fabricación de hielo, refinerías de petróleo y plantas de la industria farmacéutica. Otra de las industrias donde se utiliza la refrigeración es en instalaciones petroquímica, con el fin de enfriar fluidos y gases.

En la industria de procesos químicos es uno de los usuarios más importantes de las instalaciones de refrigeración y la emplean en el campo de elaboración de hule sintético y textiles, refrigerantes, cloro, plásticos, fluoruro de hidrogeno, intermedios de naftaleno, tinturas, tereftalato de dimetilo, acrilonitrilo, acrilonitrilo y caprolactama. La

refrigeración es empleada para remover calor de reacciones químicas, para eliminar el calor de las corrientes de gas, licuar gases de procesos, separar gases por destilación y condensación, y purificar productos mediante la congelación de separación selectiva de un componente de una mezcla líquida [7].

2.11 AGENTE REFRIGERANTE

En cualquier proceso de refrigeración, la sustancia empleada para absorber calor, se llama refrigerante. Todos los procesos de enfriamiento en el cual se extrae el calor, pueden clasificarse ya sea como sensibles o latentes de acuerdo al efecto que el calor absorbido

tiene sobre el refrigerante. Cuando el calor absorbido causa un aumento de la temperatura del refrigerante, se dice que el proceso de enfriamiento es sensible, mientras que cuando el calor absorbido causa un cambio en el estado físico del refrigerante (ya sea fusión o vaporización), se dice que el proceso de enfriamiento es latente.

Los refrigerantes líquidos utilizados en los sistemas de refrigeración mecánica, se basan en la propiedad de los líquidos de absorber grandes cantidades de calor a medida que se produce la vaporización de los mismos.

Estos líquidos al vaporizarse tienen muchas ventajas con respecto a los sólidos al fusionarse, en el proceso de vaporización es mucho más fácil su control; es decir, que el efecto refrigerante puede detenerse e iniciarse a voluntad, la velocidad del enfriamiento puede regularse dentro de los límites pequeños y la temperatura de vaporización del líquido puede regularse controlando la presión a la cual el líquido se vaporiza, además, se puede acumular con facilidad y condensar el vapor regresándolo a la fase líquida con lo cual podrá nuevamente usarse proporcionando un suministro continuo del líquido un suministro continuo del líquido para la vaporización.

Los líquidos con punto de ebullición bajos sirven como refrigerantes en la refrigeración mecánica. Los refrigerantes que cambian de líquidos a gas después de absorber calor se conoce como refrigerante primario. La salmuera, el aire y el agua actúan solo como portadores de calor y se clasifican como refrigerantes secundarios [8].

2.11.1 Propiedades térmicas deseadas en los refrigerantes

- ✓ **Baja temperatura de ebullición:** Un punto de ebullición por debajo de la temperatura ambiente, a presión atmosférica. (evaporador).

- ✓ **Fácilmente manejable en estado líquido:** El punto de ebullición debe ser controlable con facilidad de modo que su capacidad de absorber calor sea controlable también.
- ✓ **Alto calor latente de vaporización:** Cuanto mayor sea el calor latente de vaporización, mayor será el calor absorbido por kilogramo de refrigerante en circulación.
- ✓ **Bajo riesgo de explosión:** no inflamable, no explosivo, no tóxico.
- ✓ **Químicamente estable:** A fin de tolerar años de repetidos cambios de estado.
- ✓ **No corrosivo:** Para asegurar que en la construcción del sistema puedan usarse materiales comunes y la larga vida de todos los componentes.
- ✓ **Moderadas presiones de trabajo:** las elevadas presiones de condensación (mayor a 25–28kg/cm^a) requieren un equipo extrapesado. La operación en vacío (menor a 0kg/cm^a) introduce la posibilidad de penetración de aire en el sistema.
- ✓ **Fácil detección y localización de pérdidas:** Las pérdidas producen la disminución del refrigerante y la contaminación del sistema.
- ✓ **Inocuo para los aceites lubricantes:** La acción del refrigerante en los aceites lubricantes no debe alterar la acción de lubricación.
- ✓ **Bajo punto de congelación:** La temperatura de congelación tiene que estar muy por debajo de cualquier temperatura a la cuál pueda operar el evaporador.
- ✓ **Alta temperatura crítica:** Un vapor que no se condense a temperatura mayor que su valor crítico, sin importar cuál elevada sea la presión. La mayoría de los refrigerantes poseen críticas superiores a los 93°C.
- ✓ **Moderado volumen específico de vapor:** Para reducir al mínimo el tamaño del compresor.
- ✓ **Bajo costo:** A fin de mantener el precio del equipo dentro de lo razonable y asegurar el servicio adecuado cuando sea necesario [8].

2.12 TIPOS DE REFRIGERANTES

2.12.1 Clasificación de refrigerantes más comunes

Los refrigerantes más comunes, empleados tradicionalmente en refrigeración se mencionan a continuación:

- ✓ **R11 [CFC11]**, (punto de evaporación 23,8°C), empleado en chillers centrífugos y como agente espumante, cuya producción y empleo está actualmente siendo eliminado progresivamente.
- ✓ **R12 [CFC12]**, (punto de evaporación - 29,8°C), se le ha empleado desde su desarrollo en una amplia variedad de sistemas de refrigeración conocido como:

Forane 12, Isotrón 12, Genetrón 12, Freón 12 o simplemente refrigerante F12, cuya producción y empleo está actualmente siendo eliminado progresivamente.

- ✓ **R502** mezcla azeotrópica de R22 (48,8%) y R115 (51,2%), (punto de evaporación - 45,4°C), empleado en refrigeración industrial de baja temperatura. \á casi no se lo utiliza debido a su escasez.
- ✓ **R717 [NH₃]**, amoníaco, (punto de evaporación -33°C) se ha usado desde un principio en una amplia gama de equipos y sistemas de refrigeración y recientemente se le sigue empleando en grandes instalaciones industriales y comerciales. Es tóxico, de acción corrosiva sobre las partes de cobre, zinc o sellos que contengan estos metales; tiene elevado calor latente de evaporación, y relación de presión-volumen específico, convenientes.
- ✓ **R744**, [CO₂] dióxido de carbono, (punto de evaporación -78.5°C) fue usado mucho tiempo como refrigerante seguro; la exposición en recintos cerrados no es peligrosa a bajas concentraciones, pero tiene el inconveniente de requerir elevadas presiones.
- ✓ **R764**, [SO₂] dióxido de azufre, (punto de evaporación -10 C sólo se usó en pequeños equipos de refrigeración. Es muy irritante y corrosivo y su uso en grandes instalaciones resulta peligroso. Por tal razón su uso fue discontinuado.
- ✓ **R40**, [CH₃CL] cloruro de metilo, también conocido como clorometano o monoclорometano, (punto de evaporación -23.8°C) fue usado en unidades de aire acondicionado pequeñas y medianas. Es altamente inflamable (temperatura de ignición 632°C), de uso altamente peligroso, anestésico en concentraciones del 5 al 10% por volumen y fue reemplazado por los CFC y HCFC. Pequeñas cantidades de humedad en el sistema producen congelamiento en la válvula de expansión.
- ✓ **R290**, [C₃H₈] Propano, es un hidrocarburo que se utiliza en algunos equipos de refrigeración, tiene un potencial cero de destrucción de ozono, dado que procede del petróleo, se le considera un refrigerante natural debido a su disponibilidad

en todo el mundo ha sido debatido ampliamente para reemplazar a los Clorofluorocarbono (CFC). El propano, R290 es un refrigerante con buen rendimiento, pero debe tratarse con cuidado debido a su inflamabilidad. Es muy importante cuando se trabaja con refrigerantes del tipo hidrocarburo que estos sean de alta pureza, ya que cualquier proporción con otras impurezas, como sulfuros, agua, etc, pueden contribuir a la degradación de los aceites lubricantes de la instalación, rotura de compresores, etc.

Puede ocurrir que si el hidrocarburo no es de alta pureza, pueden ir mezclados con él otros hidrocarburos, pudiendo variar drásticamente las propiedades físicas y termodinámicas del hidrocarburo original. El propano que se utiliza en aplicaciones de refrigeración, no está odorizado como los de uso doméstico (el hidrocarburo doméstico se odoriza para que sea rápidamente detectable en el caso de una fuga), no siendo fácilmente detectable en caso de fugas [8].

2.12.2 Clasificación según su grupo

- ✓ **Refrigerantes halogenados:** Llamados así por contener en su estructura molecular átomos de cloro, flúor o ambos. Sustituyeron a la mayor parte de los refrigerantes, tales como el amoníaco, el anhídrido carbónico, el dióxido de azufre, el cloruro de metilo, el dicloroetano, cuando su aplicación cumplía los requerimientos del diseño del equipo, tanto en temperaturas como presiones. Son químicamente estables, de baja toxicidad, con características térmicas muy buenas y hasta los años 70 fueron considerados ideales para la refrigeración; cuando las investigaciones sobre el daño a la capa de ozono, los hicieron sospechosos de participar en el proceso de degradación del ozono estratosférico que protege al planeta contra la radiación UV proveniente del sol. Hoy en día esas hipótesis han sido científicamente comprobadas. Son derivados halogenados de los hidrocarburos, muy estables a nivel troposférico, pero que se descomponen en la estratosfera como resultado de la acción combinada de la baja temperatura y la radiación ultravioleta (especialmente en el casquete polar antártico).
- ✓ **Clorofluorocarbonos [CFC]:** R12 (CFC12) Fue sintetizado en 1928 por científicos de una transnacional automotriz iniciando su producción en 1936. Fue ampliamente utilizado en casi todos los equipos de refrigeración doméstica y aire acondicionado de vehículos. Aun es muy popular en los servicios de reparación.
- ✓ **Hidroclorofluorocarbonos [HCFC]:** Ha hecho que se le considere para sustituirlos en ocasiones cuando sea posible su aplicación como refrigerante de transición, por su potencial de destrucción del ozono, dejara de fabricarse a partir del 1 de enero de 2014 en la Unión Europea y el 1 de enero del 2040 en los países firmantes del Protocolo de Montreal amparados en el Artículo 5.

- ✓ **Mezclas zeotropicas:** Se identifican por un número de tres cifras que comienza con la cifra "4", seguido de una letra para diferenciar diversas proporciones de mezcla de las mismas sustancias químicas, como por ejemplo: R401A, R401B. Están formadas por dos o más sustancias simples o puras, que al mezclarse en las cantidades preestablecidas generan una nueva sustancia la cual tiene temperaturas de ebullición y condensación variables. Para estas mezclas se definen el punto de burbuja como la temperatura a la cual se inicia la evaporación y el punto de rocío como la temperatura a la cual se inicia la condensación. También se requieren definir otras características como el fraccionamiento, que es el cambio en la composición de la mezcla cuando ésta cambia de líquido a vapor (evaporación) o de vapor a líquido (condensación), y el deslizamiento de la temperatura, que es el cambio de temperatura durante la evaporación debido al fraccionamiento de la mezcla. Un ejemplo de esta mezcla es 50% propano y 50% isobutano y tiene propiedades equivalentes al CFC12.

- ✓ **Mezclas azeotropicas:** Se identifican por un número de tres cifras que comienza con la cifra "5", como por ejemplo: R502, R500, R503 Están formadas por dos o más sustancias simples o puras que tienen un punto de ebullición constante y se comportan como una sustancia pura logrando con ellas características distintas de las sustancias que las componen.

- ✓ **Compuestos inorgánicos:** Incluyen gases simples como el oxígeno [O₂], nitrógeno [N₂], y compuestos inorgánicos como el anhídrido carbónico o dióxido de carbono [CO₂] R744, agua [H₂O], amoníaco [NH₃] R717, y otros.

- ✓ **Hidrocarburos:** Basados en hidrocarburos saturados o insaturados, los cuales pueden ser usados como refrigerantes solos o en mezclas. Ejemplo: etano, propano, isobutano, propileno y sustancias inorgánicas naturales. Las sustancias inorgánicas naturales han sido conocidas y su utilización se redujo con la aparición de las sustancias halogenadas. Son usados como refrigerantes en grandes plantas industriales (refinerías de petróleo, petroquímica) así como en pequeños sistemas de baja temperatura. Son compatibles con el cobre y los aceites minerales, tienen buenas propiedades como refrigerantes y algunos son excelentes alternativas para sustituir el CFC12 y el HFC134a. Su impacto ambiental es casi nulo comparado con los CFC, los HCFC y los HFC. El uso de hidrocarburos como sustancia refrigerante requiere de una preparación mental enfocada en la prevención de situaciones de riesgo, que en muchas veces escapan a la simple observación visual y requieren de una investigación de condiciones del entorno que pueden convertirse en detonantes de una situación catastrófica por imprevisión. La combinación del uso de gases inflamables en sistemas controlados por circuitos eléctricos en el mismo equipo, incrementa notablemente las probabilidades de accidentes de trabajo con consecuencias serias, no solo para el técnico sino para otras personas en el entorno, además de daños materiales que puedan generarse [8].

2.12.2.1 Refrigerante R290 (Propano)

Mejor conocido como refrigerante propano es caracterizado por el bajo costo y es no tóxico. Con el uso de este refrigerante no hay problema con la selección de materiales estructurales para las partes del compresor, condensador, y evaporador. La temperatura de ebullición bajo la presión atmosférica es $-42,1\text{ }^{\circ}\text{C}$. La ventaja del propano es también la baja temperatura de la salida del compresor. Sin embargo el propano como refrigerante tiene dos desventajas fundamentales. Primero presenta riesgo al fuego, segundo el tamaño del compresor debe ser mayor que el usado con R22. En las capacidades de refrigeración industrial, el propano ya ha sido usado durante muchos años. En la Tabla 2.3 se puede observar las diferencias entre el propano y otros refrigerantes [8].

Tabla 2.3 Propiedades del R290 (Propano) y diferencia con otros refrigerantes [8].

REFRIGERANTE	R 290	R 134a	R 404A	R 22	R 600 ^a
Nombre	Propano	1,1,1,2- Tetra- fluoro- etano	Mezcla R 125 R 143a R 134a	Cloro- difluoro- metano	Isobutano
Formula	C H	CF -CH F	44/ 52/ 4	CHF Cl	(CH) CH
Temperatura crítica en $^{\circ}\text{C}$	96.7	101	72.5	96.1	135

Tabla 2.3 Propiedades del R290 (Propano) y diferencia con otros refrigerantes (continuación) [8].

Peso Molecular en kg/kmol	44.1	102	97.6	86.5	58.1
Punto normal de ebullición en °C	-42.1	-26.5	-45.8	-40.8	-11.6
Presión a -25°C en bar (absoluto)	2.03	1.07	2.50	2.01	0.58
Densidad del líquido a -25°C en kg/l	0.56	1.37	1.24	1.36	0.60
Densidad vapor a -25/+32°C en kg/m ³	3.6	4.4	10.0	7.0	1.3
Capacidad volumétrica a -25/55/32°C en kJ/m ³	1164	658	1334	1244	373
Entalpía de vaporización a -25°C en kJ/kg	406	216	186	223	376
Presión a +20°C en bar (absoluto)	8.4	5.7	11.0	9.1	3.0

En la Fig. 2.10 se observa que el nivel de presión y la temperatura crítica del R290 son similares a las del R22. Sin embargo, la temperatura de descarga es mucho más baja. Esto da la oportunidad de trabajar a relaciones de presión más altas, lo cual significa temperaturas de evaporación más bajas o temperatura de gas de aspiración más alta.

