

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

"Diseño de un Sistema de Enfriamiento de Aceite de Lubricación para  
Compresores de Amoniacó Tipo Tornillo"

**TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN**

Proyecto Integrador

Previo a la obtención del Título de:

**INGENIERO MECÁNICO**

Presentado por:

Xavier Ernesto Flores Bustillos

José Roberto Haro Díaz

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2017

## **AGRADECIMIENTOS**

A Dios y a mis padres por su invaluable sacrificio y confianza que me permiten salir adelante.

Flores Bustillos X.

Agradeciendo a mis seres queridos por su esfuerzo que me daban día a día con la ayuda de ellos las metas puede lograr.

Haro Díaz J.

## DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

Javier Ernesto Flores Bustillos

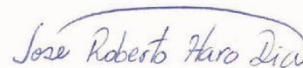
José Roberto Haro Díaz

PhD. Guillermo Soriano Idrovo

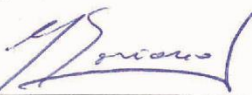
Y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



Xavier Flores B.  
Autor 1



José Haro D.  
Autor 2



Guillermo Soriano I, PhD  
Tutor de la Materia  
Integradora

## RESUMEN

En el sector productivo ecuatoriano los sistemas de refrigeración industriales que en gran mayoría se utilizan, son aquellos que emplean amoníaco como fluido refrigerante. Los cuales trabajan con un compresor tipo tornillo que requiere de un aceite lubricante que genera un efecto de sellamiento entre los tornillos y la carcasa de dicho compresor lo que permite la compresión del amoníaco. Pero para que el aceite lubricante pueda brindar su efecto de sellamiento es necesario que dicho aceite lubricante ingrese al compresor en un rango determinado de temperatura. Por las razones previamente descritas se da la necesidad de diseñar un sistema de enfriamiento de aceite lubricante para compresor tipo tornillo que sea capaz de remover el calor absorbido por dicho lubricante durante la compresión del amoníaco.

En la metodología de diseño se hizo hincapié en los diferentes componentes básicos que pueden conformar nuestro sistema de enfriamiento por efecto termosifón, de tal manera que cuando se planteó la matriz de decisión, se pudo especificar las ventajas y desventajas de dichos componentes. Para el diseño de los componentes del sistema de enfriamiento de aceite por efecto termosifón se tomaron en cuenta las normas TEMA edición 8, ASME sección VIII división 1 que describen ecuaciones y recomendaciones tanto para el diseño y manufactura de recipientes a presión además se utilizó una ficha técnica de un aceite ISO 68 que describen las propiedades físicas y químicas de un aceite lubricante empleador por un compresor tipo tornillo.

Se elaboró un análisis de costos directos e indirectos en donde se obtuvieron el costo de manufactura para los componentes del sistema de enfriamiento por efecto termosifón. Adicionalmente se desarrolló los planos para cada componente de dicho sistema de enfriamiento. Aunque el sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón no es muy utilizado en la industria local debido al desconocimiento por dicho grupo esperamos que con el presente proyecto se dé a conocer dicho sistema de enfriamiento.

**Palabras Clave: Amoníaco, Aceite, Compresor de tornillo.**

## **ABSTRACT**

*In the Ecuadorian productive sector, the industrial refrigeration systems that are mostly used are those that use ammonia as a cooling fluid. Which work with a screw type compressor that requires lubricating oil that generates a sealing effect between the screws and the casing of said compressor, which allows the compression of the ammonia. But for lubricating oil to provide its sealing effect it is necessary that said lubricating oil enter the compressor in a certain temperature range. For the reasons previously described there is a need to design a cooling system for lubricating oil for a screw compressor that is capable of removing the heat absorbed by said lubricant during the compression of the ammonia.*

*In the design methodology, emphasis was placed on the different basic components that can make up our cooling system due to the thermosiphon effect, so that when the decision matrix was raised, the advantages and disadvantages of these components could be specified. For the design of the components of the oil cooling system by thermosiphon effect, the TEMA edition 8, ASME section VIII division 1 standards were taken into account, which describe equations and recommendations for the design and manufacture of pressure vessels. ISO 68 oil technique that describe the physical and chemical properties of an employer lubricating oil by a screw type compressor.*

*An analysis was made of direct and indirect costs where the manufacturing cost for the components of the cooling system due to thermosiphon effect was obtained. In addition, the plans for each component of said cooling system were developed. Although the cooling system of lubricating oil by thermosiphon effect is not widely used in the local industry due to the ignorance of this group, we hope that with this project the cooling system will be known.*

**Key Words: Ammonia, Oil, Screw Compressor.**

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS .....	VI
SIMBOLOGÍA .....	VII
ÍNDICE DE FIGURAS.....	X
ÍNDICE DE TABLAS .....	XI
ÍNDICE DE PLANOS .....	XII
CAPÍTULO 1 .....	1
1. Introducción .....	1
1.1 Descripción del problema .....	2
1.2 Objetivos.....	2
1.2.1 Objetivo General .....	2
1.2.2 Objetivos Específicos .....	2
1.3 Marco teórico .....	2
1.3.1 Ciclo Ideal de Compresión de Vapor de amoniaco .....	2
1.3.2 Ciclo de refrigeración por compresión de dos etapas .....	3
1.3.3 Sistemas que operan en un compresor rotatorio de tornillo .....	4
1.3.4 Aceites para refrigeración .....	6
1.3.5 Propiedades del Amoníaco .....	7
1.3.6 Sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón .....	8
CAPÍTULO 2.....	9
2. Metodología .....	9
2.1 Selección de Componentes del sistema Termosifón .....	9
2.1.1 Jerarquización de criterios de selección.....	10
2.1.2 Selección del Intercambiador de Calor.....	12

2.1.3	Selección del tanque Separador .....	12
2.2	Normas de Diseño .....	13
2.3	Diseño de forma del sistema termosifón.....	14
2.3.1	Especificaciones del sistema .....	14
2.3.2	Consideraciones de diseño .....	15
2.4	Identificación de datos técnicos de un compresor de tornillo.....	16
2.5	Requerimiento de refrigeración de un compresor de tornillo .....	17
2.6	Diseño térmico de componentes del sistema Termosifón.....	18
2.6.1	Diseño térmico del intercambiador de Calor coraza y tubo .....	19
2.6.2	Diseño térmico del tanque separador vertical .....	22
2.7	Diseño mecánico de componentes del sistema Termosifón.....	24
2.7.1	Diseño mecánico del intercambiador de calor.....	24
2.7.2	Diseño mecánico del tanque separador vertical.....	28
CAPÍTULO 3.....		30
3.	Resultados .....	30
3.1	Componentes diseñados del sistema de enfriamiento de aceite lubricante..	30
3.1.1	Intercambiador de calor.....	30
3.1.2	Tanque separador vertical.....	31
3.2	Análisis de Costos .....	32
3.2.1	Costos directos .....	33
3.2.2	Costos indirectos.....	35
3.2.3	Costos totales .....	36
CAPÍTULO 4.....		37
4.	Discusión y conclusiones.....	37
4.1	Discusión de Resultados .....	37
4.1.1	Intercambiador de Calor.....	37

4.1.2	Tanque Separador Vertical .....	39
4.2	Conclusiones .....	41
4.3	Recomendaciones .....	41

BIBLIOGRAFIA

APÉNDICE A

APÉNDICE B

APÉNDICE C



## ABREVIATURAS

ASHRAE/ANSI	American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado)
ASME	American Society Mechanical Engineering (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)
BWG	Birmingham Wire Gauge
cSt	Centistoke
$\Delta$ TLM	Diferencia de temperatura logarítmica
EES	Engineering Equation Solver (Solucionador de Ecuaciones de Ingeniería)
GPM	Galones por minuto
kW	Kilovatio
kPa	KiloPascal
ISO	International Organization for Standardization (Organization Internacional de Normalización)
TEMA	Tubular Exchanger Manufacturers Association (Asociación de Fabricantes de Intercambiadores Tubulares)
R717	Amoniaco anhidro

## SIMBOLOGÍA

$A_o$	Área efectiva de transferencia global del intercambiador de calor ( $m^2$ )
$\alpha$	Ángulo de la espiral del alambre ( $^\circ$ )
$^\circ C$	Grados Celsius
$K$	Grados Kelvin
$Cp_{oil}$	Calor específico de aceite lubricante ( $\frac{KJ}{Kg-k}$ )
$d_i$	Diámetro interno de tubo ( $m$ )
$d_o$	Diámetro externo de tubo ( $m$ )
$D_{bf}$	Diámetro de bafle ( $m$ )
$D_{is}$	Diámetro interno de la coraza ( $m$ )
$D_{ivt}$	Diámetro interno del tanque separador ( $m$ )
$D_{otl}$	Diámetro exterior del arreglo de tubos ( $m$ )
$E_s$	Eficiencia de la soldadura
$H_{ivt}$	Altura del tanque separador ( $m$ )
$H$	Longitud total del domo ( $mm$ )
$h_o$	Coeficiente convectivo de película por el lado de la coraza ( $\frac{W^2}{m-K}$ )
$h_i$	Coeficiente convectivo de película por el lado de los tubos ( $\frac{W^2}{m-K}$ )
$h_1$	Profundidad del domo ( $mm$ )
$h_2$	Extensión del domo ( $mm$ )
$L$	Longitud de tubos ( $m$ )
$\dot{m}_{oil}$	Flujo másico de aceite lubricante circulante en el compresor ( $\frac{Kg}{s}$ )
$\dot{m}_{cR-717}$	Flujo másico de amoníaco circulante en el compresor ( $\frac{Kg}{s}$ )
$\dot{m}_{R-717}$	Flujo másico de amoníaco circulante en el intercambiador de calor ( $\frac{Kg}{s}$ )
$k_l$	Conductividad térmica del amoníaco en estado líquido ( $\frac{W}{m-K}$ )
$k_v$	Conductividad térmica del amoníaco en estado de gas ( $\frac{W}{m-K}$ )
$k_{steel}$	Conductividad térmica del acero ( $\frac{W}{m-K}$ )
$k_{oil}$	Conductividad térmica del aceite lubricante ( $\frac{W}{m-K}$ )

$\sigma$	Coeficiente de tensión superficial del amoniaco $\left(\frac{N}{m}\right)$
$N_{tt}$	Número de tubos
$N_{bf}$	Número de baffles
$Nu$	Número de Nusselt
$\eta_o$	Eficiencia de una superficie aleteada
$P_e$	Presión de evaporación (KPa)
$P_c$	Presión de condensación (KPa)
$P_T$	Paso transversal de arreglo de tubos (m)
$P_d$	Presión de diseño (KPa)
$Pr$	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Flujo de calor absorbido por el aceite lubricante (KW)
$Re_v$	Numero de Reynolds volumétrico
$S_m$	Esfuerzo permisible del material (KPa)
$\rho_l$	Densidad del amoniaco en estado liquido $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$
$\rho_g$	Densidad del vapor de amoniaco en estado de vapor $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$
$\rho_{oil}$	Densidad del aceite lubricante $\left(\frac{Kg}{m^3}\right)$
$R_{oil}$	Resistencia de ensuciamiento del aceite lubricante $\left(\frac{m^2-K}{W}\right)$
$R_{R-717}$	Resistencia de ensuciamiento del amoniaco liquido de almacenamiento $\left(\frac{m^2-K}{W}\right)$
$t_{bs}$	Espesor de baffles (mm)
$t_{ts}$	Espesor de los espejos fijos (mm)
$T_{b,o}$	Temperatura de condensación del amoniaco (°C)
$T_{a,m}$	Temperatura fílmica (°C)
$T_s$	Temperatura de superficie (°C)
$T_{a,i}$	Temperatura de entrada de aceite lubricante al compresor (°C)
$T_{a,o}$	Temperatura de salida de aceite lubricante al compresor (°C)
$U$	Coeficiente de transferencia global $\left(\frac{W}{m^2-K}\right)$
$\mu_l$	Viscosidad dinámica del amoniaco en estado liquido $\left(\frac{kg}{m-s}\right)$

$\mu_g$	Viscosidad dinámica del amoníaco en estado de vapor $\left(\frac{kg}{m-s}\right)$
$v_t$	Velocidad de entrada de un fluido $\left(\frac{m}{s}\right)$
$\bar{W}$	Potencia suministrada al motor del compresor (KW)

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Diagrama P-h de un ciclo básico de compresión de Amoniacó elaborado mediante EES .....	3
Figura 2. Diagrama P-h de un ciclo de compresión de dos etapas con cámara de vaporización elaborado mediante EES .....	4
Figura 3. Diagrama P-h de operación de un compresor de tornillo de doble etapa Compound elaborado mediante EES.....	5
Figura 4. Diagrama Compound de un compresor de tornillo .....	5
Figura 5. Diagrama de sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón .....	8
Figura 6. Diagrama de flujo de la metodología de diseño.....	9

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Propiedades termodinámicas del Amoniaco .....	7
Tabla 2. Matriz de jerarquización de Criterios.....	11
Tabla 3. Matriz de valoración para intercambiador de calor .....	12
Tabla 4. Matriz de valoración para el tanque separador .....	13
Tabla 5. Tabla de normas de diseño empleados para recipientes a presión .....	13
Tabla 6. Propiedades del aceite ISO 68 .....	14
Tabla 7. Propiedades del amoniaco a la presión de condensación .....	15
Tabla 8. Parámetros de operación de un compresor de doble etapa .....	16
Tabla 9. Dimensiones de tornillos de un compresor .....	16
Tabla 10. Componentes del intercambiador de calor con sus respectivos materiales .....	24
Tabla 11. Dimensiones de los componentes del intercambiador de calor .....	30
Tabla 12. Dimensiones de los componentes del tanque separador vertical .....	31
Tabla 13. Tabla de costos directos generados por el sistema de enfriamiento por efecto termosifón .....	33
Tabla 14. Tabla de costos indirectos generados por el sistema de enfriamiento por efecto termosifón .....	36
Tabla 15. Tabla de costos indirectos generados por el sistema de enfriamiento por efecto termosifón .....	36
Tabla 16. Tabla de comparación entre el diseño obtenido y un intercambiador de calor perteneciente a un sistema termosifón en funcionamiento .....	38
Tabla 17. Tabla de comparación entre el diseño obtenido y un tanque separador perteneciente a un sistema termosifón en funcionamiento .....	40

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1	Vista general del intercambiador de calor tubo y coraza
PLANO 2	Vista general del tanque Separador Vertical
PLANO 3	Disposición general del sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

En el sector productivo ecuatoriano los sistemas de refrigeración industriales que en su mayoría emplean amoníaco como fluido refrigerante. Entre los principales elementos del equipo de refrigeración industrial más común se encuentra el evaporador donde se extrae el calor de la carga a refrigerar, el condensador que evacua el calor de condensación al ambiente mediante un fluido de intercambio, la válvula de expansión termostática que controla el flujo de refrigerante, y el compresor de tornillo rotatorio para la compresión del fluido refrigerante. Dichos equipos comprimen amoníaco con ayuda del aceite lubricante que proporciona el efecto de sellamiento entre la carcasa y las partes móviles. El calor generado en la compresión es a su vez absorbido por el aceite lubricante, dicho aceite lubricante requiere operar en un rango determinado de temperatura para poder cumplir con su propiedad de sellamiento.

En la actualidad, en nuestro país la mayoría de los compresores de tornillo están acoplados a un sistema de enfriamiento de aceite lubricante que emplea agua para la acción de enfriamiento. Dicho sistema genera un consumo energético importante por ejemplo un compresor de tornillo de 250 CV requiere una estación de bombeo de 7KW que provoca un costo anual de aproximadamente \$3700.

Estos sistemas operan con agua que ha recibido un tratamiento previo lo cual implica un mantenimiento moderado a estos equipos incrementando su costo de operación. El costo del tratamiento de agua es de \$1.20 por 1000 galones lo que se traduce en grandes costos de operación debido al requerimiento elevado de agua. En casos más extremos tenemos a sistemas industriales que operan con agua de la red pública cuyo costo es de \$ 3.00 por 1000 galones, incluyendo el costo de tratamiento de agua llegamos a un valor de \$ 4.20 por cada 1000 galones lo que implica costos de operación elevados para enfriamiento del aceite lubricante del compresor.



## **1.1 Descripción del problema**

En este trabajo se plantea el diseño de un sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón. Este sistema no es muy empleado en Ecuador, pero es la manera más eficiente de refrigerar el aceite lubricante de un compresor tipo tornillo como lo indica el Servicio de Energía PUD del condado de Chelan perteneciente a la Universidad Estatal de Washington (Seaman, WSU Tree Fruit Research & Extension Center Postharvest Information Network, 1997)

## **1.2 Objetivos**

### **1.2.1 Objetivo General**

Diseñar un sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón para un compresor de tornillo.

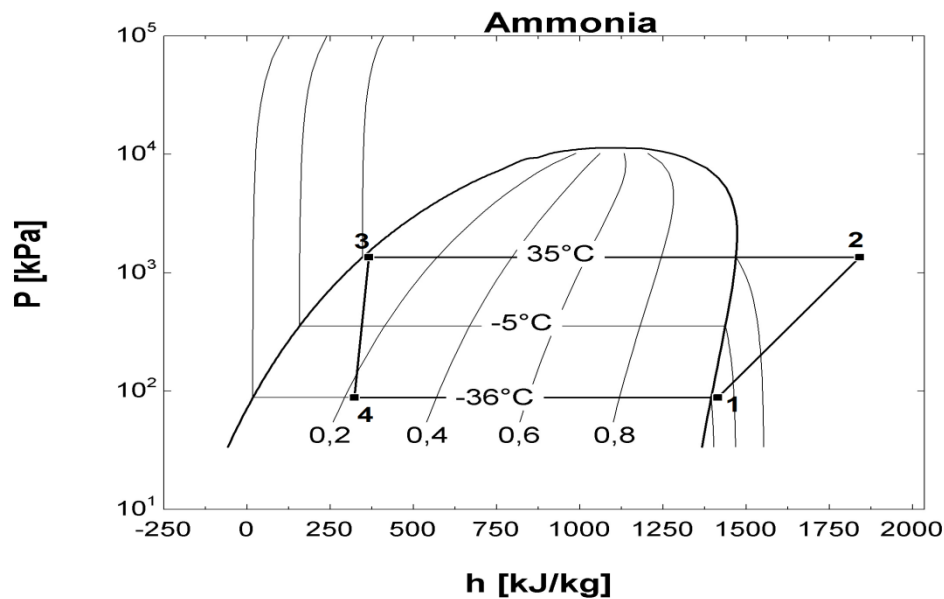
### **1.2.2 Objetivos Específicos**

- Determinar los requerimientos de refrigeración del aceite lubricante para un compresor tipo tornillo
- Seleccionar componentes y accesorios del sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón
- Elaborar planos de trabajo del sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón
- Desarrollar un análisis de costos

## **1.3 Marco teórico**

### **1.3.1 Ciclo Ideal de Compresión de Vapor de amoníaco**

Es el ciclo de refrigeración más simple, dividido en cuatro etapas básicas que son compresión, condensación, expansión y evaporación. Se caracteriza por tener el Coeficiente de Desempeño (COP) más bajo. Se emplea en sistemas domésticos como neveras y aires acondicionados.



**Figura 1. Diagrama P-h de un ciclo básico de compresión de Amoníaco elaborado mediante EES**

Fuente: (Wang, 2000)

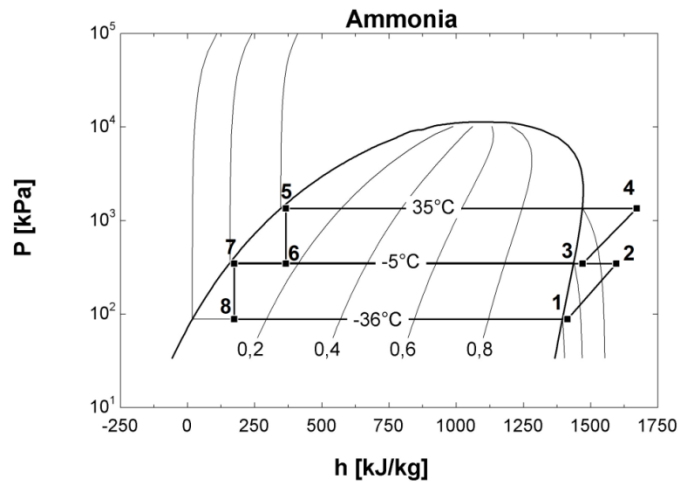
Elaboración: Flores X.