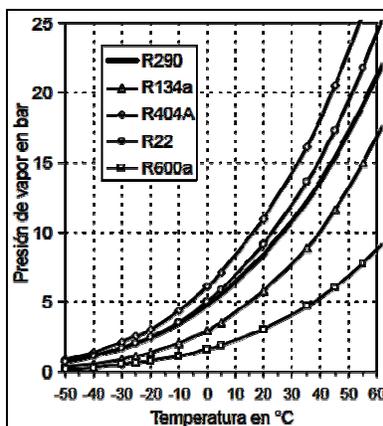


Figura 2.10. Presión de vapor para el R290 (Propano) y diferencia con otros refrigerantes [8].

El R290 tiene aproximadamente un 90% de la capacidad volumétrica del R22 y un 150% del R134a a una temperatura de condensación de 45°C, como se puede ver en la Fig.

2.10. Es necesario, por lo tanto, un compresor con un desplazamiento volumétrico cercano al de R22, y de un 10 a un 20% mayor que para R404A. La capacidad volumétrica aproximada es de 2.5 a 3 veces la de R600a. Es por esto, que la elección de estos refrigerantes, R600a y R290, lleva a diseños de sistemas diferentes debido a los diferentes flujos volumétricos necesarios para la misma necesidad de refrigeración [8].

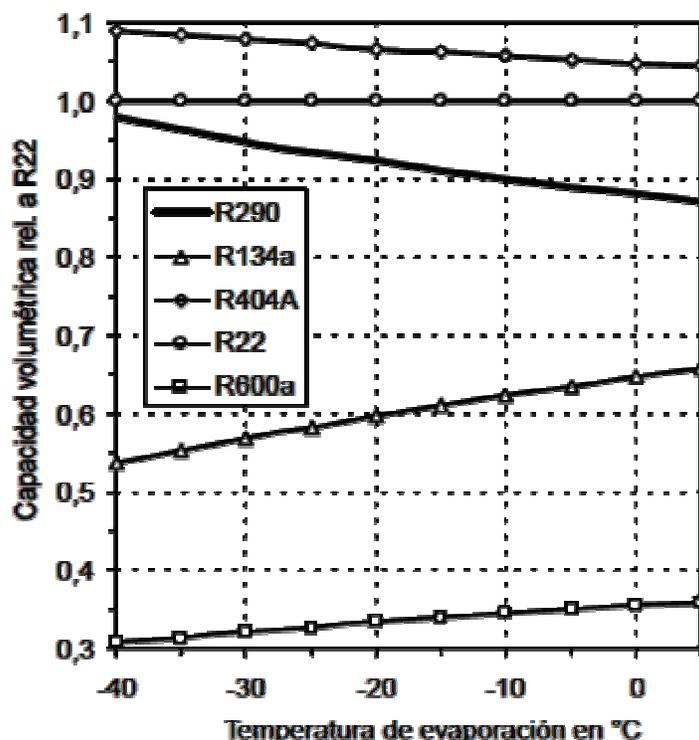


Figura 2.11. Capacidad volumétrica del R290 (Propano) con el R134a, R404A y R600a, en relación al R22, respecto a temperatura de evaporación, temperatura de condensación de 45 °C y temperatura de aspiración de 32 °C, sin subenfriamiento [8].

Las especificaciones para el R290 (Propano) no se encuentran en los estándares internacionales. Algunos datos están incluidos en la norma alemana DIN 8960 de 1998, la cual es una versión ampliada de la ISO 916. La pureza del refrigerante se considera según su química y su estabilidad, según la vida del compresor y del sistema, y desde el lado termodinámico considerando el comportamiento y el control del sistema de refrigeración.

La especificación DIN 8960 es una especificación general sobre la seguridad de los hidrocarburos, adoptada de un catálogo de criterios sobre refrigerantes y convertido al propano, isobutano, n-butano y otros. Algunos conceptos pueden ser aceptados para refrigerantes específicos y combinaciones no puras después de una evaluación exhaustiva.

Por el momento no existe en el mercado ningún refrigerante con la calidad acorde con

los estándares oficiales. Las especificaciones de calidad deben ser revisadas con las empresas suministradoras en detalle. En la tabla 2.4 podemos ver las especificaciones del R290 (Propano) de acuerdo con DIN 8960-1998 [9].

Tabla 2.4. Especificaciones de R290 de acuerdo con DIN 8960– 1998 (ppm = partes por millón) [9].

R290 (Propano)	Especificación	Unidad
Contenido en refrigerante ¹	≥ 99.5	% masa
Impurezas organicas ²	≤ 0.5	% masa
1,3-Butadieno ³	≤ 5	ppm por masa
n-hexano	≤ 50	ppm por masa
Benceno ⁴	≤ 1	ppm por substancia
Azufre	≤ 2	ppm por masa
Deslizamiento de temperatura evap.	≤ 0.5	K (desde 5 a 97 % destil)
Gases no condensables	≤ 1.5	% vol. Fase vapor
Agua ⁵	≤ 25	ppm por masa
Contenido en ácidos	≤ 0.02	mg KOH/g neutralización
Residuos de evaporación	≤ 50	ppm por masa
Partículas/Sólidos	-	Revisión visual

La principal desventaja en relación con el R290 es el riesgo de inflamabilidad, causa por la que se deben tomar precauciones de seguridad especiales para su manejo, dichas precauciones se muestran en la Tabla 2.5.

Tabla 2.5. Inflamabilidad del R290 (Propano) [9].

Límite mínimo de explosión (L EI)	2.1%	Aprox. 39 g/m ³
Límite máximo de explosión(UEI)	9.5%	Aprox. 177 g/m ³
Temperatura mínima de ignición	470 C	-

Son necesarias precauciones de seguridad en concentraciones grandes de propano debido a su inflamabilidad, en sus aplicaciones y en los procesos de producción. Los riesgos en estas situaciones son muy diferentes. Para que se produzca un accidente se tienen que cumplir dos condiciones. Una es la mezcla inflamable de gas y aire y la otra es el tipo de

ignición a ciertos niveles de energía o temperatura. Estas dos condiciones se deben presentar juntas para la combustión, luego se tiene que evitar esta combinación.

Los compresores que trabajan con R290 tienen protectores internos y sistemas relés especiales, todos ellos asegurando que no se puedan producir chispas cerca del compresor, ya que en caso de fugas cerca del compresor no se puede garantizar la mezcla con el aire por debajo del LEI (límite de explosión inferior). Los compresores que operan con este refrigerante (R290) llevan una etiqueta de peligro amarilla para gas inflamable como muestra la Fig. 2.12 [9].



Figura 2.12. Etiqueta de peligro amarilla para equipos que operan con R290 [9].

2.13 COMPONENTES BASICOS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION MECANICA

2.13.1 Compresor

Un compresor supe la fuerza necesaria para mantener operando el sistema de compresión. Este mantiene el lado de baja presión donde evapora el refrigerante, y el lado de alta presión donde se condensa, creando la diferencia de presión necesaria para que circule el refrigerante.

Un compresor es una máquina capaz de elevar la presión del gas que maneja. En la industria la misión de los compresores es:

- ✓ Alimentar la red de aire comprimido para instrumentos
- ✓ Proveer de aire para combustión
- ✓ Recircular gas a un proceso o sistema
- ✓ Producir condiciones idóneas para que se produzca una reacción química
- ✓ Producir y mantener niveles de presión adecuados por razones de proceso de torres
- ✓ Alimentar aire a presión para mantener algún elemento en circulación.

Existen diferentes tipos de compresores, pero los utilizados en industria son:

- ✓ Alternativos (de simple o de doble efecto y de una o dos etapas)
- ✓ Centrífugos (de una y de varias etapas)
- ✓ Rotativo (de tornillo) [10].

2.13.1.1 Compresores Alternativos

Los compresores alternativos son máquinas de desplazamiento positivo en las cuales sucesivas cantidades de gas quedan atrapadas dentro de un espacio cerrado y, mediante un pistón, se eleva su presión hasta que se llega a un valor de la misma que consigue abrir las válvulas de descarga.

El elemento básico de compresión de los compresores alternativos consiste en un solo cilindro en el que una sola cara del pistón es la que actúa sobre el gas (simple efecto). En la Fig. 2.13 se muestra un compresor alternativo de simple etapa [10].



Figura 2.13. Compresor alternativo de etapa simple [10].

2.13.1.2 Compresores Centrífugos

El compresor centrífugo es una máquina en la que el gas es comprimido por la acción dinámica de las paletas giratorias de uno o más rodetes. El rodete logra esta transmisión de energía variando el momento y la presión del gas. El momento (relativo a la energía cinética) se convierte en energía de presión útil al perder velocidad el gas en el difusor del compresor u otro rodete. En las Figs. 2.14 y 2.15 se observa un compresor de múltiples etapas y un corte horizontal del mismo respectivamente [10].



Figura 2.14. Compresor centrifugo de multiples etapas [10].

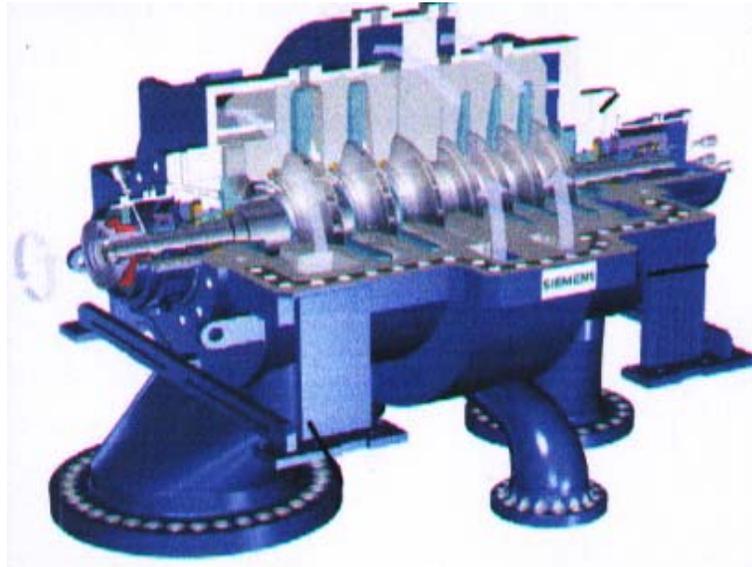


Figura 2.15. Corte horizontal de un compresor centrifugo de multiples etapas [10].

2.13.1.3 Compresores Rotativos

En el rango de 1 a 100 m³/s (según cuál sea la razón de compresión) es el más conveniente desde el punto de vista económico, pues basta una sola unidad. Se le pueden conseguir variaciones relativamente grandes de la capacidad sin que varíe mucho la presión de descarga, a la vez ocupan relativamente poco espacio. Estos compresores se caracterizan

por tener un flujo continuo y sin pulsaciones, estos se pueden conectar directamente bien sea a un motor eléctrico o a una turbina movida por vapor. Con estos equipos no hay

contaminación del gas por aceite lubricante. En la Fig. 2.16 podemos ver un compresor rotativo [10].



Figura 2.16. Compresor rotativo [10].

2.13.2 Dispositivo de expansión

Por su gran eficiencia y adaptabilidad para cualquier aplicación, es el dispositivo que más se usa. Los dispositivos de expansión se usan para regular la entrada en el evaporador del agente refrigerante en su estado líquido procedente del condensador a través de la correspondiente tubería llamada línea de líquido. De acuerdo a su funcionamiento, se dividen en válvulas de expansión automáticas y válvulas de expansión termostática o de flotador, accionadas respectivamente por las diferentes presiones, temperaturas o niveles de refrigerante en el evaporador [10].

2.13.3 Recibidor de líquido

En el recibidor de líquido se almacena provisionalmente el refrigerante líquido recién condensado. Este permite que las variaciones en volumen de refrigerante en el evaporador no afecten la operación correcta del refrigerador, además el recibidor necesita tener las dimensiones suficientes para almacenar la totalidad del refrigerante contenido en el evaporador para cubrir las necesidades de almacenamiento que se presente en las reparaciones [10].

2.13.4 Separador

Son equipos usados para separar mezclas de dos o más fases, las cuales pueden estar formadas por: una fase vapor y una líquida; una fase vapor y una sólida; dos fases líquidas inmiscibles (aceite-agua); una fase vapor y dos líquidas o alguna otra combinación de las anteriores. A un separador también se le conoce con el nombre de depurador, decantador o deshidratador. Usualmente en la industria se requiere de algún tipo de separación de fases, es por ello que los separadores juegan un papel muy importante y por lo que un diseño apropiado es de suma importancia, debido a que estos tipos de recipiente son normalmente los equipos iniciales en muchos procesos [10].

2.13.5 Equipos de intercambio de calor

Son dispositivos o equipos en los cuales se efectúa la transferencia de calor de un fluido a otro. A los intercambiadores de calor también se les conoce con el nombre de cambiadores de calor [11].

2.13.5.1 Clasificación de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor presentes en el mercado son muy diversos en forma, tamaño y tienen funciones específicas. Generalmente los intercambiadores son clasificados de acuerdo a criterios como procesos y mecanismos de transferencia de calor, grado de compacticidad de la superficie, etc.

✓ Intercambiadores del tipo tubo y carcasa

Son utilizados comúnmente en las refinerías. Por lo general son relativamente fáciles de construir y pueden ser diseñados para presiones desde moderadas a altas, sin que varíe sustancialmente el costo. Además su diseño y construcción es relativamente fácil debido a la existencia de buenos procedimientos de diseño, de experticia y de facilidades de fabricación. Estos consisten en un haz de tubos paralelos encerrados en un estuche cilíndrico llamado carcasa. En la Fig. 2.17 se muestra un intercambiador de tubo y coraza.



Figura 2.17. Intercambiador de tubo y carcasa [11].

✓ **Intercambiadores de placas.** En estas unidades, la superficie de transferencia de calor es construida de planchas de metal en lugar de tubos. Estas planchas pueden ser de superficie lisa, corrugada o canalizada. Dependiendo del tipo de superficie de la plancha y de la configuración de la unidad, se conocen cuatro tipos de intercambiadores de placa:

(1) intercambiadores de placas en espiral, (2) intercambiadores de placas con aletas), (3) intercambiadores de placas con empacadora y (4) intercambiadores de laminas repujadas.

- ✓ **Intercambiadores de tipo espiral.** Este tipo de intercambiadores consiste en un grupo de serpentines concéntricos enrollados en forma de espiral, los cuales están conectados a placas o cabezales de tubos. Por lo general este tipo de intercambiadores es económico, no tiene problemas de expansión diferencial, es compacto y puede ser usado para el intercambio de calor de dos o más fluidos. Normalmente este tipo de intercambiadores es usado en aplicaciones criogénicas, donde la presión de proceso es 4500 kPa manométrica (650 psig) o mayor; siendo particularmente útiles en el manejo de fluidos viscosos y aplicables como condensadores o rehervidores [11].

2.13.5.2 Denominación de los intercambiadores según su función en los procesos

De acuerdo a la función que los intercambiadores deben cumplir en un proceso determinado, reciben una ubicación y una denominación específicas. Las funciones típicas que cumplen los intercambiadores y el nombre que reciben según dichas funciones son:

- ✓ **Condensador:** Es una unidad en la cual los vapores de proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento.
- ✓ **Enfriador:** Es una unidad en la cual una corriente de proceso intercambia calor con agua o aire sin que ocurra cambio de fase. Un enfriador por lo general es una caldereta o rehervidor de marmita típico, excepto por el rebosadero, y el haz de tubos alcanza una altura del 70 % del diámetro de la coraza. El espacio remanente sobre los tubos se usa para separar el vapor del líquido. Los enfriadores se usan en los procesos de refrigeración del tipo compresión de vapor.
- ✓ **Evaporador:** Los evaporadores son intercambiadores de calor usados específicamente para concentrar soluciones mediante la evaporación parcial del solvente, algunas veces hasta el punto que ocurra el fenómeno de la cristalización. Son diseñados para optimizar la producción del producto líquido o sólido.
- ✓ **Intercambiador:** Es el nombre genérico de un dispositivo mecánico, o equipo, diseñado para transferir calor entre dos o mas corrientes de fluidos que fluyen a través del equipo.
- ✓ **Calentador:** Es un intercambiador de calor que aumenta la temperatura de una corriente, sin que normalmente ocurra un cambio de fase. Como fuente de calor puede utilizarse una corriente de servicio; tal como vapor de agua, aceite caliente, fluidos

térmicos o líquidos químicos (como el "Humbletherm"); o una corriente de proceso de entalpia alta; por ejemplo: la descarga de un reactor operado a alta temperatura.