El funcionamiento del sistema básico de compresión es el siguiente:

El fluido (Amoníaco) es admitido en forma de vapor saturado, Figura 1, estado 1 por un compresor el cual lo comprime y lo descarga en el estado 2 con mayor presión y temperatura. De 2 a 3 se produce la condensación del fluido por medio de un condensador en donde el fluido rechaza calor. A continuación, se produce la expansión del fluido de 3 a 4 el cual es realizado por una válvula de expansión en donde el fluido disminuye su presión. Para finalizar de 4 a 1 se produce la evaporación del fluido en donde el fluido absorbe calor.

### 1.3.2 Ciclo de refrigeración por compresión de dos etapas

Es una variante del ciclo básico de compresión de vapor. Está formado por dos compresores, dos válvulas de expansión, un evaporador, un condensador y una cámara de vaporización o tanque inter-enfriador. Su COP es mayor que el ciclo básico de compresión de vapor. Se emplean en islas de refrigeración de supermercados, entre otros.



**Figura 2. Diagrama P-h de un ciclo de compresión de dos etapas con cámara de vaporización elaborado mediante EES**

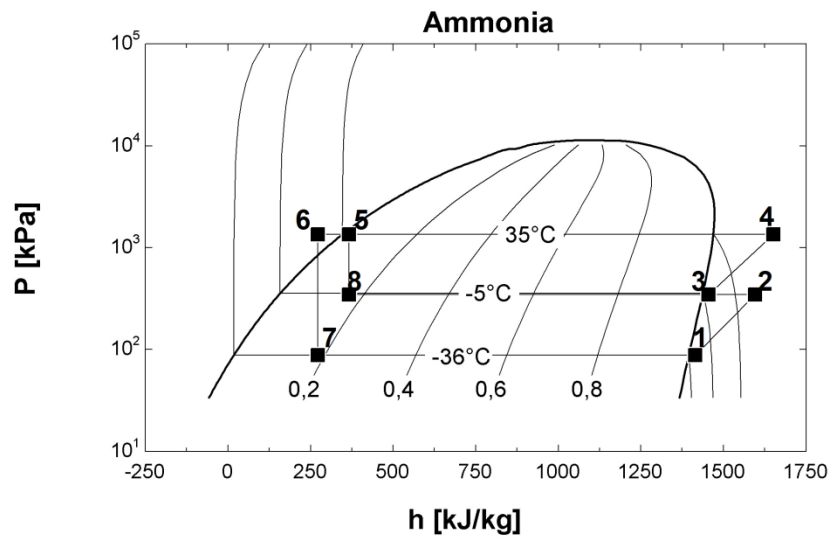
Fuente: (Wang, 2000)

Elaboración: Flores X.

El funcionamiento de un sistema de compresión de dos etapas es el siguiente: En la figura 2, en estado 1 el refrigerante (amoniaco) como vapor saturado es comprimido por un compresor de etapa baja y descargado en el estado 2. El vapor en el estado 2 se mezcla con vapor en estado 6 por medio de una cámara de vaporización lo que permite obtener un vapor sobrecalentado en estado 3. El vapor en estado 3 es admitido por el compresor de etapa alta el cual lo comprime y lo descarga en el estado 4. El resto de los procesos son iguales a los que se emplean en el ciclo básico de compresión de amoniaco.

### 1.3.3 Sistemas que operan en un compresor rotatorio de tornillo

Los compresores de tornillo que operan en el medio trabajan bajo dos sistemas los cuales se denominan comercialmente como compound y booster.



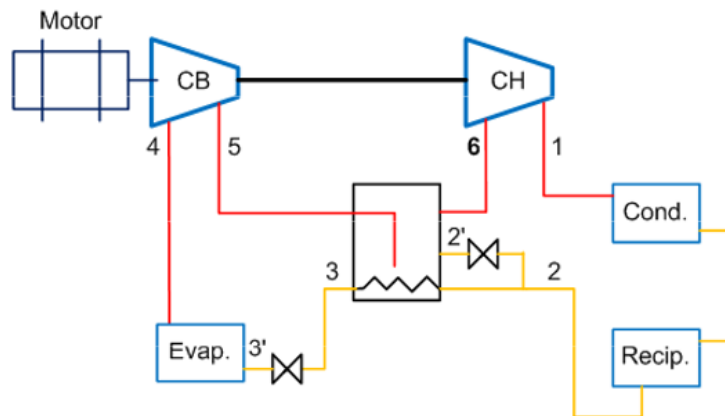
**Figura 3. Diagrama P-h de operación de un compresor de tornillo de doble etapa Compound elaborado mediante EES**

Fuente: (Wang, 2000)

Elaboración: Flores X.

### Sistema Compound

Son sistemas muy compactos debido a que emplean una sola fuente motriz para la operación de los compresores.



**Figura 4. Diagrama Compound de un compresor de tornillo**

Fuente: (Noriega, Nuevas Tecnologías para el ahorro de energía en Aplicaciones de baja Temperatura, 2008)

El funcionamiento del sistema Compound se puede visualizar en la figura 4 y es el siguiente:

El fluido (amoníaco) en forma de vapor saturado, punto 4 es admitido por un compresor de etapa baja (CB) el cual lo comprime y lo descarga en el punto 5. En el punto 5 el fluido en forma de vapor el cual mezclado con otro vapor que proviene de la expansión de la presión de condensación a una presión intermedia de donde el resultado de dicha mezcla permitirá obtener un vapor saturado a la presión intermedia en el punto 6.

El vapor saturado en el punto 6 es admitido por un compresor de etapa alta (CH) el cual lo comprime y lo descarga en el punto 1. De 1 a 2 se produce el enfriamiento del fluido por medio del condensador. En el punto 2 mediante una tubería se toma una cantidad de refrigerante de 2 a 2' que experimenta una expansión a una presión intermedia dicho vapor se mezcla con el vapor descargado del compresor de etapa baja mientras que el fluido restante de 2 a 3 sufrirá un enfriamiento a presión constante que permitirá obtener refrigerante líquido en el punto 3. A continuación de 3 a 3' se produce una expansión del líquido de la presión de condensación a la presión de evaporación. Para finalizar de 3' a 4 se produce la evaporación del fluido.

#### **1.3.4 Aceites para refrigeración**

Un compresor de tornillo requiere un lubricante sea capaz de proporcionar el efecto de sellamiento, absorba el calor generado en la compresión del refrigerante y lubrique las partes móviles. Aquellos lubricantes que cumplen con las funciones previamente mencionadas son conocidos como aceites de refrigeración. Siendo los aceites de origen mineral los que se emplean con mayor frecuencia en los compresores de tornillo

Los aceites de origen mineral son derivados del petróleo Y se clasifican de acuerdo al tipo de crudo del cual se obtienen dichos aceites de este modo:

- Base parafílica
- Base aromática
- Base naftica

Los más empleados los aceites de base naftica entre los cuales tenemos a los aceites ISO (International Standard Organization) 32 y 68 debido a que fluyen adecuadamente a baja temperatura y a que sus depósitos de carbón formados son ligeros y fácilmente eliminables.

### 1.3.5 Propiedades del Amoníaco

El amoníaco, es un gas incoloro que está formado químicamente por hidrogeno y nitrógeno. Debido a su elevada entalpia de vaporización en comparación a otros refrigerantes es muy empleado en el área de la refrigeración generando una gran rentabilidad a largo plazo en sistemas de refrigeración. Una de las grandes desventajas es su toxicidad.

**Tabla 1. Propiedades termodinámicas del Amoníaco**

Estado Físico	Liquido	Gaseoso
Formula	NH <sub>3</sub>	
Nombre técnico	Amoníaco Anhidro	
Nombre de Refrigerante	R-717	
Temperatura de autoignición	-	651° C
Punto de fusión	-77.75° C	-
Punto de ebullición	-33.35° C	-
Densidad de vapor (0° C y 1 atm)	-	0.697
Calor de vaporización	357 kcal/Kg	-
Color	Incoloro	
Olor	Pungente	
Sensibilidad a la luz	No	

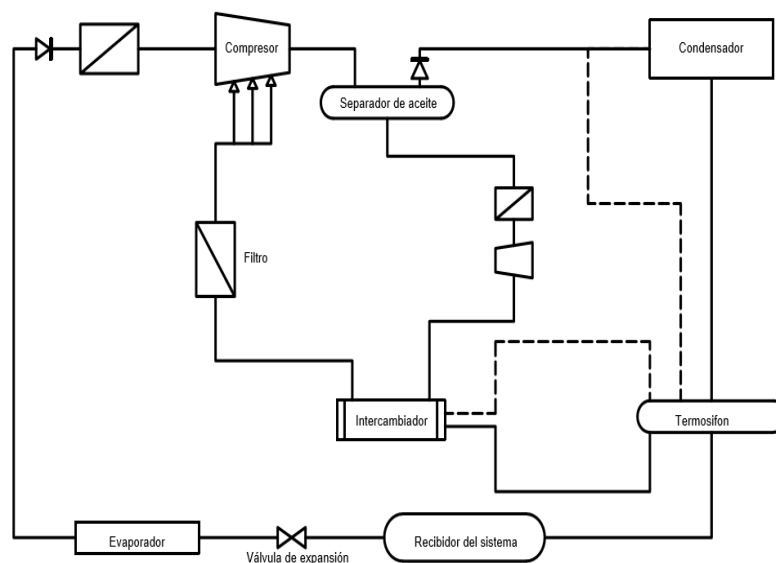
Fuente: (Asociación de Exportadores de Frutas de Chile A.G, 2012)

Elaboración: Flores X.

### 1.3.6 Sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón

Este tipo de sistema de enfriamiento es el más eficiente debido a que se produce en el interior del sistema. El refrigerante líquido de alta presión, circula desde el recipiente desde el punto 4 hasta 5 correspondiente a la figura 5, debido a que absorbe el calor del aceite sus densidades cambian ocasionando que el refrigerante circule desde 5 hasta 7 correspondiente a la figura. La temperatura es controlada por una válvula termostática de tres vías en el punto 1 como se muestra en la figura 5. Dicho sistema está formado por los siguientes componentes:

- Intercambiador de calor
- Tanque receptor (Termosifón)
- Válvula de regulación de aceite
- Bomba de aceite



**Figura 5. Diagrama de sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón**

Fuente: (Cajo & Yuca, 2008)

Elaboración: Haro J

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGIA

La metodología planteada en el proyecto se detalla, por medio del diagrama de flujo mostrado en la figura 6.

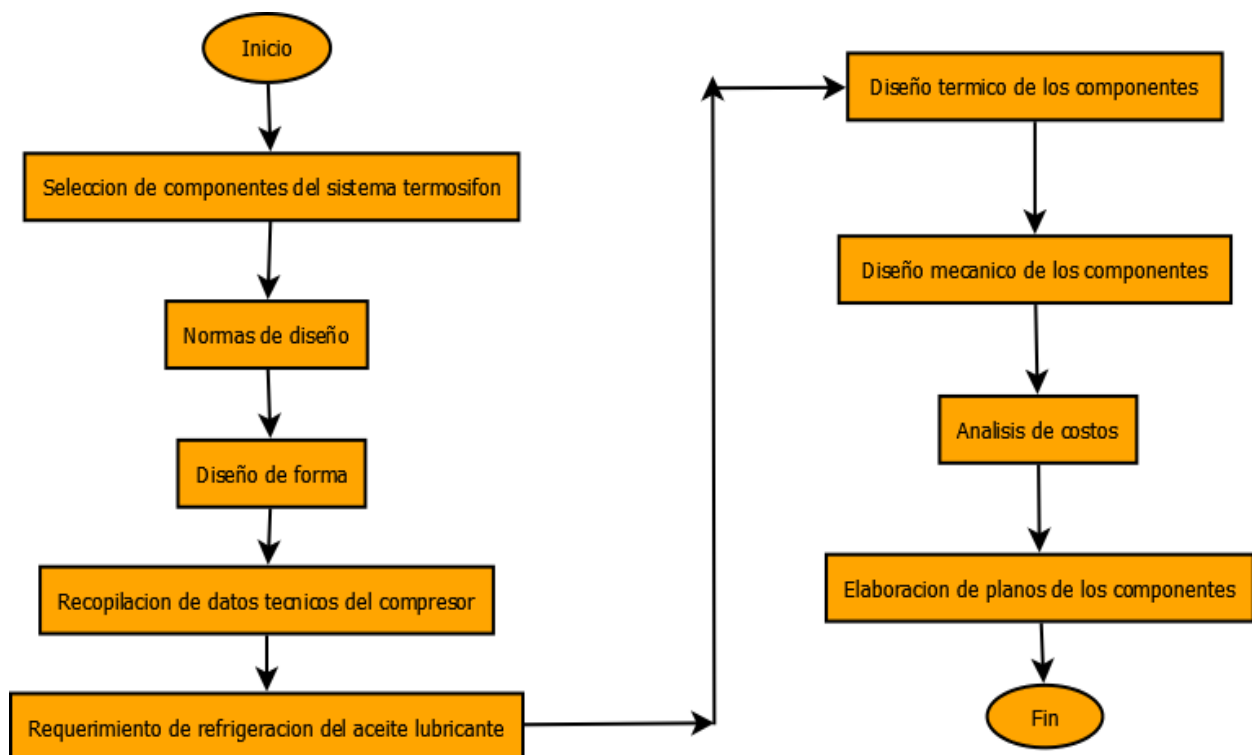


Figura 6. Diagrama de flujo de la metodología de diseño

Elaboración: Flores X.

### 2.1 Selección de Componentes del sistema Termosifón

El sistema de enfriamiento del aceite lubricante por efecto termosifón requiere de un intercambiador de calor y un tanque separador. Los tipos de intercambiador de calor de mayor uso local son los intercambiadores de placas compactas y los de tubo y coraza, mientras que para el tanque separador tenemos a los horizontales y verticales. Para



facilidad en la selección es importante identificar la fortaleza y debilidades de los intercambiadores de calor y tanques separadores previamente mencionados.

#### Intercambiadores de Tubo y Coraza

Dichos equipos son adecuados para trabajar con presiones superiores a los 1897 KPa (275 Psi). Cuentan con normas de diseño establecidas como TEMA (Standards of the tubular exchanger manufacturers Association) garantizando un mayor tiempo de vida útil. Pero su elevado costo de manufactura y su dificultad de mantenimiento son las grandes debilidades que presentan dichos equipos.

#### Intercambiadores de Calor de Placas Compactas

Son equipos que se caracterizan por incrementar o disminuir su capacidad fácilmente (modulares) además de que presentan un bajo costo de manufactura y pueden operar con más de dos fluidos. Pero su escasez de normas de diseño y las bajas presiones de diseño limitan a dichos equipos

Mientras que los tanques separadores que se conocen en la actualidad son de orientación horizontal y vertical. Ambos tanques desempeñan adecuadamente su función pero el tanque separador vertical opera en un área menor de trabajo.

### **2.1.1 Jerarquización de criterios de selección**

Una vez identificadas las ventajas y desventajas de cada tipo de intercambiador de calor y tanques separadores, se realizó la selección tanto del tipo de intercambiador como del tanque separador por medio del método ponderado, para lo cual tomaremos en consideración los siguientes criterios:

- Resistencia a presiones elevadas
- Facilidad de construcción
- Tiempo de vida útil
- Disponibilidad de materiales

- Costo
- Área ocupada

Con los criterios previamente listados procedemos a jerarquizarlos empleando la siguiente valoración de criterios:

Criterio A > Criterio B                      Valor igual a 1  
 Criterio A = Criterio B                      Valor igual a 0.5  
 Criterio A < Criterio B                      Valor igual a 0

En la tabla 2 se presenta los criterios previamente listados con sus respectivos porcentajes obtenidos.

**Tabla 2. Matriz de jerarquización de Criterios**

Criterio B Criterio A	Costo	Tiempo de vida útil	Área Ocupada	Disponibilidad de materiales	Facilidad de construcción	Resistencia a presiones elevadas	$\Sigma+1$	Ponderación
Costo		0	1	0,5	0	0	2,5	0,119
Tiempo de vida útil	1		1	0,5	0	0	3,5	0,166
Área Ocupada	0	0		0,5	0	0	1,5	0,071
Disponibilidad de Materiales	0,5	0,5	0,5		0	0	2,5	0,119
Facilidad de construcción	1	1	1	1		0,5	5,5	0,261
Resistencia a presiones elevadas	1	1	1	1	0,5		5,5	0,261
							21	0,997

Elaboración: Flores X.

### 2.1.2 Selección del Intercambiador de Calor

Una vez jerarquizado los criterios se comenzó a asignar valores a cada tipo de intercambiador de calor de acuerdo a los criterios presentados en la tabla 3, considerando 5 para el mayor valor y 1 para el menor valor.

**Tabla 3. Matriz de valoración para intercambiador de calor**

Criterios de selección	Porcentaje	Calificación		Selección	
		Tubo y Coraza	Placas Compactas	Tubo y Coraza	Placas Compactas
Resistencia a presiones elevadas	26,1	5	2	1,305	0,522
Facilidad de construcción	26,1	3	4	0,783	1,044
Tiempo de vida útil	16,6	4	2	0,664	0,332
Disponibilidad de Materiales	11,9	5	5	0,595	0,595
Menor Costo	11,9	3	5	0,357	0,595
Menor área ocupada	7,1	2	5	0,142	0,355
Puntaje sobre 5				<b>3,846</b>	3,443

Elaboración: Flores X.

Notamos que el intercambiador de calor tubo y coraza obtuvo el mayor puntaje (3.846/5). Por lo tanto, dicho intercambiador de calor es el más adecuado para formar el sistema de enfriamiento por efecto termosifón.

### 2.1.3 Selección del tanque Separador

Para la selección del tanque separador aplicamos los mismos procedimientos y criterios empleados en la selección del intercambiador de Calor. En la tabla 6 se presenta la valoración de los diferentes tanques separadores de acuerdo a los criterios presentados en dicha tabla.

**Tabla 4. Matriz de valoración para el tanque separador**

Criterios de selección	Porcentaje	Calificación		Selección	
		Tanque Separador Vertical	Tanque Separador Horizontal	Tanque Separador Vertical	Tanque Separador Horizontal
Resistencia a presiones elevadas	26,1	5	5	1,305	1,305
Facilidad de construcción	26,1	5	5	1,305	1,305
Tiempo de vida útil	16,6	3	3	0,498	0,498
Disponibilidad de Materiales	11,9	5	5	0,595	0,595
Menor Costo	11,9	4	4	0,476	0,476
Menor área ocupada	7,1	5	3	0,355	0,213
Puntaje sobre 5				<b>4,534</b>	4,409

Elaboración: Flores X.

Como se aprecia en la tabla 4 el tanque separador vertical obtuvo la mayor puntuación (4.534/5) por lo tanto es el tanque adecuado para conformar el sistema de enfriamiento por efecto termosifón.

## 2.2 Normas de Diseño

En la sección 2.1 fue posible conocer que nuestro sistema de enfriamiento por efecto termosifón estará conformado por un intercambiador de calor tipo casco-tubo y un tanque separador vertical. Debido a que dichos equipos trabajan con presiones elevadas se emplearon los siguientes códigos mostrados en la Tabla 5.

**Tabla 5. Tabla de normas de diseño empleados para recipientes a presión**

Intercambiador de Calor		
Elemento	Manual empleado	Código
Espesor de Coraza	ASME sección VIII ed. 1	UG27, UW5 y Apéndice L
	TEMA sección R ed. 8	R3.13
Espesor de Domos	ASME sección VIII ed. 1	UG32, UW5 y Apéndice L
	TEMA sección R ed. 8	R3.13
Espesor de Boquillas	ASME sección VIII ed. 1	UG32, UW5 y Apéndice L
Espesor de Canales	ASME sección VIII ed. 1	UG27, UW5 y Apéndice L
Espesor de espejos	TEMA sección RCB ed. 8	RCB-7.132

<b>Elemento</b>	<b>Manual empleado</b>	<b>Código</b>
Espesor de Baffles	TEMA sección RCB ed. 8	RCB-4.41
Corte de Baffles	TEMA sección RCB ed. 8	RCB-4.1
Diámetro de barrenos	TEMA sección RCB ed. 8	RCB-4.2
Diámetro de baffles	TEMA sección RCB ed. 8	RCB-4.3
<b>Tanque separador Vertical</b>		
Diámetro externo	ASME sección VIII ed. 1	UG27, UW5 y Apéndice L
Espesor de domos	ASME sección VIII ed. 1	UG32, UW5 y Apéndice L
Espesor de boquillas	ASME sección VIII ed. 1	UG27, UW5 y Apéndice L

Fuentes: (The American Society of Mechanical Engineers, 2004)

(Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)

Elaboración: Flores X.