- ✓ **Vaporizador:** Este tipo de intercambiador convierte el fluido líquido a vapor. El término vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua.
- ✓ **Refrigerador:** Es una unidad que utiliza un refrigerante para enfriar un fluido, hasta una temperatura menor que la obtenida si se utilizara aire o agua como medio de enfriamiento.
- ✓ **Rehervidor:** Es un vaporizador frecuentemente usado para generar un flujo de vapor que suministra el calor latente de vaporización al fondo de una columna o torre fraccionadora. Existen dos tipos generales de rehervidores, aquellos que descargan una mezcla bifásica a la torre y los que retoman vapor solamente. Los primeros pueden operar mediante circulación natural (comúnmente llamados termosifones), o circulación forzada. Los termosifones son los tipos de rehervidores más comunes. Los termosifones horizontales donde la vaporización ocurre en el lado de la carcasa son los más usados en la industria petrolera. Normalmente, en los termosifones verticales, la vaporización ocurre en el lado de los tubos y se utilizan preferiblemente en las industrias químicas [11].

2.13.5.3 Funciones de los intercambiadores de calor

La función básica de los intercambiadores es la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos a diferente temperatura. El calor fluye, como resultado del gradiente de temperatura, desde el fluido caliente hacia el frío a través de una pared de separación, la cual se le denomina superficie o área de transferencia de calor. Es decir, no existe fuente de energía térmica en un intercambiador de calor. Por otro lado, si los fluidos son inmiscibles, el área física de transferencia de calor puede ser eliminada, y la interfase formada entre los fluidos puede servir como área de transferencia de calor. En resumen las funciones típicas de un intercambiador de calor en los procesos industriales son las siguientes:

- ✓ **Recuperación de calor:** La corriente fría recupera parte del calor contenido en la corriente caliente. Es decir, calentamiento y enfriamiento de las corrientes involucradas, las cuales fluyen simultáneamente a ambos lados del área de transferencia de calor.
- ✓ **Evaporación:** Una de las corrientes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase líquida a vapor.

- ✓ **Condensación:** Una de las comentes involucradas en el intercambio de calor cambia de fase vapor a fase líquida [11].

2.14 DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS NUEVOS INVOLUCRADOS EN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO

2.14.1 Dimensionamiento de intercambiadores de calor

Los intercambiadores de tubo y coraza tienen diferentes usos y aplicaciones, como ya se explicó previamente, sin embargo, los métodos aplicados para su dimensionamiento suelen seguir la misma base, introduciendo ligeras variantes que dependerán del tipo de servicio con el cual esté involucrado el equipo [12].

2.14.1.1 Metodología general para el diseño de intercambiadores de calor

La siguiente metodología se presentará como una guía general para el diseño de intercambiadores de calor de cualquier tipo [13]

Recopilación de la información mecánica, de proceso y de la función de la unidad o servicio dentro del proceso. La información de proceso que se requiere obtener es la siguiente:

- ✓ **Fase y naturaleza del flujo:** es decir, si se trata de un líquido, vapor, gas, bifásico, vapor de agua, agua, hidrocarburos, etc.
- ✓ **Flujos totales (entrando y saliendo de la unidad, mínimo por un lado):** másico ó volumétrico, especificado por fase cuando se trata de flujo bifásico.
- ✓ **Propiedades de los fluidos:** calor específico, calor latente, conductividad térmica, viscosidad, peso molecular, gravedad específica ó densidad.
- ✓ **Condiciones de operación:** temperatura y presión a la entrada y/o salida de la unidad.
- ✓ **Caídas de presión permisibles:** máxima permitida en cada lado.
- ✓ **Factores de ensuciamiento:** los cuales preferiblemente deben estar basados en experiencias operacionales.
- ✓ **Condiciones de diseño:** temperatura y presión en cada lado de la unidad.
- ✓ **Características corrosivas, tóxicas y/o inflamables de los fluidos**

✓ **Existencia de ciclos térmicos:** frecuencias de paradas y arranque, si es una operación por carga, etc. Mientras que la información mecánica requerida es la siguiente:

- Materiales de construcción.
- Espesor de la pared por consideraciones de corrosión.
- Especificaciones, códigos y estándares.
- Tamaño o limitaciones de espacio.
- Tolerancia por corrosión.
- Orientación de la instalación: horizontal ó vertical [13].

Existen otros detalles que deben tomarse en cuenta en el diseño, tales como: longitud del tubo, limitaciones en las dimensiones de la carcasa y otros, los cuales deben incluirse en estudios preliminares de plantas nuevas y que normalmente son especificados por el cliente. Seguidamente debe hacerse una selección del tipo de intercambiador. Luego Localizar los criterios de diseño típicos para el servicio en cuestión, así como también criterios y consideraciones adicionales y la configuración del intercambiador.

Una vez establecido los parámetros mencionados anteriormente se procede al diseño térmico e hidráulico del intercambiador, donde se incluye la búsqueda de información adicional, en los documentos técnicos necesarios, con el fin de completar la especificación de proceso del intercambiador de calor bajo estudio.

Cuando se especifica un intercambiador de calor, el diseñador casi siempre conoce o puede calcular sin mucha dificultad, los términos flujo de calor (Q) y la diferencia media logarítmica de temperatura para las condiciones de proceso dadas [13].

2.14.2 Intercambiadores de enfriamiento por aire

Los intercambiadores de enfriamiento por aire utilizan el aire ambiental sobre la parte exterior de sus tubos o serpentín. En la mayoría de los casos estos tubos poseen aletas altas. En muy pocas aplicaciones es necesario usar tubos sin aletas. Por lo general este tipo de equipos es utilizado para enfriar o condensar los fluidos que fluyen a través del interior de los tubos. Con el fin de que sea efectivo, el aire debe fluir en convección forzada, de esta manera se obtienen coeficientes de transferencia de calor por convección que sean aceptables. Los tipos más comunes de estos intercambiadores son los de enfriamiento de aire forzado o inducido.

Los enfriadores de aire consisten de uno o más ventiladores de flujo axial, velocidades relativamente bajas y diámetros grandes, que forzan o inducen al aire a fluir a

través de un banco de tubos. La configuración básica de una unidad es un banco de tubos aleteados montado sobre una estructura de acero con una cámara de pleno y un anillo vénturi, un motor y otros accesorios como persianas, guardaventilador, alambrado e interruptores de vibración.

En general, los enfriadores de aire resultan especialmente atractivos en aquellas localidades donde el agua escasea o requieren un tratamiento costoso como una torre de enfriamiento, donde las leyes de contaminación ambiental establezcan requisitos estrictos para los efluentes de agua, donde la expansión de los sistemas de agua de enfriamiento sea necesaria, o donde la naturaleza del medio enfriante cause taponamientos frecuentes o problemas de corrosión.

Los enfriadores de aire ocupan un área relativamente grande. Por lo tanto, estas unidades se instalan normalmente encima de los tendidos de líneas y de los equipos de proceso, tales como tambores e intercambiadores. En la Fig.2.18 se muestra un enfriador por aire [15].



Figura 2.18. Enfriador por aire [15].

2.15 DESCRIPCIÓN DEL PROGRAMA DE SIMULACIÓN

Los programas utilizados en Ingeniería y muchos simuladores de procesos, reflejan el avance tecnológico que ha tenido en los últimos años, la ingeniería de sistemas, la informática y la computación. Estos paquetes permiten resolver de una forma rápida y sencilla, infinidad de cálculos que continuamente realiza el ingeniero de procesos para el análisis, evaluación y diseños de muchos equipos, además de cálculos de las propiedades fisicoquímicas y termodinámicas de las corrientes involucradas, que de otra forma llevarían semanas enteras de trabajo, se obtienen fácilmente en pocos minutos [16].

2.16 TIPOS DE SIMULADORES

2.16.1 Hysys

El programa Hysys es un simulador desarrollado por la empresa Hyprotech, que permite predecir las propiedades de los fluidos en diferentes plantas de procesos, donde puede estar involucrados gran variedad de equipos tales como separadores, intercambiadores de calor, compresores, bombas, entre otros. El programa realiza los cálculos en estado estacionario y permite predecir las propiedades termodinámicas y variables de acuerdo a la composición química de los fluidos involucrados.

Una buena elección del método termodinámico a emplear en la simulación es de suma importancia para obtener resultados correctos. Los métodos termodinámicos usados son las ecuaciones de estado, las cuales son expresiones matemáticas que relacionan la densidad, temperatura, presión y composición. De una ecuación de estado se puede calcular tanto el equilibrio de los componentes como sus entalpías y entropías. Dicho simulador funciona como una estructura modular no secuencial, lo cual permite introducir la información de una manera fácil en el orden en que el usuario lo requiera, haciéndolo de esta manera interactivo. Hysys tiene la ventaja que reconoce cuando tiene suficiente para realizar un cálculo y es consciente de los grados de libertad; por eso cuando no se puede realizar una operación, quiere decir que no se dispone de la mínima información necesaria. Cuando se realiza un cambio en alguna corriente u operación, Hysys recalcula el proceso automáticamente, lo cual permite que el usuario enfoque su atención en el plan conceptual de su problema y dejar los cálculos al simulador, que es para lo que fue diseñado originalmente [17].

El programa HYSYS es una extensión de un simulador denominado HYSIM desarrollado por Hyprotech para simular procesos de gas natural, refinado de petróleo, petroquímica y combustibles sintéticos el cual estaba inicialmente desarrollado sólo para llevar a cabo modelización en estado estacionario. Empleando HYSYS es posible llevar a cabo una simulación en estado estacionario, posteriormente adicionar controladores y activar el integrador para llevar a cabo una simulación dinámica. Es un simulador completamente interactivo que se diferencia de otros simuladores (por ejemplo, ASPEN PLUS, PRO/II o CHEMCAD) en dos aspectos característicos: interpreta interactivamente los comandos, desde el momento en que éstos se introducen, mientras que la mayoría de los simuladores comerciales requieren que se pulse la tecla "Run" una vez que se ha finalizado la introducción de datos. Además, pese a que -al igual que otros programas de simulación utiliza subrutinas o procedimientos para modelizar las unidades de proceso, es capaz de propagar la información hacia adelante o hacia atrás a través de una operación unitaria. Esto hace que en muchos casos sean innecesarios cálculos iterativos. Cuando se suministra cualquier información nueva, el programa determina automáticamente qué nueva información puede calcularse [17].

2.17 DISEÑO DE LOS EQUIPOS NECESARIOS PARA ENFRIAR LA NUEVA CORRIENTE DE GAS

2.17.1 Dimensionamiento del Intercambiador de Calor

2.17.1.1 Cálculo del calor perdido por el gas en el intercambiador

Para realizar el cálculo del calor perdido se empleó la siguiente Ec. (2.3):

$$Q = m_g C_{p_g} (T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

Donde:

Q: calor perdido (Btu/h)

mg: masa del gas natural (lb/h)

cp: capacidad calorífica (Btu/ lb.°F)

T₁: temperatura de entrada de la carcasa del intercambiador (°F)

T₂: temperatura de salida de la carcasa del intercambiador (°F)

2.17.1.2 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura (LMTD)

Para el cálculo LMTD se utilizó la siguiente Ec. (2.4)

$$LMTD = DTMe.Ft \quad (2.4)$$

Para el cálculo de DTMe se asume, que los fluidos se encuentran en contracorriente y tomando en cuenta las temperaturas de entrada y salida al intercambiador, la Ec. (2.5) se representa de la siguiente manera:

$$DTMe = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \left[\frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)} \right]} \quad (2.5)$$

Para realizar el cálculo del factor de corrección (Ft), es necesario calcular los factores R y P. estos factores se calcularon mediante el uso de la Fig. A.1 (ver anexo A).

$$R = \left(\frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \right) \quad (2.6)$$

$$P = \left(\frac{t_2 - t_1}{T_2 - t_1} \right) \quad (2.7)$$

Donde:

t_1 y t_2 representan las temperaturas de entrada y salida del tubo del intercambiador respectivamente

2.17.1.3 Cálculo de la superficie requerida

La superficie requerida para la transferencia de calor se determina por medio de la siguiente Ec. (2.8), donde el calor y la media logarítmica de la diferencia de temperaturas ya son datos calculados anteriormente.

$$Ax = \frac{Q}{Ux LMTD} \quad (2.8)$$

2.17.1.4 Longitud requerida para la transferencia de calor

Se sabe que:

$$A = \pi D_0 L \quad (2.9)$$

En donde a partir de la Ec. (2.9), despejando L:

$$L = \frac{A}{\left(\frac{\pi D_0}{12}\right)} \quad (2.10)$$

2.17.1.5 Números de tubos del intercambiador

$$N_t = \text{Longitud requerida} / \text{Longitud estándar} \quad (2.11)$$

2.17.2 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

2.17.2.1 Cálculo del área de flujo en los tubos

Para realizar el cálculo del area de flujo en los tubo se utilizó la Ec.(2.12).

$$a_t = \frac{N_t A_t}{144 N_p} \quad (2.12)$$

2.17.2.2 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

Para realizar el calculó de la velocidad másica en los tubos se utilizó la Ec. (2.13).

$$Gt = \frac{m_g}{a_t} \quad (2.13)$$

2.17.2.3 Cálculo del Número de Reynolds

El número de Reynolds para el lado de los tubos se determinó usando la Ec. (2.14):

$$\text{Re} = \frac{(Di)(Gt)}{\mu_g} \quad (2.14)$$

2.17.2.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para este cálculo se utilizaron los promedios de las propiedades físicas del gas y con la Fig. A.4, y la Ec. (2.15) se determina el factor de transferencia de calor J_H para el fluido en los tubos.

$$hi = J_{Hi} \phi_g \left(\frac{k_g}{Di} \right) \left(\frac{Cp_g \mu_g}{k_g} \right)^{1/3} \quad (2.15)$$

2.17.3 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

2.17.3.1 Diámetro de la carcaza

El diámetro de la carcaza se determinó haciendo uso de la Fig. D.2 (ver anexo D), usando como referencia el número de tubos, el tipo de arreglo y el espaciamiento.

2.17.3.2 Numero de pasos del fluido por la carcaza

El número de pasos de fluido por la carcaza se estableció de acuerdo a la revisión bibliográfica realizada, tomando en cuenta los diseños más comunes en la industria.