## **2.3 Diseño de forma del sistema termosifón**

### **2.3.1 Especificaciones del sistema**

Una vez conocido el tipo de intercambiador de calor y tanque separador detallamos el fluido que enfriara nuestro sistema de refrigeración por efecto termosifón el cual es un aceite proveniente del compresor de origen mineral cuyas propiedades se detallan en la Tabla 6.

**Tabla 6. Propiedades del aceite ISO 68**

Grado ISO	68
Grado API	23
Viscosidad cinemática a 40° C	338 CSt
Viscosidad cinemática a 100° C	48 CSt
Flujo de aceite a enfriar	2.192 kg/s
Temperatura mínima de inyección	30° C
Temperatura máxima de inyección	60° C
Calor específico a 45° C	1.926 KJ/Kg-K

Fuente: (Chevron U. S. A., 2015)

Elaboración: Flores X.

Como fluido refrigerante se dispone del amoniaco empleado por el compresor a la presión de condensación cuyas propiedades se detallan en la Tabla 7:

**Tabla 7. Propiedades del amoníaco a la presión de condensación**

Temperatura de condensación	35° C
Presión de condensación	1351 KPa
Entalpia de vaporización	1122 KJ/Kg
Densidad de líquido saturado	587.5 kg/m <sup>3</sup>
Densidad de vapor saturado	10.46 kg/m <sup>3</sup>
Tensión superficial	0.01749 kg/s <sup>2</sup>
Viscosidad dinàmica de líquido saturado	0.0001196 kg/s <sup>2</sup>

Fuente: (Cengel, 2006)

Elaboración: Flores X.

### 2.3.2 Consideraciones de diseño

El sistema a desarrollarse empleara el mismo amoníaco empleando por el compresor para enfriar el aceite ISO 68. Dicho sistema operara en una superficie cerrada.

Para el diseño térmico del intercambiador de calor tipo tubo y coraza se empleara un coeficiente global de transferencia de calor (U) basados en intercambiadores de aceite-agua. De donde el aceite ISO 68 será el fluido que circulará por el interior de los tubos del intercambiador de calor mientras que el amoníaco por el lado de la coraza. Para mejorar el coeficiente global de transferencia se emplearan insertos de alambre helicoidal en el interior de los tubos del intercambiador de calor además de aletas integrales maquinadas en el exterior de los tubos permitiendo incrementar el flujo de calor del aceite hacia el amoníaco.

Para el diseño térmico del tanque separador vertical se asumirá un flujo volumétrico de tres veces al ingresado en el enfriador de aceite (intercambiador de calor de tubo y coraza)

Para el diseño mecánico se utilizara una presión de diseño de 300 PSI (2277 KPa) valor que se emplea para equipos de amoníaco.

## 2.4 Identificación de datos técnicos de un compresor de tornillo

Con las propiedades del aceite y del amoniaco previamente descritas en la sección 2.3 procedemos a recopilar los parámetros técnicos del compresor de tornillo de dos etapas los cuales se presentan en la Tabla 8.

**Tabla 8. Parámetros de operación de un compresor de doble etapa**

<b>Modelo</b>	2016 MMC
<b>Refrigerante</b>	R-717
<b>Capacidad</b>	85 TR
<b>Velocidad</b>	3550 RPM
<b>Temperatura de condensación</b>	35 °C (1351 KPa)
<b>Temperatura de evaporación</b>	-36 °C (88.42KPa)
<b>Tipo de Aceite</b>	ISO 68
<b>Potencia del motor</b>	185 KW
<b>Numero de lóbulos del rotor macho</b>	4
<b>Numero de lóbulos del rotor hembra</b>	6
<b>Relación de Volumen</b>	LBM

Fuente: (Mayekawa, 2014)

Elaboración: Flores X.

Donde parámetros importantes lo obtenemos de la hoja técnica del modelo de cada compresor de tornillo y se detallan en la Tabla 9.

**Tabla 9. Dimensiones de tornillos de un compresor**

20	Diámetro de tornillo de etapa baja (D)	204 mm
16	Diámetro de tornillo de etapa alta (D)	163.2 mm
M	Relación de longitud diámetro de etapa baja (L/D)	1.38
M	Relación de longitud diámetro de etapa alta (L/D)	1.38
C	Sistema termodinámico de operación	Compound
LB	Relación de volumen de etapa baja (Vi)	2.6
M	Relación de volumen de etapa alta (Vi)	3.6

Fuentes: (Mayekawa, 2014)

Elaboración: Flores X.

## 2.5 Requerimiento de refrigeración de un compresor de tornillo

Con las propiedades del aceite lubricante descritos en la sección 2.3 y con los parámetros de operación presentados en las tablas 8 y 9 procedemos a calcular la cantidad de calor que absorbe el aceite lubricante durante el proceso de compresión lo que nos permite conocer la temperatura de salida del aceite del compresor para lo cual empleamos el siguiente procedimiento:

Pasó 1. Calcular la relación de compresión ( $P_i$ ) tanto para la etapa baja y alta compresión mediante la ecuación 1:

$$P_i = (V_i)^K \quad [\text{Ec. 1}]$$

Donde K (Coeficiente poli trópico) para amoniaco es 1.29 mientras que  $V_i$  (relación de volumen) para nuestro caso es 2.6 y 3.6 para baja y alta etapa de compresión respectivamente como se muestra en la tabla 9 de la sección 2.4

Pasó 2. Encontrar el caudal geométrico tanto en la baja y alta etapa de compresión por medio de la ecuación 2:

$$V_g = 0.118(RPM)(N_{rm})(L)(D^2) \quad [\text{Ec. 2}]$$

En donde RPM (velocidad), D (Diámetro de tornillo) y  $N_{rm}$  (Número de lóbulos del rotor macho) los cuales son obtenidos de las tablas 8 y 9 de la sección 2.4. Mientras que para L (longitud del rotor) empleamos la ecuación 3:

$$\frac{L}{D} = M \quad [\text{Ec. 3}]$$

Donde M (Relación de longitud diámetro) es igual a 1.38 tanto para baja como para alta presión. Como se aprecia en la tabla 9 de la sección 2.4.

Pasó 3. Calcular el trabajo que se consume el compresor de baja y alta etapa de compresión mediante la ecuación 4:



$$\dot{W}_s = (P_a)(Vg)\left(\frac{K}{K-1}\right)(Rp^{(K-1)/K} - 1) + (P_a)(Vg)\left(\frac{t - Rp}{RV}\right) \quad [\text{Ec. 4}]$$

En donde  $P_a$  es la presión de admisión a la cual el refrigerante ingresa al compresor. Mientras que  $Rp$  es la relación entre la presión de admisión y descarga como se indica en la ecuación 5:

$$Rp = \frac{\text{Presion de descarga}}{\text{Presion de admision}} \quad [\text{Ec. 5}]$$

Pasó 4. Obtener el calor que absorbe el aceite lubricante durante la compresión mediante las ecuaciones 6 y 7:

$$W_{ideal} = W_{ls} + W_{hs} \quad [\text{Ec. 6}]$$

$$\bar{W} = W_{ideal} + \dot{Q} \quad [\text{Ec. 7}]$$

Pasó 5. Encontrar el incremento de temperatura ( $\Delta T$ ) que experimenta el aceite lubricante empleando la ecuación 8:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{oil} * Cp_{oil} * \Delta T \quad [\text{Ec. 8}]$$

Pasó 6. Calcular temperatura de salida del aceite ( $T_{a,o}$ ) por medio de la ecuación 9:

$$T_{a,o} = T_{a,i} + \Delta T \quad [\text{Ec. 9}]$$

## 2.6 Diseño térmico de componentes del sistema Termosifón

Una vez conocida la temperatura de salida del aceite lubricante procedemos al diseño térmico de los componentes del sistema termosifón que se detallan en las secciones 2.6.1 y 2.6.2.

### 2.6.1 Diseño térmico del intercambiador de Calor coraza y tubo

El procedimiento empleado para el cálculo del área de transferencia adecuado para nuestro intercambiador de calor se detalla a continuación:

Paso 1. Calcular la temperatura promedio obtenida por medio de la ecuación 10 para obtener las propiedades del aceite lubricante (API 23) empleando las Tablas B0, B1 y B2 presentadas en el apéndice B

$$T_{a,m} = \frac{T_{a,i} + T_{a,o}}{2} \quad [\text{Ec. 10}]$$

Paso 2. Realizar un balance de energía lo que nos permitirá obtener el flujo másico de amoniaco ( $\dot{m}_{R-717}$ ) para enfriar el aceite ISO 68 detallado en la tabla 6 mediante la ecuación 11:

$$\dot{m}_{oil} \cdot C_{p_{oil}} \cdot (T_{a,o} - T_{a,i}) = \dot{m}_{R-717} \cdot (h_{b,o} - h_{b,i}) \quad [\text{Ec. 11}]$$

En donde  $h_{b,o}$  representa la entalpia del amoniaco en estado de vapor saturado a la presión de condensación, mientras  $h_{b,i}$  es la entalpia del amoniaco en estado de líquido saturado a la presión de condensación.

Paso 3. Calcular la diferencia de temperatura logarítmica ( $\Delta TLM$ ) utilizando la ecuación 12:

$$\Delta TLM = \frac{(T_{a,i} - T_{b,o}) - (T_{a,o} - T_{b,i})}{\ln\left(\frac{T_{a,i} - T_{b,o}}{T_{a,o} - T_{b,i}}\right)} \quad [\text{Ec. 12}]$$

Donde  $T_{b,i} = T_{b,o}$  que representa la temperatura de condensación del amoniaco circulante por el compresor.