2.17.3.3 Cálculo del área de flujo en la carcaza

El área de flujo en la carcaza se determinó con la Ec. (2.16).

$$a_s = \frac{DsC'B}{144Pt} \quad (2.16)$$

Para cálculo del factor C' se utilizó la Ec.(2.17)

$$C' = Pt - D_o \quad (2.17)$$

El espaciado de deflectores (B), utilizado para mantener una buena distribución de flujo, y se fijó como el 32% del diámetro interno de la carcaza, el cual se muestra en la Ec. (2.18):

$$B = 0,32 D_s \quad (2.18)$$

2.17.3.4 Cálculo de la velocidad másica en la carcaza

Para el cálculo de la velocidad másica en la carcaza se utilizó la Ec. (2.19)

$$Gc = \frac{m_w}{a_s} \quad (3.17)$$

2.17.3.5 Cálculo del número de Reynolds

De igual manera se utilizó la Ec. (2.14), pero en este caso se usa el diámetro equivalente, el cual se obtiene con la Ec.(2.20):

$$De = 4 R_H \quad (2.20)$$

Donde:

R_H = área de flujo/perímetro húmedo

$$RH = \left(\frac{\frac{1}{2}Pt \cdot 0,86Pt - \frac{1\pi D_o^2}{2 \cdot 4}}{\frac{1}{2}\pi D_o} \right) \quad (2.21)$$

Sustituyendo la Ec.(2.20) en la Ec.(2.21) se tiene:

$$De = 4 \left(\frac{\frac{1}{2}Pt \cdot 0,86Pt - \frac{1\pi D_o^2}{2 \cdot 4}}{\frac{1}{2}\pi D_o} \right) \quad (2.22)$$

2.17.3.6 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

Para realizar este cálculo se utilizaron los promedios de las propiedades físicas del propano presentes en la Tabla 4.1 y con la Fig. A.7 (ver anexo A), determinando el factor de transferencia de calor J_{H_s} para el fluido en la carcaza, quedando la Ec. (2.23).

$$ho = J_{H_s} \phi \left(\frac{k}{De} \right) \left(\frac{Cp\mu}{k} \right)^{1/3} \quad (2.23)$$

2.17.3.7 Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para corregir el coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos se multiplica el valor del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos por la relación entre los diámetros interno y externo de los tubos, como se muestra en la Ec.(2.24).

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} \quad (2.24)$$

2.17.3.8 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio

Para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio se utilizó la Ec.(2.25)

$$U_c = \frac{h_{io} \cdot h_o}{h_{io} + h_o} \quad (2.25)$$

Si el U_c calculado es mayor que el U supuesto, entonces se prosigue a calcular el factor de ensuciamiento, si no se debe tomar otro valor de U supuesto y se repite el procedimiento hasta que se cumpla la condición mencionada.

2.17.4 Cálculo del factor de ensuciamiento

2.17.4.1 Factor de ensuciamiento permitido

El factor de ensuciamiento total permitido en el intercambiador de calor se determinó mediante la Ec. (2.26).

$$Rd_p = r_i + r_o \quad (2.26)$$

2.17.4.2 Factor de ensuciamiento de diseño

El factor de ensuciamiento de diseño en el intercambiador de calor se determinó mediante la Ec. (2.27).

$$Rd = \frac{U_c - U}{U_c * U} \quad (2.27)$$

El factor de ensuciamiento de diseño debe ser mayor o igual al permitido, lo que garantiza que el intercambiador de calor funcione por un periodo de tiempo razonable.

2.17.5 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor

El coeficiente de transferencia de calor total de diseño se determina con la Ec.(2.28):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_c} + r_i + r_o \quad (2.28)$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor total calculado debe ser igual o muy parecido al supuesto, en caso contrario se toma este valor calculado como supuesto y se repite el procedimiento hasta que se cumpla esta condición.

2.17.6 Caída de presión en el intercambiador de calor

La caída de presión en un intercambiador de calor es producto de tres tipos de pérdidas: las pérdidas por fricción debido al fluido, las pérdidas debido a cambios en la dirección del flujo y las pérdidas causadas por la expansión y contracción en las entradas y salidas de las boquillas y tubos.

La caída de presión máxima permitida en el lado de los tubos es 10 lb/pulg² y en la carcaza hasta 20 lb/pulg²

2.17.7 Caída de presión en el lado de la carcaza

La caída de presión a través de la carcaza de un intercambiador de calor es proporcional al número de veces que el fluido cruza el haz entre los deflectores. También es proporcional a la distancia a través del haz, cada vez que lo cruza; el diámetro equivalente usado para calcular la caída de presión es el mismo que se utiliza para la transferencia de calor, se desprecia la fricción adicional de la carcaza, la Ec.(2.29) isotérmica para la caída de presión de fluidos que se calientan o enfrían y que incluye las pérdidas de entrada y salida es:

$$\Delta P_s = \frac{f_s G c^2 D_s (N + 1)}{5,22 \times 10^{10} D_e S \phi} \quad (2.29)$$

El factor de fricción f_s se determina usando la Fig. B.1 (ver anexo B).

Para calcular el número de cruces del fluido en la carcaza se utilizo la Ec.(2.30):

$$(N + 1) = 12 \frac{L}{B} \quad (2.30)$$

2.17.8 Caída de presión en los tubos

La caída de presión total en los tubos se divide en dos tipos, una de ellas es la caída de presión por fricción, la cual se determinó con la Ec.(2.31):

$$\Delta P_t = \frac{f_t G t^2 L N p}{5,22 \cdot 10^{10} D_e S_g \phi_g} \quad (2.31)$$

Donde el factor de fricción f_t se determinó con la Fig. B.2. La gravedad específica del gas se calculó con la Ec.(2.32):

$$S_g = \frac{M_{fluido}}{M_{referencia}} \quad (2.32)$$

Como se está determinando la gravedad específica del gas, el fluido de referencia es el aire, siendo su peso molecular igual a 28,96 lb/lbmol.

Al fluir de un paso al otro, pasando por el carrete y el cabezal, el fluido cambia bruscamente por 180°, aun cuando el área de flujo en el carrete y la cubierta del cabezal no deberán ser menores que el área de flujo combinada de todos los tubos de un solo paso. El cambio de dirección introduce una caída de presión adicional (ΔP_r), llamada perdida de regreso y se consideran cuatro cabezas de velocidad por paso como perdida. La cabeza por velocidad ha sido graficada en la Fig. B.3 contra la velocidad másica para un fluido con gravedad específica de 1, y la pérdida de regreso para cualquier fluido se calculó con la Ec.(2.33).

$$\Delta P_r = \frac{4n}{S_g} \left(\frac{V^2}{2g} \right) \left(\frac{62,5}{144} \right) \quad (2.33)$$

Entonces, la caída de presión total del lado de los tubos se calculó con la Ec.(2.34)

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (2.34)$$

Un diseño térmico aceptable de intercambiadores de calor se obtiene realizando un balance razonable entre la caída de presión permitida en el equipo y la caída de presión calculada, variando el número de pasos de los fluidos en los tubos y carcaza para el coeficiente de transferencia de calor total iterado.

2.18 DIMENSIONAMIENTO DEL AEROENFRIADOR

El procedimiento de diseño se basa en un enfriador de aire cuya configuración de tubos sea horizontal y los tubos sean aleteados. Se diseño un aerofriador, el cual se coloco en paralelo con el aerofriador del sistema ya existente, los cuales bajo esta condición (paralelo) lograran disminuir la temperatura de la corriente de propano. Para el diseño de aerofriadores se aplico la guía general que ofrece la GPSA [17].

2.18.1 Cálculo del calor perdido por el propano en el aerofriador

Para determinar este calor perdido se utilizo la Ec. (2.3) utilizada anteriormente para el diseño de intercambiador tubo y coraza.

2.18.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aroenfriador

A la temperatura promedio del aire, a condiciones ambientales, se debe añadir un mínimo de 3°F al tomar en cuenta que se pueda presentar recirculación y añadir 6°F considerando los aumentos de temperaturas que se puedan presentar en los meses más calientes del año.

Por lo tanto se tiene la Ec.(2.35):

$$t_1 = t_{pa} + 3^\circ\text{F} + 6^\circ\text{F} \quad (2.35)$$

2.18.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos (Ux)

El primer valor del coeficiente de transferencia de calor total se toma como referencia de la Fig. C.1. (ver anexo C).

2.18.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire

Para determinar el cambio de temperatura del aire se utilizo la Ec.(2.36):

$$\Delta ta = \left(\frac{Ux + 1}{10} \right) \left(\frac{T_1 - T_2}{2} - t_1 \right) \quad (2.36)$$

2.18.5 Cálculo de la temperatura de salida del aire

Si $\Delta ta = t_2 - t_1$, despejando queda la Ec.(2.37)

$$t_2 = \Delta ta + t_1 \quad (2.37)$$

2.18.6 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)

El cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperatura se realizó utilizando la Ec. (2.4), para el caso de los intercambiadores.

Para el cálculo de DTMe se utilizo la Ec. (2.5).

El factor de corrección de la temperatura en el aroenfriador se calculó, de igual manera, utilizando los parámetros R y P y la Fig. C.2 (ver anexo C).

2.18.7 Cálculo de la superficie requerida

La superficie requerida para la transferencia de calor se determinó por medio de la Ec. (2.8), donde el calor y la media logarítmica de la diferencia de temperaturas son valores conocidos (Tabla 3.1).

2.18.8 Cálculo del área de flujo

El cálculo del área de flujo se determinó con la Ec.(2.38)

$$Fa = \frac{Ax}{APSF} \quad (2.38)$$

El factor APSF, es la relación del área externa del tubo aleteado y el área de flujo de la unidad, tomándolo de la Fig. C.3 (ver anexo C).

2.18.9 Cálculo de la anchura de la unidad

El cálculo de la anchura de la unidad se determinó con la Ec.(2.39)

$$Ancho = \frac{Fa}{L} \quad (2.39)$$

2.18.10 Cálculo del número de tubos del aroenfriador

El número de tubos del aroenfriador se calculó con la Ec.(2.40)

$$Nt = \frac{Ax}{(APF)(L)} \quad (2.40)$$

El factor APF, es el área externa total por pie de tubo aleteado (pie²/pie), su valor es tomado de la Fig. C.3 (ver anexo C).

2.18.11 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

La velocidad másica en los tubos se determinó según el número de pasos del fluido por los tubos y el tipo de tubo utilizado, mediante la Ec.(2.41).

$$Gt = \frac{(144)(m_g)(Np)}{(3600)(Nt)(At)} \quad (2.41)$$

2.18.12 Número de Reynolds modificado

El número de Reynolds se calculó utilizando la Ec.(2.42)

$$Re = \frac{(Di)(Gt)}{\mu_g} \quad (2.42)$$

2.18.13 Coeficiente de película en el lado de los tubos

El coeficiente de película en el lado de los tubos se calculó con la Ec.(2.43)

$$ht = \frac{JK_g \left(\frac{Cp_g \mu_g}{\kappa_g} \right)^{1/3} \phi_g}{Di} \quad (2.43)$$

Utilizando la Fig. C.6 (ver anexo C) se obtiene el factor J , y se emplea el promedio de las propiedades físicas del fluido.

2.18.14 Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aerofriador

Se tiene que $Q = m_a Cp_a \Delta ta$, despejando nos queda la Ec.(2.44):

$$ma = \frac{Q}{Cp_a \Delta ta} \quad (2.44)$$

2.18.15 Cálculo de la velocidad másica del aire

La velocidad másica del aire se determinó con la Ec.(2.45).

$$Ga = \frac{ma}{Fa} \quad (2.45)$$

2.18.16 Coeficiente de película del lado del aire (ha)

La película del lado del aire se selecciono de la Fig. C.7 (ver anexo C).

2.18.17 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Para determinar el coeficiente global de transferencia de calor se utilizo la Ec.(2.46).

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{ht} \left(\frac{Ax}{Ai} \right) + rdt \left(\frac{Ax}{Ai} \right) + rmx + \frac{1}{ha} \quad (2.46)$$

Donde:

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{AR \cdot Do}{Di} \quad (2.47)$$

El factor AR , es la relación del área del tubo aleteado con respecto al área del tubo sin aletas (Fig. C.3, anexo C).

2.18.18 Caída de presión en el lado de los tubos

La caída de presión en el lado de los tubos se determinó con la Ec. (2.48).

$$\Delta P_t = \frac{fYLNp}{\phi_g} + BNp \quad (2.48)$$

El factor Y y el factor de corrección de la caída de presión B es leído en la Fig. C.5 (ver anexo C), el factor de fricción f es leído en la Fig. C.4 (ver anexo C), el factor ϕ es tomado de la Fig. A.5 (ver anexo A) para agua, gases y vapores de hidrocarburos.

Si la caída de presión en los tubos calculada es menor a la caída de presión permitida, entonces se prosigue a calcular el coeficiente de transferencia de calor total; en caso contrario, se puede modificar la longitud de los tubos y/o el número de pasos del fluido por estos.

2.18.19 Cálculo de caída de presión estática del aire

Para el cálculo de presión estática del aire se utilizó la Ec. (2.49)

$$\Delta Pa = \frac{Fp(N^0 fans)}{D_R} \quad (2.49)$$

A la temperatura promedio del aire en el aerofriador y utilizando la Fig. C.9 (ver anexo C), se obtiene el factor D_R y el factor de caída de presión Fp es obtenido utilizando la Fig. C.10 (ver anexo C).

2.19 ESTIMACION DE COSTOS PARA LOS EQUIPOS NUEVOS

Para culminar con los objetivos planteados se realiza la estimación del costo del intercambiador de calor y del aerofriador mediante el Método de Guthrie, el cual consiste en lo siguiente:

- ✓ Primeramente se realiza un estudio del proceso, se determina un costo base utilizando la Fig. D.1 (ver anexo D) para intercambiadores de calor y la Fig. E.1 para aerofriadores. Realizando el cálculo del área de transferencia de calor se determina el valor del costo base de una geometría de acero al carbono para el año 1968.
- ✓ Seguidamente se ajusta el costo base por efecto de la geometría requerida para el equipo y el material de construcción, donde no se incluyen costos de transporte y se aplica al año 1968. Utilizando la siguiente Ec.(2.50):

$$C_{fob} = C_b F_m (F_d + F_p) \quad (2.50)$$

Donde los factores de ajuste F_d y F_p se toman de la Fig. D.3 (ver anexo D) y el factor F_m de la Fig. D.4 (ver anexo D) respectivamente, para los aerofriadores, los tres factores se encuentran en la Fig. D.5 (ver anexo D).

Luego se realiza el costo del modulo, que viene dado por la Ec.(2.51):

$$C_{md} = C_b \cdot F_{md} \quad (2.51)$$

El factor de modulo (F_{md}) se toma de la Fig. D.6 (ver anexo C). Seguidamente se realiza el ajuste del costo del módulo, el cual se obtiene sumando al costo del modulo la diferencia entre el costo base y el costo base ajustado, dando como resultado el costo del modulo desnudo ajustado. Lo antes explicado se resume en la Ec.(2.52):

$$C_{mda} = C_{md} + (C_{fob} - C_b) \quad (2.53)$$

El siguiente paso es obtener el Costo actual, en donde se usan índices de costos suministrados por la *Chemical Engineering*, del año 1968 y de la actualidad.

$$C_a = C_{mda} \frac{I_a}{I_p} \quad (2.53)$$

Finalmente para obtener el Costo total del equipo, se añade un 15% de contingencia (recomendado por Guthrie) al costo actual, entonces se realiza mediante la Ec.(2.54) de la siguiente manera:

$$C_t = 1,15C_a \quad (2.54)$$

CAPÍTULO 3. DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 METODOLOGIA

Para la realización de este trabajo, se consultó información en libros, artículos técnicos, trabajos de grado realizados anteriormente e internet, sobre sistemas de refrigeración mecánica con propano utilizado para adecuar una corriente de gas, así como la metodología de diseño para este sistema.

3.2 ANALISIS DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA CON PROPANO

Este proceso de refrigeración se puede explicar utilizando un diagrama presión- entalpia, pudiendo separarse el proceso en 4 pasos, como se muestra en la Fig. 3.1.