Paso 4. Estimamos el área de transferencia ( $A_o$ ) por medio de la siguiente ecuación:

$$Q = U \cdot F \cdot A_o \cdot \Delta TLM \quad [\text{Ec. 13}]$$

En donde F (factor de corrección) es equivalente a 1 debido a que no se considera el efecto de pase por los tubos. Para el valor de U (Coeficiente global de transferencia) se asume el mayor valor del rango de coeficiente global de transferencia entre agua y aceite mostrado en tabla B3 en el apéndice B para obtener un área de transferencia pequeña.

Paso 5. Una vez obtenido el área de transferencia asumimos un arreglo de tubos y seleccionamos el calibre de tubos estándares y longitud empleando el apéndice B4 lo que nos permitirá calcular el número de tubos requeridos ( $N_t$ ) y el diámetro interno de la coraza ( $D_s$ ) para nuestro intercambiador de calor con las ecuaciones 14 y 15:

$$A_o = \pi \cdot d_o \cdot L_T \cdot N_{tt} \quad [\text{Ec. 14}]$$

$$D_{is} = 0.637 \cdot \sqrt{\frac{C_L}{C_{TP}}} \cdot \left( \frac{A_o \cdot P_T^2 \cdot d_o}{2} \right)^{1/2} \quad [\text{Ec. 15}]$$

En este trabajo se asumió un arreglo a 90° y un solo paso de tubos por lo que  $C_L = 1$  mientras que  $C_{TP} = 0.93$ . Para obtener  $P_T$  (paso transversal) empleamos la ecuación 16:

$$P_T = \frac{S_T}{d_o} \quad [\text{Ec. 16}]$$

En donde  $d_o$  (diámetro externo de tubo) es obtenido de la tabla B4 mientras que  $S_T$  (distancia entre tubos) puede tomar valores 2.5 o 3.

Paso 6. Calcular el coeficiente de película por el lado de los tubos ( $h_i$ ) para lo cual empleamos la correlación de Uttarwar y Rao (Uttarwar & Rao, 1985) adecuada para el inserto de alambre helicoidal.

$$Nu_{DV} = 1.65 \cdot \tan \alpha \cdot Re_v^m \cdot Pr^{0.35} \cdot \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad [\text{Ec. 17}]$$

Dónde  $m$  es una constante basado en  $\alpha$  (ángulo de la espiral del alambre),  $d_i$  (diámetro interno del tubo) y  $P$  (paso entre espiras) calculado con las siguientes ecuaciones:

$$\tan \alpha = \frac{\pi \cdot d_i}{P} \quad [\text{Ec. 18}]$$

Mientras que  $Re_v$  (Reynolds volumétrico) depende de  $D_v$  (diámetro volumétrico) los cuales obedecen a las siguientes relaciones:

$$D_v = \frac{d_i^2 \cos \alpha - e^2}{d_i \cos \alpha + e} \quad [\text{Ec. 19}]$$

$$Re_v = \frac{4 \dot{m}_{oil}}{\pi D_v \mu} \quad [\text{Ec. 20}]$$

En donde  $e$  es el espesor del alambre empleado como inserto de alambre helicoidal.

En donde conocido  $Nu_{DV}$  y  $k_{oil}$  (conductividad del aceite) podemos encontrar  $h_i$

$$Nu_{DV} = \frac{h_i \cdot D_v}{k_{oil}} \quad [\text{Ec. 21}]$$

Paso 7. Calcular el  $h_o$  (coeficiente de película por el lado de la coraza) para lo cual necesitamos conocer el flujo de calor por unidad de área ( $q_s''$ ) empleando la correlación de Roshenow:

$$q_s'' = \mu_l \cdot h_{fg} \cdot \left( \frac{g \cdot (\rho_l - \rho_g)}{\sigma} \right)^{1/2} \cdot \left( \frac{C_{p,l} \cdot \Delta T_e}{C_{s,f} \cdot h_{fg} \cdot Pr_l^{1.7}} \right)^3 \quad [\text{Ec. 22}]$$

Los subíndices  $l$  y  $g$  respectivamente, denotan los estados de saturación de líquido y vapor a la presión de condensación definida en la tabla 7. Mientras que  $C_{s,f}$  denota la constante de superficie – líquido. Por último  $\Delta T_e$  (exceso de temperatura) obedece a la siguiente relación:

$$\Delta T_e = T_s - T_{b,i} \quad [\text{Ec. 23}]$$

Pasó 8. Encontrar  $h_o$  una vez que se conocido  $q_s''$  y se aplica la ley de enfriamiento de Newton mediante la ecuación 24:

$$q_s'' = h_o \cdot \Delta T_e \cdot \eta_o \quad [\text{Ec. 24}]$$

En donde  $\eta_o$  (eficiencia de la superficie aleteada de uno de los tubos que conforman el intercambiador de calor) depende de  $r_A$  (relación entre la superficie aleteada y la superficie total) y  $\eta_f$  (eficiencia de una aleta) que están representada por la ecuación 25:

$$\eta_o = 1 - r_A \cdot (1 - \eta_f) \quad [\text{Ec. 25}]$$

Paso 8. Calcular el coeficiente de transferencia global empleando la ecuación 26:

$$\frac{1}{U_n \cdot A_t} = \frac{1}{h_i \cdot A_i} + \frac{R_{oil}}{A_i} + \frac{\ln(A_o/A_i)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{steel}} + \frac{R_{R-717} \cdot \eta_o}{A_o} + \frac{1}{h_o \cdot A_o \cdot \eta_o} \quad [\text{Ec. 26}]$$

Tomando los valores de  $R_{oil}$  (resistencia de ensuciamiento del aceite) y  $R_{R-717}$  (resistencia de ensuciamiento del amoniaco) del apéndice B5. Una vez calculado el  $U_n$  verificamos si dicho valor se encuentra dentro del rango de intercambiadores de agua-aceite mostrado en el apéndice B3. Si dicho valor se encuentra dentro del rango nuestro diseño es correcto caso contrario se debería cambiar la longitud de tubos o el calibre de tubos y volver a calcular el valor de  $U_n$  hasta que dicho valor se encuentre dentro del rango. Para facilidades en el cálculo se empleó el programa Engineering Equations Solver (EES) cuyo algoritmo se detalla en el apéndice A.

### 2.6.2 Diseño térmico del tanque separador vertical

El procedimiento empleado para el diseño del tanque separador se detalla a continuación:

Paso 1. Calcular el flujo de refrigerante ( $\dot{V}$ ) por medio de la ecuación 27:

$$\dot{V} = \frac{3 \cdot m_{R-717}}{\rho_g} \quad [\text{Ec. 27}]$$

En donde  $\rho_g$  es la densidad del vapor saturado a la presión de condensación mientras que  $m_{R-717}$ : flujo másico de amoníaco para enfriamiento del aceite lubricante

Paso 2. Calcular  $v$ : velocidad lineal de diseño del flujo de amoníaco en el tanque separador empleando la ecuación 28:

$$v = 0.9 \cdot v_t \quad [\text{Ec. 28}]$$

En donde  $v_t$ : velocidad de entrada del flujo obedece a la ecuación 29:

$$v_t^2 = \frac{4 \cdot g \cdot D_p \cdot (\rho_L - \rho_g)}{3 \cdot C_D \cdot \rho_g} \quad [\text{Ec. 29}]$$

Siendo  $C_D$ : coeficiente de descarga del amoníaco a la presión de condensación empleando las ecuaciones 30 y 31:

$$C_D = \frac{24}{Re} + \frac{3}{Re^{0.5}} + 0.34 \quad [\text{Ec. 30}]$$

$$Re = \frac{D_p \cdot v_t \cdot \rho_g}{\mu_g} \quad [\text{Ec. 31}]$$

En donde los subíndices  $g$  representan las propiedades del amoníaco en estado de vapor a la presión de condensación

Paso 3. Calcular  $D_{ivt}$ : diámetro interno del tanque separador por medio de la ecuación 32:

$$D_{ivt} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot v}} \quad [\text{Ec. 32}]$$

Paso 4. Asumir una relación de  $D_{ivt}$  y  $H_{ivt}$ : Altura del tanque separador como se muestra a continuación:

$$\frac{H_{ivt}}{D_{ivt}} = 3 \quad [\text{Ec. 33}]$$

Se asumió un valor de 3 por consideraciones estéticas.

## 2.7 Diseño mecánico de componentes del sistema Termosifón

Una vez conocidas las dimensiones internas tanto del intercambiador de calor como del tanque separador vertical procedemos al diseño mecánico de los componentes del sistema termosifón que se detallan en la sección 2.7.1 y 2.7.2.

### 2.7.1 Diseño mecánico del intercambiador de calor

El procedimiento empleado para el diseño mecánico del intercambiador de calor se detalla a continuación:

Paso 1. Seleccionar materiales para el intercambiador de calor de tubo y coraza. Esta fue realizada con base en la disponibilidad y costo de materiales en el mercado local. En la tabla 10 se muestran los materiales seleccionados

**Tabla 10. Componentes del intercambiador de calor con sus respectivos materiales**

Componente	Material
Coraza	Sa-106-Gr.B
Tubos	SA-53-Gr.B
Espejos	SA-106-Gr.B
Tapas	SA-106-Gr.B
Baffles	SA-106-Gr.B
Boquillas	SA-53-Gr.B

Elaboración: Flores X.