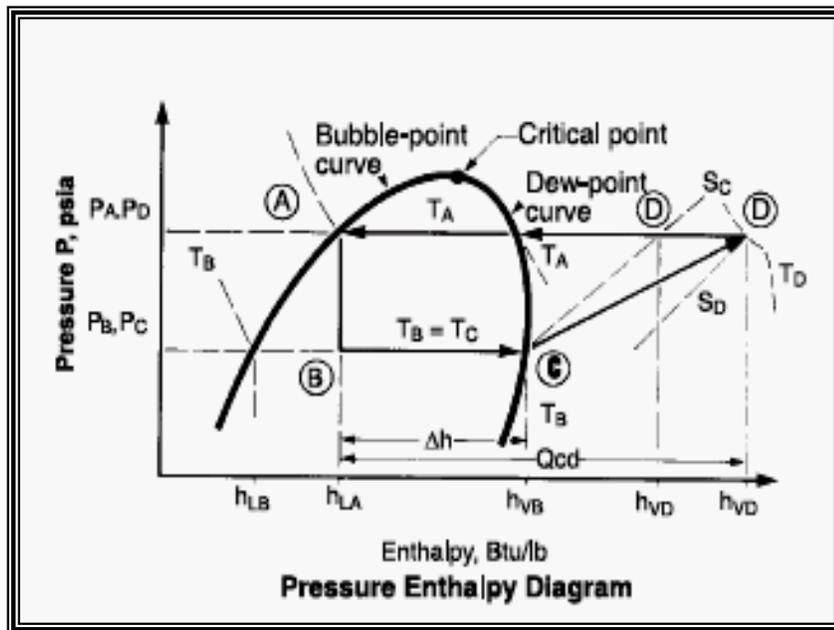


Figura 3.1. Diagrama presión-entalpía del proceso de refrigeración [6].

3.2.1 Paso de expansión

El punto de partida en un ciclo de refrigeración es la disponibilidad de refrigerante líquido. En la Fig. 4.1, el punto A representa el punto de burbuja del líquido a la presión de saturación, P_A , y la entalpia, h_{LA} . En el paso de expansión la presión y la temperatura son reducidas al dirigir el líquido por una válvula de control hasta alcanzar una presión P_B . La presión inferior, P_B , es determinada por la temperatura deseada del refrigerante, T_B (punto B). En el punto la B la entalpia del líquido saturado es h_{LB} , mientras la entalpia de vapor es h_{VB} . Ya que el paso de expansión (A - B) ocurre a través de una válvula de expansión y

ninguna energía ha sido cambiada, el proceso, se considera, isoentálpico. Así la entalpía de corriente total en la salida de la válvula es la misma entrada, h_{LA} .

3.2.2 Paso de evaporación

El vapor formado en el proceso de expansión (A-B) no proporciona ninguna refrigeración al proceso. El calor es absorbido del proceso por la evaporación de la parte líquida del refrigerante. Como se observa en la Fig. 3.1, en el paso (B-C) ocurre a temperatura y presión constantes. La entalpía del vapor en el punto C es h_{VB} . Físicamente, la evaporación ocurre en un intercambiador de calor como un evaporador o un chiller.

3.2.3 Paso de compresión

Los vapores refrigerantes dejan el chiller a la de presión de saturación P_C . La temperatura correspondiente es igual a T_C a una entalpía de h_{VB} . La entropía en este punto es S_C . Estos vapores son comprimidos isentrópicamente a la presión P_A a lo largo de la línea C – D'. (Fig. 3.1). El trabajo isentrópico ideal, W_i , se emplea para comprimir el refrigerante de P_B a P_A . La cantidad h_{VD} es determinada por las propiedades refrigerantes en P_A y una entropía de S_C .

3.2.4 Paso de condensación

En este paso los vapores del refrigerante se envían a un condensador donde se transforma en 100% líquido a presión contante, hasta alcanzar el punto inicial (punto A) y posteriormente se almacena en un acumulador para repetir el ciclo.

3.3 BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA EN UN CICLO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA EXISTENTE EMPLEANDO EL SIMULADOR HYSYS

En la planta actualmente existe un sistema de refrigeración con propano, el cual enfría otra corriente de gas. Las condiciones de operación del sistema de refrigeración son conocidas, por lo tanto, haciendo uso del simulador Hysys Plant se evalúa el proceso y se determina realmente cuanto propano es requerido por ese sistema de refrigeración, de manera que la cantidad de propano excedente, pueda utilizarse para adecuar una corriente de gas adicional que entra a la planta a una temperatura fuera de especificación. El diagrama de planta existente se muestra en la Fig. 3.2.

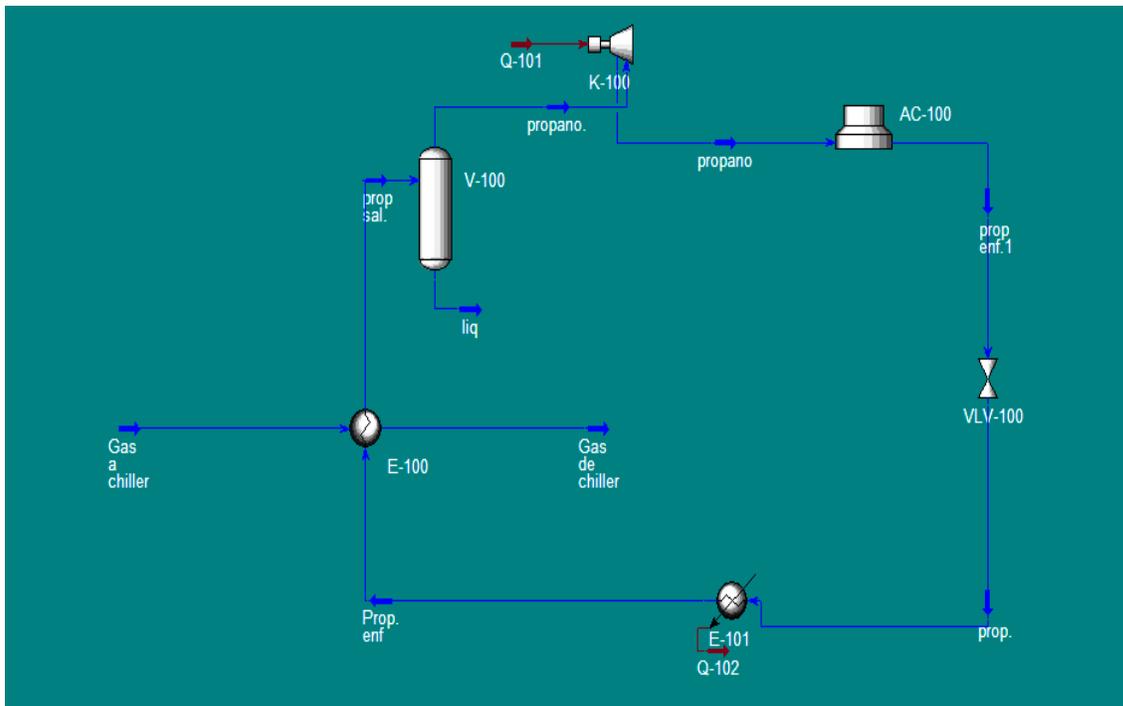


Figura 3.2. Diagrama del sistema de refrigeración con propano existente en la planta.

Los datos de las corrientes del proceso en la planta actual se muestran en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Variables del proceso de refrigeración con propano actual.

Equipo	Variable	Valor
Compresor de propano K-100	Temperatura de succión (°F)	30
	Presión de succión (psig)	46,10
	Presión de descarga (psig)	186
	Temperatura de descarga (°F)	149
	% Carga	60
	% de rpm.	93
Depurador V-100	Presión de operación (psig)	46,10
	Temperatura de operación (°F)	44
	Presión diferencial (pulg H ₂ O)	30

Tabla 3.1. Variables del proceso de refrigeración con propano actual (continuación).

Aeroenfriador AC-100	Temperatura de entrada (°F)	148
	Temperatura de salida (°F)	112
	N° de ventiladores encendidos	9
Intercambiador de gas E-100	Flujo de gas lado tubo (MMPCND)	218,105
	Presión de entrada lado tubo (psig)	1.123,80
	Caída de presión lado tubo (psi)	8,10
	Temperatura de entrada lado tubo (°F)	54,60
	Temperatura de salida lado tubo (°F)	43,30
	Presión de carcaza (psig)	51,40
	Temperatura de carcaza (°F)	21,10
	Flujo de propano lado carcaza (lb/h)	136.391

Los simuladores de procesos permiten la realización de balances rigurosos de materia y energía para una amplia gama de procesos químicos y petroquímicos. Se utilizan en el diseño de nuevos procesos, optimización de procesos existentes, evaluación del efecto de cambios en las condiciones de operación.

Para estudiar el sistema de enfriamiento y realizar los diferentes balances de materia y energía, que se debe implementar para disminuir la temperatura de la corriente que entra en un rango de 90 a 110 °F se requiere la caracterización de la corriente; de acuerdo a los datos de campo suministrados en la planta, la corriente de gas adicional se encuentra a una temperatura de 130 °F y una presión de 1305 psia, un caudal 350 *MMPCSD* de gas natural y cuya composición se presenta en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Composición de la corriente de entrada a la planta

Componentes	% Molar
N ₂	0,089
CO ₂	4,754
C ₁	68,08
C ₂	11,71
C ₃	8,740

Tabla 3.2. Composición de la corriente de entrada a la planta (continuación).

i-C ₄	1,588
n- C ₄	3,006
i-C ₅	0,689
n-C ₅	0,809
C ₆	0,369
C ₇	0,040
H ₂ S	0,019
H ₂ O	0,105
COS	0,0002

Con estos datos de composición y condición y haciendo uso del simulador Hysys Plant, se obtienen los valores de las propiedades fisicoquímicas del gas, las cuales se muestran en la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Propiedades físicas del gas de entrada a la planta

Propiedades	Entrada (130 °F)
Z	0,7230
ρ (lb/pie ³)	7,001
PM (lb/lbmol)	24,55
Viscosidad (cP)	0,0166
Conductividad térmica (BTU/h pie °F)	0,0247
Capacidad calorífica másica (BTU/lb °F)	0,7048

3.4 SIMULACION DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA A DISEÑAR

Haciendo uso del simulador (HYSYS) se puede determinar que el sistema tiene un excedente de propano de aproximadamente 72%. Esta cantidad de propano excedente se desea utilizar para enfriar una corriente de gas adicional que se encuentra fuera de especificaciones, por lo cual se deben realizar diferentes ajustes al sistema actual de manera que se pueda aprovechar esa cantidad de propano excedente. Los simuladores de procesos permiten la realización de balances rigurosos de materia y energía para una amplia gama de procesos químicos y petroquímicos. Se utilizan en el diseño de nuevos procesos, optimización de procesos existentes, evaluación del efecto de cambios en las condiciones de operación.

En la Fig. 3.3 se observan los ajustes necesarios hechos en el sistema para enfriar una corriente de gas adicional, en donde se puede observar la presencia de un nuevo aerofriador y un intercambiador tubo y coraza.

El intercambiador de calor nuevo es utilizado para enfriar la corriente de gas adicional que se desea introducir al sistema, durante este enfriamiento la temperatura del propano a la salida de este intercambiador es mayor la temperatura de salida del chiller que funciona actualmente, al mezclar estas dos corrientes, la temperatura de la corriente que va al compresor de propano es mayor que antes de mezclarlas, ocasionando que la temperatura a la salida del compresor sea mayor y por ende el aerofriador que está actualmente en operación no logra eliminar la energía necesaria para alcanzar las condiciones deseadas, debido a esto se emplea un aerofriador, instalado en paralelo al que actualmente se encuentra en la planta, de manera que este nuevo aerofriador acondicione parte del flujo de propano y así alcanzar las condiciones requeridas para que el refrigerante sea recirculado al proceso y alcanzar las temperaturas deseadas en las dos corrientes de gas tratadas.

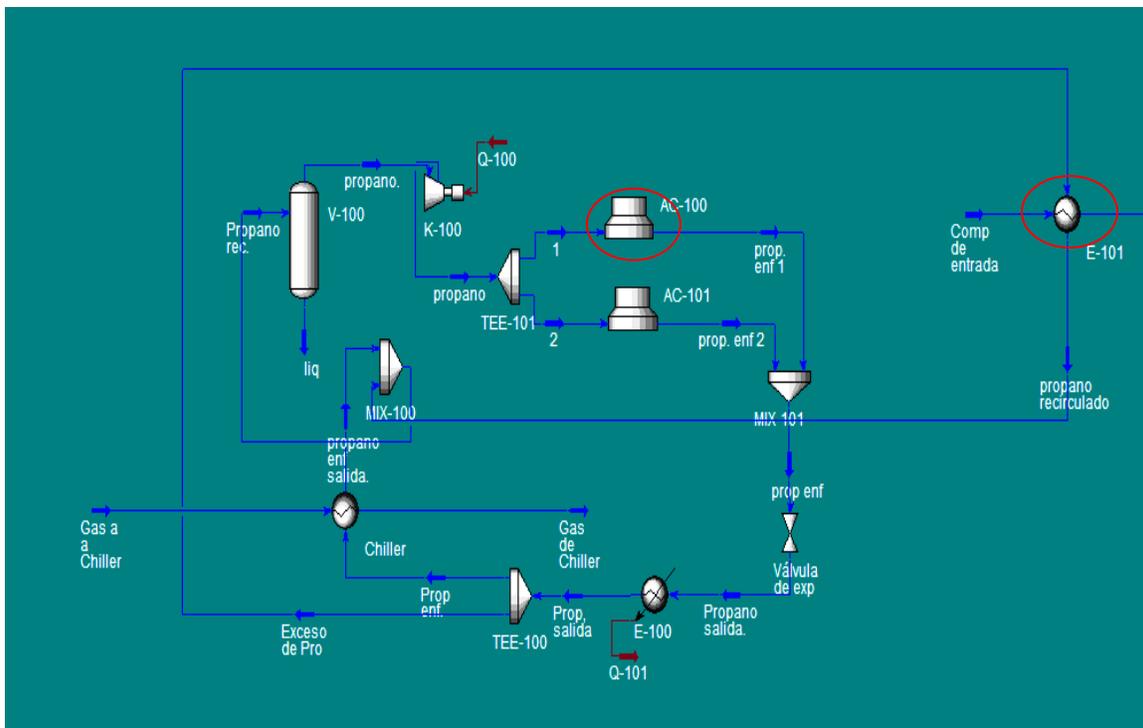


Figura 3.3. Diagrama del sistema añadiendo una corriente de gas adicional.

Utilizando el programa de simulación Hysys Plant se determinaron las propiedades físicas de las corrientes de entrada y salida del intercambiador, del lado de los tubos y del lado de la coraza, y se presentan en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en el intercambiador.

Intercambiador	LADO TUBOS			LADO CARCAZA		
Fluido	Gas natural			Propano		
Localización	Entrada	Salida	Promedio	Entrada	Salida	Promedio
Temperatura (°F)	130	105	117,5	21,10	43,12	32,11
Peso molecular	24,55	24,55	24,55	44,10	44,10	44,10
Densidad (lb/pie³)	7,001	7,845	7,423	33,50	0,5681	17,03
Cond. térmica (BTU/h.pie²°F)	0,0247	0,0248	0,0247	0,0649	0,0089	0,0369
Calor específico (BTU/lb°F)	0,7048	0,7667	0,7354	0,5908	0,3960	0,4934
Viscosidad (cP)	0,0166	0,0166	0,0166	0,1350	0,0075	0,0712

3.5 DIMENSIONAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR E-101

3.5.1 Cálculo del calor perdido por el gas en el intercambiador E-101

Se usan las propiedades físicas promedio del gas, encontradas en la Tabla 3.4, y se sustituye en la Ec.(2.3). Para un flujo de gas de 943500 lb/h:

$$Q = 943500 \text{ lb/h} \cdot 0,7354 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} (130 - 105)^\circ\text{F}$$

$$Q = 17346247,5 \text{ BTU/h}$$

3.5.2 Cálculo de la media logarítmica de la diferencia de temperaturas (LMTD)

El intercambiador a diseñar es (1-2), es decir, consta de un paso por la coraza y dos pasos por los tubos. Se asumió este tipo de intercambiador por ser uno de los más usados en este tipo de sistemas.

La media logarítmica de la diferencia de temperaturas se determina usando la Ec.(2.4), entonces para el cálculo de DTMe se introducen los valores de temperaturas en la EC.(2.5):

$$DTMe = \frac{(130 - 43,12) - (105 - 21,10)}{\ln \left[\frac{130 - 43,12}{105 - 21,10} \right]}$$

$$DTMe = 85,38 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Para determinar el factor de corrección F_t se utilizan las Ecs. (2.6) y (2.7) para calcular los parámetros R y P :

$$R = \left(\frac{130 - 105}{43,12 - 21,10} \right) \quad R = 1,13$$

$$P = \left(\frac{43,12 - 21,10}{105 - 21,10} \right) \quad P = 0,26$$

Con estos dos valores se lee de la Fig. A.1 (ver anexo A) correspondiente a un intercambiador (1-2) y se lee el factor F_t .

$$F_t = 0,98$$

Introduciendo el valor de F_t y $DTMe$ en la Ec (2.4):

$$LMTD = 85,38 \text{ } ^\circ\text{F} (0,98)$$

$$LMTD = 83,67 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.5.3 Cálculo de la superficie requerida

El área de transferencia de calor en el intercambiador se determina mediante el uso de la Ec. (2.8), en donde los valores Q y $LMTD$ en la ecuación se obtuvieron anteriormente. Por lo tanto para obtener el área de transferencia de calor (A), se necesita evaluar solamente el coeficiente de transferencia de calor total U .

El coeficiente U , es función del diseño y del factor de ensuciamiento, por lo tanto el diseño de un intercambiador de calor, requiere un cálculo de ensayo y error del valor de U .

3.5.4 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total

Para realizar este cálculo se necesita realizar una serie de iteraciones partiendo de un coeficiente de transferencia de calor tabulado, el cual fue tomado como referencia de la figura A.2 para servicio de enfriamiento gas/ C3 a presiones de 1.000 psi. El valor leído fue de 80 BTU/hpie²°F y luego de un proceso de iteraciones, se llegó a un valor de:

$$U_D = 88,77 \text{ BTU/h pie}^2\text{ } ^\circ\text{F}$$

Sustituyendo los valores correspondientes de la media logarítmica y el calor en la Ec. (2.8) se obtiene el área de transferencia de calor:

$$Ax = \frac{17346247,5 BTU/h}{88,77 BTU/h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ F * 83,67 ^\circ F}$$

$$Ax = 2335,44 \text{ pie}^2$$

3.5.5 Longitud requerida para la transferencia de calor

De acuerdo a las bibliografías se decide utilizar tubos de acero al carbono BWG 18 de 1 pulg de diámetro, sustituyendo valores correspondientes en la Ec. (2.10) se tiene una longitud total de:

$$L = \frac{2335,44 \text{ pie}^2}{\left(\frac{\pi (1 \text{ pulg})}{12} \right)}$$

$$L = 8920,74 \text{ pie}$$

3.5.6 Números de tubos del intercambiador

La selección de la longitud de los tubos es afectada por la disponibilidad y el costo del mismo, los tubos de 20 pie de longitud es la medida comúnmente preferida en las industrias petroleras, petroquímicas y carboníferas nacional (IPPCN). Utilizando la Ec.(2.11) y sustituyendo los valores correspondientes se tiene:

$$Nt = \frac{8920,74 \text{ pie}}{20 \text{ pie}}$$

$$Nt = 446,037$$

Aproximando el valor obtenido se tiene:

$$Nt = 447 \text{ tubos}$$

3.5.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

3.5.7.1 Cálculo del área de flujo en los tubos

Para realizar este cálculo utiliza la Ec. (2.12), donde el área de flujo de cada tubo se obtiene de la figura A.3 para tubos de BWG 18 de 1 pulg de diámetro externo.

$$a_t = \frac{447(0,639 \text{ pulg}^2)}{(144)(2)}$$

$$a_t = 0,992 \text{ pie}^2$$

3.5.7.2 Cálculo de la velocidad másica en los tubos

Sustituyendo los valores respectivos en la Ec.(3.13):

$$Gt = \frac{471750 \text{ lb/h}}{0,992 \text{ pie}^2}$$

$$Gt = 475554,435 \text{ lb/h pie}^2$$

3.5.7.3 Cálculo del número de Reynolds

Para modelo de tubos BWG 18 de 1 pulg de diámetro externo, según la figura A.3, se tiene un diámetro interno de 0,902 pulg. Sustituyendo los valores correspondientes en la Ec. (2.14) se tiene:

Para realizar los cálculos se transforma la viscosidad promedio del gas de cP a lb/hpie y el diámetro interno se transforma a pie:

$$\mu_g = 2,42 \mu = 2,42(0,0166 \text{ cP})$$

$$\mu_g = 0,040 \text{ lb/hpie}$$

$$Di = \frac{Di \text{ pulg}}{12} = \frac{0,902 \text{ pulg}}{12}$$

$$Di = 0,0751 \text{ pie}$$

$$Re = \frac{0,0751 \text{ pie}(475554,435 \text{ lb/h pie}^2)}{0,040 \text{ lb/hpie}}$$

$$Re = 892853,4526$$

3.5.7.4 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

El factor de transferencia de calor J_{Hi} se lee de la figura A.4, utilizando el número de Reynolds e interceptando en la grafica, se obtiene un valor de:

$$J_{Hi} = 1400$$

El valor del factor ϕ_g según la figura A.5, para gases, vapores de hidrocarburos y agua es 1.

Estos valores y los valores promedio de las propiedades físicas del gas tomadas de la tabla 3.4 se sustituyen en la Ec. (2.15):

$$hi = 1400(1) \left(\frac{0,0247 \text{ BTU} / \text{h pie}^{\circ}\text{F}}{0,0751 \text{ pie}} \right) \left(\frac{(0,7354 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ}\text{F})(0,040 \text{ lb} / \text{h pie})}{0,0247 \text{ BTU} / \text{h pie}^{\circ}\text{F}} \right)^{1/3}$$

$$hi = 488,068 \text{ BTU}/\text{hpie}^2\text{°F}$$

3.5.8 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

3.5.8.1 Diámetro de la carcaza

Para el diseño de un intercambiador de 440 tubos de 1 *pulg* de diámetro con arreglo triangular 60°, con un espaciamento de 1^{1/4} *pulg* y 2 pasos del gas por los tubos. Utilizando la figura A.6 e interpolando se obtiene un diámetro de la carcaza de 32 pulgadas.

3.5.8.2 Cálculo del área de flujo en la carcaza

Para cálculo del factor C' se utilizo la Ec. (2.17), sustituyendo los valores correspondientes:

$$C' = (1,25 - 1) \text{ pulg}$$

$$C' = 0,25 \text{ pulg}$$

El espaciado de deflectores se determinó con la Ec. (2.18):

$$B = 0,32(32 \text{ pulg})$$

$$B = 10,24 \text{ pulg}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la Ec. (2.16) se tiene:

$$a_s = \frac{(32 \text{ pulg})(0,25 \text{ pulg})(10,24 \text{ pulg})}{(144)(1,25 \text{ pulg})}$$

$$a_s = 0,455 \text{ pie}^2$$

3.5.8.3 Cálculo de la velocidad másica en la carcaza

Mediante el uso del simulador, se puede observar que la cantidad de propano que circula por la carcaza es de 98210 lb/h.

Utilizando la Ec. (2.19) y sustituyendo los valores correspondiente se tiene:

$$G_s = \frac{98210 \text{ lb/h}}{0,455 \text{ pie}^2}$$

$$G_s = 215846,153 \text{ lb/hpie}^2$$

3.5.8.4 Cálculo del número de Reynolds

Para realizar este cálculo se utiliza la Ec. 2.14, pero en este caso se usa el diámetro equivalente para un arreglo triangular, el cual se obtiene mediante el uso de la Ec. (2.22)

$$De = 4 \left(\frac{\frac{1}{2}(1,25) \cdot 0,86(1,25) - \frac{1}{2} \frac{\pi(1)^2}{4}}{\frac{1}{2} \pi(1)} \right)$$

$$De = 0,711 \text{ pulg}$$

Convirtiendo este valor a pies se tiene:

$$De = 0,0592 \text{ pies}$$

De igual forma que para el lado de los tubos, se transforma la viscosidad promedio del propano de cP a lb/hpie:

$$\mu_p = 2,42 \mu = 2,42(0,0712 \text{ cP})$$

$$\mu_p = 0,1723 \text{ lb/hpie}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la Ec. 2.14:

$$Re = \frac{(0,0592 \text{ pulg})(215846,153 \text{ lb/hpie}^2)}{0,1723 \text{ lb/hpie}}$$

$$Re = 74161,88$$

3.5.8.5 Coeficiente de transferencia de calor convectivo en la carcaza

El factor de transferencia de calor para la carcaza (J_{H_s}) se lee de la figura A.7, utilizando el número de Reynolds e interceptando en la figura se tiene:

$$J_{H_s} = 160$$

El valor del factor ϕ_w según la figura A.5 para hidrocarburos líquidos es 0.96.

Estos valores, junto con los promedios de las propiedades físicas del propano, tomadas de la tabla 4.1, se sustituyen en la Ec. (2.23):

$$h_o = 160(0.96) \left(\frac{0,0369 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}{0,0592 \text{ pie}} \right) \left(\frac{(0,4934 \text{ BTU} / \text{lb} \text{ } ^\circ\text{F})(0,1723 \text{ lb} / \text{hpie})}{0,0369 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right)^{1/3}$$

$$h_o = 126,448 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.5.8.6 Corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos

Para realizar el cálculo de la corrección del coeficiente de transferencia de calor convectivo en los tubos se usa la Ec. (2.24):

$$h_{io} = 488,068 \text{ BTU} / \text{hpie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \frac{0,902 \text{ pu lg}}{1 \text{ pu lg}}$$

$$h_{io} = 440,237 \text{ BTU} / \text{hpie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.5.8.7 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total limpio

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor limpio se utiliza la Ec. (2.25), sustituyendo los valores correspondientes se tiene:

$$U_c = \frac{(440,237 \text{ BTU} / \text{hpie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})(126,448 \text{ BTU} / \text{hpie}^2 \text{ } ^\circ\text{F})}{(440,237 + 126,448) \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$U_c = 98,23 \text{ BTU} / \text{h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

El U_c calculado es mayor que el U supuesto, entonces se prosigue a calcular el factor de ensuciamiento.

3.5.8.8 Factor de ensuciamiento permitido

El factor de ensuciamiento del fluido en la carcaza (propano) es de $0,001 \text{ h pie}^2\text{°F}/\text{BTU}$ y el de los tubos (gas) es $0,001 \text{ h pie}^2\text{°F}/\text{BTU}$; estos valores se estiman basados en la experiencia de servicios o procesos con los mismos fluidos. Entonces el factor de ensuciamiento total permitido en el intercambiador de calor, determinado con la Ec. (2.26), es:

$$Rd_p = 0,002 \text{ h pie}^2\text{°F}/\text{BTU}$$

3.5.8.9 Factor de ensuciamiento de diseño

Es obtenido a partir de la Ec.(2.27):

$$Rd = \frac{(98,23 - 88,77)\text{BTU} / \text{h pie}^2\text{°F}}{(98,23 \text{ BTU} / \text{h pie}^2\text{°F})(88,77 \text{ BTU} / \text{h pie}^2\text{°F})}$$

$$Rd = 0,0011 \text{ BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$$

El factor de ensuciamiento de diseño es menor que el factor de ensuciamiento permitido, lo que debe garantizar que el intercambiador de calor funcione por un periodo de tiempo razonable.

3.5.8.10 Cálculo del coeficiente de transferencia de calor total de diseño a partir de las propiedades físicas de los fluidos y los factores de ensuciamiento en el intercambiador de calor

El coeficiente de transferencia de calor total de diseño se determina con la Ec. (2.28):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{98,23 \text{ BTU} / \text{h pie}^2\text{°F}} + (0,001 + 0,001)\text{h pie}^2\text{°F} / \text{BTU}$$

$$U = 89,44 \text{ BTU}/\text{h pie}^2\text{°F}$$

El coeficiente de transferencia de calor total calculado es parecido al supuesto, lo que implica que el área de transferencia de calor calculada es la correcta, entonces se prosigue a calcular la caída de presión en el intercambiador de calor.

3.5.9 Caída de presión en el intercambiador de calor

3.5.9.1 Caída de presión en el lado de la carcaza

La caída de presión en la carcaza se determina con la Ec. (2.29); se necesita conocer la gravedad específica del propano, la cual se determina utilizando la Fig. B.4 (ver anexo B)

$$S = 0,59$$

El factor de fricción leído de la figura B1, utilizando el número de Reynolds arroja un valor de:

$$f_s = 0,0016$$

Con la Ec. (2.30), el número de cruces del fluido en la carcaza es:

$$(N + 1) = 12 \frac{20 \text{ pie}}{10,24 \text{ pu lg}}$$

$$(N + 1) = 23,43$$

Aproximando:

$$(N + 1) \cong 23$$

Sustituyendo los valores en la Ec.(2.29):

$$\Delta P_s = \frac{0,0016(215846,153 \text{ lb/h})^2 (2,66 \text{ pie})(23)}{(5,22 \times 10^{10})(0,0592 \text{ pie})(0,59)(0,93)}$$

$$\Delta P_s = 2,68 \text{ psia}$$

3.5.9.2 Caída de presión en los tubos

Para determinar la caída de presión por fricción se usa la Ec. (2.31). La gravedad específica del gas se determina con la Ec. (2.32), tomando el peso molecular del gas de la tabla 4.1:

$$S_g = \frac{24,55 \text{ lb/lbmol}}{28,96 \text{ lb/lbmol}}$$

$$S_g = 0,847$$

El factor de fricción para el lado de los tubos se lee de la figura B.2:

$$f_t = 0,0001$$

Sustituyendo valores en la Ec. (2.31):

$$\Delta P_t = \frac{0,0001(483350,409 \text{ lb/h})^2 (20 \text{ pie})(2)}{(5,22 \times 10^{10})(0,0751 \text{ pie})(0,847)(1)}$$

$$\Delta P_t = 2,81 \text{ psia}$$

La pérdida por regreso se determina con la Ec. 2.32. La cabeza por velocidad se lee en la figura B.3 con la velocidad másica del gas:

$$\left(\frac{V^2}{2g}\right)\left(\frac{62,5}{144}\right) = 0,031 \text{ psi}$$

Introduciendo valores en la ecuación:

$$\Delta P_r = \frac{4(2)}{0,847}(0,031 \text{ psi})$$

$$\Delta P_r = 0,292 \text{ psi}$$

Entonces, la caída de presión total del lado de los tubos se calcula con la Ec. (2.33):

$$\Delta P_T = (2,81 + 0,292) \text{ psi}$$

$$\Delta P_T = 3,10 \text{ psi}$$

Las caídas de presión calculadas en los tubos y en la carcasa son menores a las permitidas, por lo que se establece que es un diseño aceptable.