Paso 2. Calcular  $t_{ms}$ : espesor mínimo de coraza. Para lo cual se empleará la ecuación 34:

$$t_{ms} = \frac{P_d \cdot D_{is}}{2 \cdot (S_s \cdot E_s - 0.6 \cdot P_d)} + t_o \quad [\text{Ec. 34}]$$

Siendo  $P_d$ : Presión de diseño,  $D_{is}$ : diámetro interno de la coraza,  $S_s$ : esfuerzo permisible del material de la coraza tomado del apéndice B6 y  $E_s$ : eficiencia de la soldadura que para nuestros cálculos equivale a 1. Mientras que  $t_o$ : espesor de corrosión es de 1/8 in recomendado por TEMA en el enunciado R-1.511

Paso 3. Comparar  $t_{ms}$  con el espesor recomendado en la Tabla B7 del apéndice B que para nuestro valor de  $D_{is}$  corresponde un espesor de 3/8 in para lo cual se selecciona el mayor valor entre ambos valores al cual se define como  $t_{os}$

Paso 4. Estimar  $D_{os}$ : diámetro externo de la coraza por medio de la ecuación 35:

$$D_{os} = 2 \cdot t_{os} + D_{is} \quad [\text{Ec. 35}]$$

Paso 5. Estimar  $D_{mt}$ : diámetro medio del arreglo de tubos empleando la ecuación 36:

$$N_{tt} = \frac{0.78 \cdot D_{mt}}{C_1 \cdot P_t^2} \quad [\text{Ec. 36}]$$

Siendo  $C_1$ : constante de arreglo de tubos que para nuestro caso equivale a 0.866 por ser un arreglo cuadrado,  $N_{tt}$ : número de tubos obtenidos del análisis termodinámico mientras que  $P_t$ : paso del fluido entre los tubos obedece a la ecuación 37:

$$P_t = 2 \cdot d_o \quad [\text{Ec. 37}]$$

Paso 6. Obtener  $D_{otl}$ : diámetro exterior del arreglo de tubos por medio de la ecuación 38:

$$D_{otl} = D_{mt} + d_o \quad [\text{Ec. 38}]$$

Mientras que  $L_{bto}$ : claro entre coraza y arreglo de tubos obedece a la siguiente ecuación 39:

$$L_{bto} = D_{os} - D_{otl} \quad [\text{Ec. 39}]$$



Paso 7. Comparar  $L_{bto}$  con el recomendado por TEMA en el enunciado RCB-4.3 seleccionando el mayor representado como  $L_{bt}$  que nos permitirá conocer  $D_{bf}$ : diámetro de bafle y  $B_f$ : espacio entre baffles mediante las ecuaciones 40 y 41:

$$D_{bf} = D_{is} - L_{bt} \text{ [Ec. 40]}$$

$$B_f = 0.5(D_{is}) \text{ [Ec. 41]}$$

Paso 8. Dimensionamiento de los espejos: El espejo seleccionado es tipo fijo y el espesor es calculado por la ecuación 42:

$$t_{ts} = \frac{F \cdot D_{is}}{2} \sqrt{\frac{P_d}{S_m}} + 2 \cdot t_m \text{ [Ec. 42]}$$

Siendo  $t_{ts}$ : espesor de los espejos fijos,  $P_d$ : presión de diseño,  $S_m$ : esfuerzo permisible del material del espejo,  $t_m$ : espesor de corrosión para los espejos,  $F$ : factor de espejos fijos que en nuestro caso equivale a 1

Paso 9. Seleccionar el espesor y corte de baffles para lo cual empleamos la norma TEMA enunciado R-4.41 y R-4.1 que en nuestro caso fue de 9.5 mm de espesor y 25% de corte del bafle lo que nos permitirá encontrar  $L_{tb}$ : longitud entre espejos mediante la ecuación 43:

$$L_{tb} = L_T - 2(t_{ts}) \text{ [Ec. 43]}$$

Paso 10. Cálculo de  $N_{bf}$ : número de baffles requeridos para el intercambiador de calor mediante la ecuación 44:

$$N_{bf} = L_{tb}/B_f - 1 \text{ [Ec. 44]}$$

Paso 11. Calcular de  $D_{bb}$ : diámetro de las perforaciones adecuadas tanto para los espejos como para los baffles, para lo cual se empleó la ecuación 45:

$$N_{bf} = L_{bb} + d_o \quad [\text{Ec. 45}]$$

En donde  $L_{bb}$  es la tolerancia con la que debe existir en los espejos y baffles para lo cual se recomienda un valor de 0.4 mm como lo indica el enunciado RCB-4.2 (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)

Paso 12. Dimensionamiento de los cabezales. Los cabezales seleccionados son tipo toriesferico debido a que su geometría permite soportar grandes presiones. Para lo cual se comenzó por calcular el espesor para los cabezales toriesferico por medio de la siguiente ecuación:

$$t_{cc} = \frac{P_d \cdot L \cdot M}{2 \cdot S_{ct} \cdot E_{ct} - 0.2 \cdot P} + t_o \quad [\text{Ec. 46}]$$

Siendo L equivalente al diámetro externo del cabezal toriesferico y obedece a la siguiente relación

$$L = D_s + 2 \cdot t_{cc} + 2 \cdot t_o = D_{cc} \quad [\text{Ec. 47}]$$

Mientras que el valor de M corresponde a la constante de geometría del cabezal toriesferico que para nuestro caso equivale a 1.54 debido a que el valor de  $L/r=10$  empleando el apéndice B8.

Paso 13. Obtener la geometría del cabezal toriesferico aplicando las siguientes relaciones:

$$R = D_{cc} \quad [\text{Ec. 48}]$$

$$r_{cc} = 0.1 \cdot t_{cc} \quad [\text{Ec. 49}]$$

$$h_1 = 3.5 \cdot t_{cc} \quad [\text{Ec. 50}]$$

$$h_2 = 0.1935 \cdot D_{cc} - 0.4555 \cdot t_{cc} \quad [\text{Ec. 51}]$$

$$H = h_1 + h_2 + t_{cc} \quad [\text{Ec. 52}]$$

## 2.7.2 Diseño mecánico del tanque separador vertical

El procedimiento empleado para el diseño mecánico del tanque separador vertical se detalla a continuación:

Paso 1. Calcular  $t_{vc}$ : espesor de pared de la parte cilíndrica del tanque separador. Para el cálculo de  $t_{vc}$  se empleó la ecuación 53:

$$t_{vc} = \frac{P_d \cdot D_{vi}}{2(S_v \cdot E_v - 0.6 \cdot P_d)} + t_o \quad [\text{Ec. 53}]$$

Siendo  $P_d$ : presión de diseño,  $E_v$ : eficiencia de la soldadura que para nuestro caso es 1,  $D_{vi}$ : diámetro interno del tanque separador y  $t_o$ : espesor de corrosión el cual se tomó el mismo valor que se empleó para el diseño del intercambiador de calor debido a que el fluido de operación del tanque separador es igual al fluido que circula por la coraza del intercambiador de calor.

Paso 2. Calcular espesor de cabezales. El tipo de cabezales seleccionados son toriesfericos debido a que su geometría permite soportar grandes presiones. Para el cálculo de  $t_{vt}$ : espesor del cabezal toriesfericos se emplea la ecuación 54:

$$t_{vt} = \frac{P_d \cdot L_{vi} \cdot M}{2 \cdot S_v \cdot E_v - 0.2 \cdot P_d} + t_o \quad [\text{Ec. 54}]$$

Siendo  $L_{vi}$  equivalente a  $D_{vec}$ : diámetro externo del cabezal toriesferico el cual obedece a la ecuación 55:

$$D_{vec} = L_{vi} = D_{vi} + 2(t_{vt} + t_o) \quad [\text{Ec. 55}]$$

Paso 3. Dimensionamiento de cabezales toriesfericos. Conocido  $t_{vt}$  podemos encontrar la geometría de dichos cabezales por medio de las ecuaciones 56, 57, 58, 59 y 60:

$$L_{vt} = D_{vet} \quad [\text{Ec. 56}]$$

$$r_{vt} = 0.1 \cdot t_{vt} \quad [\text{Ec. 57}]$$

$$h_{1v} = 3.5 \cdot t_{vt} \quad [\text{Ec. 58}]$$

$$h_{2v} = 0.1935 \cdot D_{vec} - 0.4555 \cdot t_{vt} \quad [\text{Ec. 59}]$$

$$H_v = h_{1v} + h_{2v} + t_{vt} \quad [\text{Ec. 60}]$$

Paso 4. Calcular  $L_{vt}$ : longitud de la parte cilíndrica del tanque separador por medio de la ecuación 61:

$$L_v = L_{vt} + 2 \cdot H_v \quad [\text{Ec. 61}]$$

Siendo  $L_v$ : longitud total del tanque separador vertical obtenido de la sección 2.6.2.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS

### 3.1 Componentes diseñados del sistema de enfriamiento de aceite lubricante

Una vez realizado el diseño térmico y mecánico tanto para el intercambiador de calor como para el tanque separador vertical procedemos a describir los resultados obtenidos.

#### 3.1.1 Intercambiador de calor

Se calculó un sistema de coraza y tubo de un solo paso, tanto por los tubos como para la coraza, en donde el fluido más corrosivo el cual es el aceite circulará por los tubos, mientras que el amoníaco circulará por el lado de la coraza.

**Tabla 11. Dimensiones de los componentes del intercambiador de calor**

Componente	Símbolo	Dimensión	Comentarios
<b>Coraza</b>			
Presión de diseño de la coraza	$P_d$ (KPa)	2277	*
Diámetro interno de la coraza	$D_{is}$ (mm)	360	**
Espesor de la coraza	$t_{os}$ (mm)	9.62	*
Diámetro externo de la coraza	$D_{os}$ (mm)	379.24	***
Claro entre coraza –arreglo de tubos	$L_{bt}$ (mm)	4.1	***
<b>Tubos</b>			
Diámetro interno de tubos	$d_i$ (mm)	13.51	**
Diámetro exterior de tubos	$d_o$ (mm)	19.05	**
Número total de tubos	$N_{tt}$	61	**
Diámetro exterior del arreglo de tubos	$D_{otl}$ (mm)	356.1	***
Paso entre tubos	$P_t$ (mm)	38.1	**
Longitud de tubos	$L_t$ (mm)	1000	**
<b>Baffles</b>			
Espesor de baffle	$t_{bs}$ (mm)	4.8	*
Diámetro de baffle	$D_{bf}$ (mm)	356	***
Número de baffles	$N_{bf}$	4	***
Espaciamiento entre baffles	$B_f$ (mm)	180	***
<b>Espejos</b>			

Espesor de los espejos	$t_{ts}$ (mm)	33.1	***
Longitud de tubos entre espejos	$l_{ti}$ (mm)	933.8	***
<b>Cabezales tori esféricos</b>			
Espesor de domos	$t_{cc}$ (mm)	9.62	*
Diámetro exterior de la tapa	$D_{ec}$ (mm)	379.24	***
Radio exterior de la curvatura de la tapa	$r_{cc}$ (mm)	0.97	***
Profundidad del domo	$h_1$ (mm)	33.67	***
Extensión del domo	$h_2$ (mm)	69	***
Longitud total del domo	$H$ (mm)	112.29	***
<b>Boquillas</b>			
Diámetro de entrada de amoniaco	$d_{vfc}$ (mm)	17.145	***
Espesor de la boquilla de entrada de amoniaco	$t_{bvfc}$ (mm)	3.2004	***
Diámetro de salida de amoniaco	$d_{cfv}$ (mm)	21.336	***
Espesor de la boquilla de salida de amoniaco	$t_{bcfv}$ (mm)	3.7338	***

Elaboración: Flores X.