3.6 DIMENSIONAMIENTO DEL AEROENFRIADOR AC-100

Para el diseño de los aerofriadores se utiliza el manual general que suministra la GPSA. Mediante el uso del simulador Hysys Plant se determinaron las propiedades físicas del propano a la entrada y salida del aerofriador AC-100, presentándose en la tabla 3.5

Tabla 3.5. Condiciones de operación y propiedades físicas de los fluidos en el aerofriador AC-100

FLUIDO	Propano		
	ENTRADA	SALIDA	PROMEDIO
Temperatura (°F)	151,4	112	131,7
Peso molecular	44,10	44,10	44,10

Densidad (lb/pie ³)	1,638	1,821	1,729
Cond. térmica (BTU/h.pie ² °F)	0,0136	0,0124	0,013
Calor específico (BTU/lb°F)	0,4976	0,4929	0,4952
Viscosidad (cP)	0,010	0,0095	0,00975
Factor de comp. Z	0,8235	0,7803	0,802

El diseño del aerofriador AC-100 se realizó en bases a las siguientes consideraciones:

- ✓ El tipo de ventilador es de tipo forzado
- ✓ Los ventiladores son accionados por un motor eléctrico
- ✓ Los tubos están dispuestos en un arreglo triangular con una sección de 4 filas, debido a los requerimientos de transferencia de calor. El diámetro de los tubos seleccionados es de 1 pulgada calibre 12 bwg, con una longitud de 10 pies y aletas de 5-8 pulg de altura

Tabla 3.6. Parámetros de diseño establecido para el aerofriador

Tipo de ventilador	Tiro forzado
Tipo de tubo	Acero al carbón BWG 12
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1
Longitud del tubo (pie)	30
Altura de aleta (pulg)	5/8
Número de pasos por los tubos	1
Número de filas	4

3.6.1 Cálculo del calor perdido por el gas en el aerofriador

Se usan las propiedades físicas promedio del propano, encontradas en la tabla 3.5 y sustituyendo los valores en la Ec. (2.3). Para un flujo de propano de 136400 lb/h:

$$Q = 136400 \text{ lb/h} \cdot 0,4952 \text{ BTU/lb}^\circ\text{F} (151,4 - 112)^\circ\text{F}$$

$$Q = 2.661.284,032 \text{ BTU/h}$$

3.6.2 Temperatura de diseño del aire a la entrada del aerofriador

A la temperatura promedio del aire, a condiciones ambientales, se debe añadir un mínimo de 3°F al tomar en cuenta que se pueda presentar recirculación, considerando también los meses más calientes del año se le añade 6 °F a la temperatura de diseño. Por lo tanto, para una temperatura promedio del aire de 86 °F, de la Ec. (2.35) se tiene:

$$t_1 = 86^\circ\text{F} + 3^\circ\text{F} + 6^\circ\text{F}$$

$$t_1 = 95^\circ\text{F}$$

3.6.3 Coeficiente de transferencia de calor total en los tubos

El primer valor del coeficiente de transferencia de calor total se toma como referencia de la figura C.1, para hidrocarburos gaseosos, siendo este de $3,5 \text{ BTU/hpie}^2\text{°F}$, luego de un proceso de iteraciones, se llegó a un valor de:

$$U_x = 4,715 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

3.6.4 Cálculo aproximado del aumento de la temperatura del aire

Usando la Ec. (2.36) y el valor respectivo de U_x y temperaturas de los fluidos involucrados:

$$\Delta ta = \left(\frac{4,715 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F} + 1}{10} \right) * \left(\frac{151,4 + 112}{2} - 95 \right)$$

$$\Delta ta = 20,97^\circ\text{F}$$

Mediante el uso de la Ec. 2.37 se procede a calcular la temperatura de salida del aire:

$$t_2 = (20,97 + 95)^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 115,97^\circ\text{F}$$

La media logarítmica de la diferencia de temperaturas se determina usando la Ec.(2.4), entonces para el cálculo de DTMe se introducen los valores de temperaturas en la Ec. (2.5):

$$DTMe = \frac{(151,4 - 115,97) - (112 - 95)}{\text{Ln} \left[\left(\frac{151,4 - 115,97}{112 - 95} \right) \right]}$$

$$DTMe = 25,097^\circ\text{F}$$

Para determinar el factor de corrección Ft se utilizan las Ecs. (2.6) y (2.7) para calcular los parámetros R y P:

Con estos dos valores se lee de la figura C.2 se lee el factor Ft.

$$Ft = 0,90$$

Introduciendo el valor de Ft y $DTMe$ en la Ec. (3.5):

$$LMTD = 25,097 \text{ } ^\circ\text{F} (0,90)$$

$$LMTD = 22,58 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con los valores de calor, media logarítmica de diferencia de temperaturas y coeficiente de transferencia de calor, usando la Ec. (2.8):

$$Ax = \frac{2661284,032 \text{ BTU} / h}{4,60 \text{ BTU} / h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} * 22,58 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$Ax = 25621,7895 \text{ pie}^2$$

3.6.5 Cálculo del área de flujo

Se utiliza la Ec. (2.38), donde el factor APSF se toma de la figura C.3, para cuatro filas de tubos de 1 pulg de diámetro con aletas de 5/8 de altura.

$$APSF = 107,2 \text{ pie}^2 / \text{pie}^2$$

$$Fa = \frac{25621,7895 \text{ pie}^2}{107,2 \text{ pie}^2 / \text{pie}^2}$$

$$Fa = 239 \text{ pie}^2$$

Utilizando la Ec. (2.39), para una longitud de tubo de 30 pie, se procede a calcular el ancho de la unidad:

$$\text{Ancho} = \frac{239 \text{ pie}^2}{30 \text{ pie}}$$

$$\text{Ancho} = 7,96 \text{ pie}$$

Aproximando se tiene una anchura de la unidad:

$$\text{Ancho} = 8 \text{ pie}$$

Para lo cual, se tiene un valor real de área de flujo de:

$$Fa_d = Ancho.L$$

$$Fa_d = 8 \text{ pie} (30 \text{ pie})$$

$$Fa_d = 240 \text{ pie}^2$$

El número de tubos puede obtenerse sustituyendo los valores respectivos en la Ec. (2.40).

$$N_t = \frac{25621,7895 \text{ pie}^2}{5,58 \text{ pie}^2 / \text{pie}(30 \text{ pie})}$$

El factor APF, es el área externa total por pie de tubo aleteado (pie^2/pie), su valor es tomado de la Fig. C.3.

$$N_t = 153 \text{ tubos}$$

La velocidad másica para el lado de los tubos se calcula con la Ec. (2.41). Se usa un paso por los tubos y el tipo de tubo utilizado es de BWG 12; de la figura A.3, para tubos de 1 pulg de diámetro se obtiene el área de flujo de cada tubo:

$$A_t = 0,479 \text{ pulg}^2$$

Sustituyendo los valores en la Ec. 2.41 se tiene:

$$G_t = \frac{(144)(136400 \text{ lb} / \text{h})(1)}{(3600)(153)(0,479 \text{ pulg}^2)}$$

$$G_t = 74,44 \text{ lb}/\text{pie}^2\text{s}$$

3.6.6 Número de Reynolds modificado

Según la figura A.3, para tubos BWG 12 de 1 pulg de diámetro externo, se tiene un diámetro interno de 0,782 pulg, y se usa la viscosidad promedio del propano que se encuentra en la tabla 3.5, introduciendo estos valores en la Ec. (2.42) se tiene:

$$Re = \frac{(0,782 \text{ pulg})(74,44 \text{ lb} / \text{pie}^2\text{s})}{0,00975 \text{ cp}}$$

$$Re = 5971,034$$

3.6.7 Coeficiente de película en el lado de los tubos

Se lee el factor J de la figura C.6, usando el número de Reynolds, las propiedades promedio del propano se toman de la tabla 3.5, se sustituyen los valores en la Ec. (2.43)

$$J = 22000$$

$$ht = \frac{(22000)(0,013 \text{ BTU} / \text{h pie}^{\circ}\text{F}) \left(\frac{(0,4952 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ}\text{F})(0,00975 \text{ cP})}{0,013 \text{ BTU} / \text{h pie}^{\circ}\text{F}} \right)^{1/3}}{0,782 \text{ pulg}} \quad (0,86)$$

$$ht = 286,084 \text{ BTU/h pie}^2\text{F}$$

3.6.8 Cálculo de la cantidad de aire que fluye en el aroenfriador

El calor específico del aire es $0,160 \text{ BTU/Lb}^{\circ}\text{F}$. Introduciendo los valores en la Ec. (2.44) se tiene:

$$ma = \frac{2661284,032 \text{ BTU} / \text{h}}{(0,160 \text{ BTU} / \text{lb}^{\circ}\text{F})(20,97^{\circ}\text{F})}$$

$$ma = 793181,9361 \text{ lb/h}$$

3.6.9 Cálculo de la velocidad másica del aire

Usando la Ec. (2.45) y sustituyendo los valores correspondientes:

$$Ga = \frac{793181,9361 \text{ lb} / \text{h}}{240 \text{ pie}^2}$$

$$Ga = 3304,924 \text{ lb/pie}^2\text{h}$$

3.6.10 Coeficiente de película del lado del aire (h_a)

Con la velocidad másica del aire calculada se lee en la figura C.7 el coeficiente de película del aire dando:

$$h_a = 9,5 \text{ BTU/h pie}^2\text{F}$$

3.6.11 Cálculo del coeficiente global de transferencia de calor

Con la Ec. (2.47), el factor AR se toma de la tabla C.3, para tubos de 1 pulg de diámetro con aletas de $5/8$ de altura:

$$AR = 21,4$$

$$\frac{Ax}{Ai} = \frac{21,4(1 \text{ pu lg})}{0,782 \text{ pu lg}}$$

$$\frac{Ax}{Ai} = 27,37$$

El factor de ensuciamiento para el propano es de $0,001 \text{ h pie}^2\text{°F}/\text{BTU}$ [5].

Sustituyendo todos estos valores en la Ec. (2.46):

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{286,084 \text{ BTU} / \text{h pie}^2\text{°F}} (27,37) + 0,001 \text{ h pie}^2\text{°F} / \text{BTU} (27,37) + \frac{1}{9,5 \text{ BTU} / \text{h pie}^2\text{°F}}$$

$$\frac{1}{U} = 0,2281 \text{ h pie}^2\text{°F} / \text{BTU}$$

$$U = 4,38 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

El valor del coeficiente de transferencia de calor se considera aceptable por estar entre $0,9U < U \text{ asumido} < 1,1U$. A continuación se procede con el diseño de la caída de presión en el aerofriador.

3.6.12 Caída de presión en el lado de los tubos

Para determinar la caída de presión en el lado de los tubos se utiliza la Ec. (2.48); con el número de Reynolds se lee el factor de fricción de la figura C.4 y con la velocidad másica y la densidad del propano en la figura C.5 se leen los factores Y y B . El valor de ϕ , se toma de la tabla C.3, para vapores de hidrocarburos, gases y agua.

$$f = 0,0016$$

$$Y = 9,5 \text{ psia/pie}$$

$$B = 9,5 \text{ psia}$$

$$\phi_g = 0,86$$

$$\Delta P_t = \frac{(0,0016)(9,5 \text{ psia} / \text{pie})(30 \text{ pie})(1)}{0,86} + 9,5 \text{ psia}(1)$$

$$\Delta P_t = 10 \text{ psia}$$

La caída de presión en los tubos calculada esta dentro del rango de la permitida para su diseño.

3.6.13 Cálculo de caída de presión estática del aire

Se determina el promedio aritmético entre la temperatura de entrada y salida del aire:

$$t_{pa} = \frac{t_1 + t_2}{2} = \left(\frac{95 + 115,55}{2} \right) ^\circ F = 105,275^\circ F$$

Con la temperatura promedio del aire, a nivel del mar, se lee el factor D_R en la figura C.9, y con la velocidad másica del aire se lee el factor F_p en la figura C.10.

$$D_R = 0,93$$

$$F_p = 0,15$$

Se introducen estos valores en la Ec. 2.27:

$$\Delta P_a = \frac{0,15 (3)}{0,93}$$

$$\Delta P_a = 0,4838 \text{ psi}$$

3.7 ESTIMACIÓN DE COSTO DEL INTERCAMBIADOR TUBO Y CARCAZA E-101

3.7.1 Costo base

De la Fig.D.1 (ver anexo D) para un área calculada de 2301,067 pie^2 se tiene un costo para el año 1968 de:

$$C_b = 15000 \$$$

3.7.2 Ajuste del costo

De la figura D.2, los factores de ajuste de acuerdo al tipo de intercambiador y a la presión de diseño son:

Para intercambiador de calor de cabezal flotante, $F_d = 1$

Para presiones de 1.000 psi, $F_p = 0,05$

De la Fig. D.3 (ver anexo D), el factor de ajuste para el tipo de material de la carcaza y los tubos es:

Para la carcaza y los tubos de acero al carbono, $F_m = 1$

Sustituyendo estos valores en la Ec. (2.50):

$$C_{job} = 15000 \$(1)(1 + 0,55)$$

$$C_{job} = 23250 \$$$

3.7.3 Costo del módulo

Para intercambiadores de calor, de la Fig. D.4 (ver anexo D):

$$F_{md} = 3,39$$

Sustituyendo los valores en la Ec. (2.51):

$$C_{md} = 15000\$(3,39)$$

$$C_{md} = 50850 \$$$

3.7.4 Ajuste del costo del módulo

Sustituyendo los valores de los costos del modulo, costo base y costo base ajustado en la Ec. (2.52), se tiene:

$$C_{mda} = (50850)\$ + (23250 - 15000) \$$$

$$C_{mda} = 59100 \$$$

3.7.5 Costo actual

Los índices de costos para el año 1968 y el actual se obtuvieron de la *Chemical Engineering*, donde:

$$I_p = 113,7 \text{ (para el año 1968)}$$

$$I_a = 575,4 \text{ (para diciembre de 2008)}$$

Sustituyendo los valores correspondientes en la Ec. (2.53):

$$C_a = (59100) \frac{575,4}{113,7}$$

$$C_a = 299086,5435 \$$$

3.7.6 Costo total del equipo

Añadiendo el 15% de contingencia al costo actual, de la Ec. (2.54):

$$C_t = 1,15(299086,5435 \$)$$

$$C_t = 343949,5251 \$$$

3.8 ESTIMACIÓN DEL COSTO DEL AEROENFRIADOR AC-100

De la Fig. E.1 (ver anexo E) para un área calculada de 25621,7895 pie^2 se tiene un costo para el año 1968 de:

$$C_b = 14.000\$$$

3.8.1 Ajuste del costo

De la Fig. E.2 (ver anexo E) para enfriadores por aire los factores de ajuste son:

Para presiones de 1.000 psi, $F_p = 1,15$

Para longitudes de 30 pie, $F_l = 0,15$

Para acero al carbono, $F_m = 0$

Sustituyendo estos valores en la Ec. (2.50):

$$C_{job} = 14.000\$(1,15 + 0,15 + 0)$$

$$C_{job} = 18.200 \$$$

3.8.2 Costo del módulo

Para enfriadores por aire, de la Fig. D.4 (ver anexo D):

$$F_{md} = 2,54$$

Introduciendo los valores en la Ec. (2.51):

$$C_{md} = 18.200\$(2,54)$$

$$C_{md} = 46.228 \$$$

3.8.3 Ajuste del costo del módulo

Sustituyendo los valores de los costos del modulo, costo base y costo base ajustado en la Ec. (2.52), se tiene:

$$C_{mda} = (46.228) \$ + (18.200 - 14.000) \$$$

$$C_{mda} = 50.428 \$$$

3.8.4 Costo actual

Los índices de costos para el año 1968 y el actual son los mismos que los utilizados en la estimación de costo del intercambiador

Sustituyendo los valores correspondientes en la Ec. (2.53):

$$C_a = 50.428 \frac{575,4}{113,7}$$

$$C_a = 255.200,27 \$$$

3.8.5 Costo total del equipo

Añadiendo el 15% de contingencia al costo actual, de la Ec. (2.54) se tiene:

$$C_t = 1,15(255.200,27 \$)$$

$$C_t = 293.480,31 \$$$

El costo total de los nuevos equipos a diseñar es de:

$$C_{total} = (343.949,52 + 293.480,31) \$$$

$$C_{total} = 637.429,83 \$$$

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DE RESULTADOS Y CONCLUSIONES

El sistema de enfriamiento con propano que se encuentra en las instalaciones de la planta, fue simulado con el software Hysys plant v3.2. Con la información suministrada se determinó que se puede utilizar parte de la masa de propano existente, la cual se encuentra en exceso, para enfriar la corriente de gas que entra a la planta con una temperatura superior a la del diseño.

La temperatura de la nueva corriente de gas que se desea introducir al sistema se encuentra a 130 °F y según el diseño de la planta debería entrar en un rango entre 90 °F y 110 °F. Para lograr el enfriamiento se diseñaron intercambiadores de calor con el fin de cumplir con las especificaciones requeridas, así como también el nivel técnico-económico que se podría implementar.

De acuerdo a la simulación efectuada, usando el programa Hysys Plant, se estimó que se puede utilizar el 72 % de la cantidad total de propano para enfriar la corriente de gas que se desea tratar, para estos se debe añadir un intercambiador de calor de tubo-coraza y un aroenfriador al sistema actual para realizar el enfriamiento y obtener la especificaciones requeridas.

En el nuevo diseño de la planta la temperatura a la salida del compresor es mayor (151,4 °F), a la temperatura a la que opera el sistema actual (149), lo que ocasiona que el aroenfriador existente en la planta no pueda retirar la energía suficiente para alcanzar la temperatura a la que fue diseñado. Debido a esto es necesario diseñar otro aroenfriador instalado en paralelo al que actualmente se encuentra, de manera que este nuevo aroenfriador acondicione parte del flujo de propano y así alcanzar las condiciones requeridas para que el refrigerante sea recirculado al proceso y estar a la temperatura deseada.

Las especificaciones los dos nuevos equipos diseñados se presentan a continuación en las Tablas 4.1 y 4.2 respectivamente:

Tabla 4.1. Especificaciones de diseño del intercambiador E-101

Calor transferido (BTU/h)	17346247,5
Área de transferencia de calor (pie ²)	2335,44
Temperatura de entrada del gas (°F)	130
Temperatura de salida del gas (°F)	105
Temperatura de entrada del propano (°F)	21,10
Temperatura de salida del propano (°F)	43,12
Longitud requerida (pie)	8920,74
Longitud estándar (pie)	20
Numero de tubos	447
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1
Diámetro interno de la carcaza (pulg)	32
Coef.transf de calor total (BTU/hpie ² °F)	89,44
Numero de pasos por los tubos	2
Área de flujo en los tubos (pie ²)	0,992
Área de flujo en la carcaza (pie ²)	0,455
Velocidad másica en los tubos (lb/hpie ²)	475554,435
Velocidad másica en la carcaza (lb/hpie ²)	215846,153
Coefi.convec en los tubos (BTU/h pie ² °F)	488,068
Coefi.convec en la carcaza (BTU/hpie ² °F)	126,448
Coef.transf.de calor limpio (BTU/h pie ² °F)	98,23
Factor de obstrucción hpie ² °F/BTU	0,002
Caída de presión en los tubos (psi)	3,10
Caída de presión en la carcaza (psi)	2,68

El diseño del intercambiador se basó siguiendo las normas estándares de diseño, mediante el cual se realizan diferentes cálculos bajo un proceso iterativo. Al realizar los cálculos térmicos en el intercambiador E-101 se obtiene, un calor transferido de 17346247,5 BTU/h, el área de transferencia de calor requerida es de 2335,44 pie² para una longitud de 8920,74 pie, como se observa en la Tabla 4.1. La longitud estandarizada por las industrias petroleras, petroquímica y carboníferas nacional (IPPCN) para los tubos en los intercambiadores de calor es 20 pie, por lo tanto, se requieren 447 tubos en el interior de la carcaza del intercambiador. El arreglo de los tubos en el interior de la carcaza es de tipo triangular de 60°, con un espaciamento de 1^{1/4} pulg y 2 pasos por los tubos, este arreglo permite una mayor transferencia de calor por pie², que un arreglo en cuadro, y se puede usar ya que el factor de ensuciamiento es pequeño.

La caída de presión a través de un intercambiador de calor está relacionada directamente con la potencia de bombeo y se relaciona indirectamente con la razón de transferencia de calor, ya que controla las velocidades de flujo y, por lo tanto, la razón de flujo de masa y los coeficientes de transferencia de calor convectivo, Para un coeficiente de transferencia de calor 98,23BTU/h pie²°F y 2 pasos del gas por los tubos se obtienen un factor de obstrucción de 0,002 h pie²°F/BTU que es un valor aceptable, en comparación con el factor de obstrucción permitido, para lograr un periodo de mantenimiento razonable, la caída de presión tanto en la coraza como en los tubos no excede la permitida logrando tener un diseño aceptable.

Al intercambiador de calor se les estimó un costo, el cual no incluye costos de transporte, instalación y mantenimiento, este costo se determinó utilizando el método de Guthier, obteniéndose como resultado que el intercambiador tendría un costo de 343.949,5251 \$.

El equipo de enfriamiento del propano más conveniente para este sistema fue la utilización de aire en lugar de agua como medio de enfriamiento, debido que el aire está presente en cantidades ilimitadas y no se presenta los problemas asociados con el agua como son la corrosión y contaminación. De manera general los aeroenfriadores resultan atractivos en aquellas localidades donde el agua es escasa o requiere de un tratamiento costoso como una torre de enfriamiento

El diseño del aeroenfriador estuvo sujeto a las normas establecidas en el manual de la GPSA, garantizando así un diseño estándar. En la Tabla 4.2 se muestra las especificaciones para este equipo.

Tabla 4.2. Especificaciones de diseño del aeroenfriador AC-100.

Calor transferido (BTU/h)	2.661.284,032
Temperatura de entrada del aire (°F)	95
Temperatura de salida del aire (°F)	115,97
Temperatura de entrada del propano (°F)	151,4
Temperatura de salida del propano (°F)	112
DTMe	25,097
Área de transferencia de calor (pie ²)	25621,7895
Área de flujo (pie ²)	239
Anchura de la unidad (pie)	8
Longitud de la unidad (pie)	30
Números de tubos	153
Número de pasos por los tubos	1
Diámetro externo de los tubos (pulg)	1
Coefi.transf de calor total(BTU/hpie ² °F)	4,34
Numero de ventiladores	3

Lado del ventilador	Tubos	Aire
Velocidad másica (lb/pie ² s)	74,44	3304,24
Coefficiente de película(BTU/hpie ² °F)	286,084	9,5
Caída de presión (psi)	10	0,4838

El diseño del aerofriador al igual que el intercambiador de calor, se baso en un proceso iterativo, para ello es necesario hacer ciertas consideraciones básicas establecidas en la tabla 4.3. Al realizar los cálculos térmicos el calor transferido es de 2.661.284,032 BTU/h, el área de transferencia de calor requerida es 25621,7895 pie², la longitud de los tubos en este caso es de 30 pie ya que es la recomendada para el diseño por la norma GPSA, proporcionando así un coeficiente de transferencia de calor total de 4,34 BTU/hpie²°F como se muestra en la tabla 4.5.

La velocidad másica en los tubos es mucho menor que en el aire, lo cual es lógico ya que se requiere que el propano fluya de manera lenta en los tubos para facilitar más aun su enfriamiento, el coeficiente de película en los tubos es mayor esto debido a que la transferencia de calor se da lugar en los tubos. El diseño del enfriador bajo estos parámetros es aceptable ya que la caída de presión en el lado de los tubos es aceptable.

A este equipo se les estimó un costo, el cual no incluye costo de transporte, instalación y mantenimiento, este costo se determinó utilizando el método de Guthier, obteniéndose como resultado que el aerofriador valdría 293.480,31 \$, y el costo del sistema completo de enfriamiento, compuesto por el intercambiador y el aerofriador es de 637.429,83 \$.

4.1 CONCLUSIONES

- ✓ Para enfriar la nueva corriente de gas que entra al proceso de refrigeración con propano es necesario la instalación de un intercambiador de calor de tubo- coraza y un aerofriador extra para lograr la efectiva condensación del propano.
- ✓ Del sistema de enfriamiento con propano existente, puede utilizarse el 72 % de flujo de propano para disminuir la temperatura de la nueva corriente gas
- ✓ El coeficiente de transferencia de calor para el intercambiador de calor tubo y coraza fue de 98,23 BTU/hr.pi²°F.
- ✓ La caída de presión calculada en los tubos fue de 3,10 psi y en la carcasa fue de 2,68 psi, estas caídas de presión son menores a las permitidas, por lo que se establece que es un diseño aceptable.
- ✓ El equipo de enfriamiento del propano más conveniente para este sistema fue la utilización de aire en lugar de agua como medio de enfriamiento.

- ✓ El coeficiente de transferencia de calor para el aerofriador fue de 4,34 BTU/hr.pie².°F.
- ✓ La velocidad másica en los tubos del aerofriador fue de 74,44 lb/pie.s, este valor es mucho menor que la velocidad másica del aire 3304,24 lb/pie.s, lo cual es lógico ya que se requiere que el propano fluya de manera lenta en los tubos para facilitar más aun su enfriamiento.
- ✓ Al sistema diseñado por el intercambiador tubo-coraza y el aerofriador se le estimó un costo, el cual no incluye transporte, instalación y mantenimiento, mediante el uso del método de Guthrie, obteniéndose como resultado que el costo del sistema completo de enfriamiento es de 637.429,83 \$.

BIBLIOGRAFIA

- 1 Carvajal, A. “Evaluación de las Unidades Centrifugas de Enfriamiento de Agua del Sistema Central de Aire Acondicionado del Edificio Sede PDVSA Puerto La Cruz”. Trabajo de Grado. Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad de Oriente. Anzoátegui, Venezuela, (2004)
- 2 Benavides, V. “Diseño Conceptual del Sistema de Refrigeración Mecánica de una Planta de Gas Natural Licuado en Guiria, Estado Sucre”. Trabajo de Grado. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Anzoátegui, Venezuela, (2008).
- 3 Hernández, A. “Estudio para el Mejoramiento de una Estación de Flujo con la Inclusión de un Proceso de Refrigeración en las Corrientes de Gas de Alimentación”. Trabajo de Grado. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente. Anzoátegui, Venezuela, (1992).
- 4 PDVSA “Petróleos de Venezuela”, Disponible: <http://www.pdvsa.com/gasnat.com>
- 5 Dcg “ Gas natural” , Disponible: <http://www.dcgasextremadura.es/gas.htm>, 2005
- 6 Yunus A. Cengel. Michael A. Boles “Termodinámica” . Editorial McGraw Hill Cuarta Edición 2003
- 7 Napoleón H. Ortiz Coll. “Sistemas de refrigeración” ,Primera Edición 2005
- 8 Das “Aplicaciones del Propano” .Disponible: <http://www.danfoss.com>, 2001
- 9 Jorge Alberto Pueble “Manual de buenas prácticas en refrigeración” Primera Edición 2005.
- 10 PDVSA “Compresores, principios básicos”, Manual de diseño de Procesos Documento N-MDC/02/k/02. (1996).
- 11 PDVSA “Intercambiadores de calor”, Manual de diseño de Procesos Documento N-MIC/04/I/02. (1996).
- 12 J.P. Holman “Transferencia de Calor”, Editorial Cecsca Decima Reimpresión, 1999

- 13 Donald .Q. Kern “Procesos de Transferencia de Calor “, Editorial Cecsca, trigésima primera reimpresión, 1999
- 14 O. Levenspiel “Flujo de Fluidos, Intercambio de calor”, Editorial Reverte. S.A, Primera Edición 1993
- 15 Perry’s R. “Chemical Engineers Handbook”, www.ceh.com, Copyright McGraw Hill 5th 1999
- 16 Luque Susana. Aurelio. Vega “Simulación y Optimización Avanzadas en la Industria Química y de Procesos: HYSYS Primera Edición 2005
- 17 José Aguilar “Simulación de Procesos con Hysys”, Segunda Edición 2006
- 18 GPSA “Gas Processors Suppliers Association”, <http://gpsa.gasprocessors.com>, 2006

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSOS

TÍTULO	DESARROLLO DE LA INGENIERÍA CONCEPTUAL PARA EL ENFRIAMIENTO DE UNA CORRIENTE DE GAS A TRAVÉS DE UN TREN DE REFRIGERACIÓN MÉCANICA EXISTENTE
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
Martínez Arrijoja Orlando Antonio	CVLAC: 16.311.367 EMAIL: orlandomartinez30@hotmail.com

PALABRAS O FRASES CLAVES:

1. Refrigeración
2. Diseño de Equipos
3. Simular Hysys
4. Intercambiador de calor
5. Costos

ÁREA	SUB ÁREA

RESUMEN (ABSTRACTO):

En la presente investigación se diseñó un sistema de enfriamiento a partir de uno ya existente para disminuir la temperatura de una corriente de gas adicional a la entrada de una planta de extracción de líquidos. Este diseño se basó en el dimensionamiento de equipos de transferencia de calor, siguiendo las normas estándar de diseño y el manual de la GPSA.

El sistema de refrigeración con propano existente se evaluó y se pudo observar que se puede utilizar el 72% del flujo total de propano existente para enfriar la corriente de gas adicional a la entrada a la planta de extracción de líquidos. Para este diseño se instaló un intercambiador de calor tubo y coraza con 447 tubos de 20 pie de longitud y 1 pulg de diámetro externo, con un diámetro de la coraza de 32 pulg, dos paso por los tubos y con un área de transferencia de calor 2335,44 pie². También aguas abajo en el diseño es necesario colocar un aroenfriador en paralelo a uno que ya existe, de manera de alcanzar las condiciones adecuadas para recircular el propano a todo el proceso y este continúe funcionando eficientemente; este nuevo aroenfriador tiene un área de transferencia de calor de 25621,7895 pie², una longitud de 30 pie, con 153 tubos y funciona con 3 ventiladores. A este sistema se le estimó un costo, se determinó utilizando el método de Guthrie, obteniéndose como resultado que el costo del sistema completo de enfriamiento, compuesto por el intercambiador y el aroenfriador es de 637.429,83 \$.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSOS

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO / CVLAC / E-MAIL				
Prof. José Rondón	ROL	CA	AS (X)	TU	JU
	CVLAC:	8.328.657			
	E_MAIL	rondonjj@gmail.com			
	E_MAIL				
Prof. Yraima Salas	ROL	CA	AS	TU	JU (X)
	CVLAC:	8.478.649			
	E-MAIL	ysalas@hotmail.com			
	E-MAIL				
Prof. Lisandro Viloria	ROL	CA	AS	TU	JU (X)
	CVLAC:	11.008.423			
	E-MAIL	viloriali@cantv.net			
	E-MAIL				

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010 AÑO	04 MES	09 DÍA
--------------------	------------------	------------------

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSOS

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
TESIS. Desarrollo de Ingenieria.doc	Application/MS Word

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I
J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z. a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y
z. 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

INGENIERO QUIMICO

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

PREGRADO

ÁREA DE ESTUDIO:

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA

INSTITUCIÓN:

UNIVERSIDAD DE ORIENTE – NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSOS

DERECHOS:

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajo de grado:

“Los Trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y solo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario, para su autorización”

Br. Orlando Martínez
CI. 16.311.367
AUTOR

Prof. Jose Rondon
C.I: 8.328.657
TUTOR

Prof. Yraima Salas
C.I: 8.478.649
JURADO

Prof. Lisandro Vilorio
C.I: 11.008.423
JURADO

Prof. Yraima Salas

POR LA COMISIÓN DE TESIS