\*Valor recomendado para equipo de amoniaco (N)

\*\*Obtenido de Ecuaciones (EES)

\*\*\*Cálculo detallado en apéndices (CM)

### 3.1.2 Tanque separador vertical

El tanque separador diseñado es un tanque hermético de orientación vertical que operará con amoniaco cuyas dimensiones se detallan a continuación.

**Tabla 12. Dimensiones de los componentes del tanque separador vertical**

Componente	Símbolo	Dimensión	Comentarios
<b>Parte cilíndrica</b>			
Presión de diseño	$P_d$ (KPa)	2277	*
Radio interno del cilindro	$r_{hi}$ (mm)	120	**
Radio externo del cilindro	$r_{ve}$ (mm)	127.51	***
Longitud de la parte cilíndrica	$L_{vc}$ (mm)	566.2	***
<b>Parte de cabezales</b>			
Espesor de domos	$t_{vci}$ (mm)	7.51	***
Diámetro exterior de domos	$D_{vec}$ (mm)	255.1	***
Radio exterior de la curvatura de domos	$r_{vcc}$ (mm)	0.751	***
Profundidad de domos	$h_{v1}$ (mm)	26.29	***
Extensión de domos	$h_{v2}$ (mm)	43.01	***
Longitud total de domos	$H_v$ (mm)	76.9	***

Longitud total del tanque	$L_{vt}$ (mm)	720	**
<b>Boquillas</b>			
Diámetro de salida de amoniaco desde el tanque separador al enfriador de aceite	$d_{vfc}$ (mm)	17.145	***
Espesor de la boquilla de salida de amoniaco desde el tanque separador al enfriador de aceite	$t_{bvfc}$ (mm)	3.2004	***
Diámetro de entrada de amoniaco desde el enfriador de aceite al tanque separador	$d_{cfv}$ (mm)	21.336	***
Espesor de la boquilla de entrada de amoniaco desde el enfriador de aceite al tanque separador	$t_{bcfv}$ (mm)	3.7338	***
Diámetro de salida de amoniaco desde el tanque separador al recibidor de aceite	$d_{vfr}$ (mm)	48.26	***
Espesor de la boquilla de salida de amoniaco desde el tanque separador al recibidor de aceite	$t_{vfr}$ (mm)	5.08	***
Diámetro de salida de amoniaco desde el tanque separador al condensador	$d_{vfco}$	42.164	***
Espesor de la boquilla de salida de amoniaco desde el tanque separador al condensador	$t_{vfco}$	4.8514	***
Diámetro de entrada de amoniaco desde el condensador al tanque separador	$d_{cofv}$	48.26	***
Espesor de la boquilla de entrada de amoniaco desde el condensador al tanque separador	$t_{vfco}$	5.08	***

Elaboración: Flores X.

\* Valor recomendado para equipo de amoniaco (N)

\*\*Obtenido de Ecuaciones (EES)

\*\*\*Cálculo detallado en apéndices (CM)

### 3.2 Análisis de Costos

En el presente proyecto los costos se analizan para determinar la rentabilidad del proyecto. Por lo tanto, es indispensable el desarrollo de un análisis de costos en donde se incluyan el rubro correspondiente a los costos directos e indirectos

### 3.2.1 Costos directos

Los costos directos constituyen los rubros correspondientes a materiales, equipos, construcción y montaje los cuales se presentan en la Tabla 15

#### Costos de materiales y equipos

Los costos de materiales son aquellos conformados por la materia prima requerida para la construcción tanto del intercambiador de calor como del tanque separador vertical. Mientras que los costos de equipos son aquellos originados por válvulas de alivio de presión y tuberías requeridas por el sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón.

#### Costos de construcción

Son aquellos rubros ocasionados por los diversos procesos de fabricación para la obtención tanto del intercambiador de calor como del tanque separador vertical. En la práctica el Ing. Fernando Ramírez un experimentado en equipos industriales de amoniaco designa un 35 % del costo total de la obra como costos de fabricación de equipos que incluyen costo de mano de obra y equipos requeridos para la manufactura de los componentes del sistema termosifón

#### Costos de Montaje

Representan aquellos rubros relacionados con el proceso de acoplamiento tanto del intercambiador de calor y tanque separador vertical al compresor rotatorio de tornillo. El Tlgo. José Haro técnico de equipos de refrigeración y cámaras frigoríficas recomienda que el costo del montaje represente el 15% del costo total de los equipos.

**Tabla 13. Tabla de costos directos generados por el sistema de enfriamiento por efecto termosifón**

Costos de Materiales y Equipos							
Elemento	Material	Grado	Costo de Material (\$/kg)	Especificaciones	Cantidad	Peso Unitario	Costo



<b>Intercambiador de Calor</b>							
<b>Tubos de 19,05 mm de D.O. y 1 m de longitud</b>	Tubo SA-53	B	1	Espesor de 5,5 mm	61	29	1769
<b>Baffles de 350 mm de D.O.</b>	Plancha SA-106	B	1,4	Espesor de 4,8 mm	4	2,5	14
<b>Espejos de 350 mm de D.O:</b>	Plancha SA-106	B	1,4	Espesor de 33,1 mm	2	7,5	21
<b>Coraza de 379,24 mm de D.O.</b>	Plancha SA-106	B	1,4	Espesor de 9,62 mm	1	90	126
<b>Inserto helicoidal de 19.05 mm de D.O y 1m de L</b>	SA-106	B	4	Espesor de 1.1 mm	62	----	248
<b>Domos toriesfericos de 379.24 D.O:</b>	Plancha SA-106	B	1,4	Espesor de 9,62 mm	2	23	64,4
<b>Boquillas de 17,145 mm de D.O cedula 80</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 150 mm	2	4,5	9
<b>Boquillas de 21,336 mm cedula 80</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 150 mm	2	6,9	13.8
<b>Costo de Material</b>							2266
<b>Construcción (35 %)</b>							794
<b>Montaje (15 %)</b>							340
<b>Subtotal</b>					<b>\$ 3400</b>		
<b>Tanque separador vertical</b>							
<b>Coraza de 255.02 mm de D.O.</b>	Plancha SA-106	B	1,4	Espesor de 7.51 mm	1	72	100,8
<b>Domos toriesfericos de 255,1 mm de D.O.</b>	Plancha SA-106	B	1,4	Espesor de 11,5 mm	2	12	33,6
<b>Boquillas de 17,145 mm de D,O cédula 80</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 150 mm	1	4,5	4,5
<b>Boquillas de 21.336 mm de D.O. cédula 80</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 150 mm	1	6,9	6,9
<b>Boquillas de 42.164 mm de D.O. cédula 80</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 150 mm	1	14,1	14,1
<b>Boquillas de 48.26 mm de D.O. cédula 80</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 150 mm	2	15	30
<b>Costo de Material</b>							190
<b>Construcción (35 %)</b>							67

<b>Montaje (15 %)</b>								29
<b>Subtotal</b>							\$ 286	
<b>Líneas de transporte de amoniaco</b>								
<b>Tubos de 17.145 mm de D.O. y cédula 40</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 2.5 m	1	75	75	
<b>Tubos de 21.336 mm de D.O. y cédula 40</b>	Tubo SA-53	B	1	Longitud de 2.5 m	1	115	115	
<b>Codo de acero tipo L de 17.145 mm de D.O.</b>	SA-105	-	1,20	Soldable	4	-	4,80	
<b>Codo de acero tipo L de 21.336 mm de D.O.</b>	SA-105	-	1,70	Soldable	4	-	6,80	
<b>válvula de alivio de 17.145 mm de D. O.</b>	SA-105	-	110	-	1	-	110	
<b>Válvula de alivio de 21.336 mm de D. O.</b>	SA-105	-	145	-	1	-	145	
<b>Costo de material</b>								457
<b>Montaje (15 %)</b>								69
<b>Subtotal</b>							\$ 526	
<b>TOTAL</b>							\$ 4212	

Elaboración: Haro J.

### 3.2.2 Costos indirectos

Se denominan costos indirectos aquellos que no intervienen en el proceso de manufactura y ensamble del sistema de enfriamiento de aceite por efecto termosifón, pero contribuyen al costo total del proyecto. Dentro de los costos indirectos tenemos a los costos de transporte e imprevistos.

#### Costos de transporte

Los costos por transporte son aquellos rubros que se originan por el transporte de materiales y equipos para lo cual cotizamos por volumen y peso dentro del perímetro urbano de Guayaquil un valor aproximado a \$ 700.

## Imprevistos

Se denominan costos de imprevistos aquellos rubros ocasionados por acciones que quedan fuera del control del diseñador. El rubro que se asigna en la práctica profesional para imprevistos es el 2% o 3% de los costos directos.

El rubro correspondiente a los costos indirectos se muestra en la Tabla 14.

**Tabla 14. Tabla de costos indirectos generados por el sistema de enfriamiento por efecto termosifón**

<b>Costos Indirectos</b>			
<b>Causa</b>	<b>Unidad</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Valor</b>
Transporte	Global	1	700
Imprevistos (3%)	Global	1	130
<b>Total</b>			<b>830</b>

Elaboración: Haro J.

### 3.2.3 Costos totales

Los costos totales representan la suma de los costos directos e indirectos los cuales se muestran en la Tabla 15.

**Tabla 15. Tabla de costos indirectos generados por el sistema de enfriamiento por efecto termosifón**

<b>Costos Totales</b>	
<b>Tipo de costos</b>	<b>Valor</b>
<b>Costo Directo</b>	<b>4212</b>
<b>Costo Indirecto</b>	<b>830</b>
<b>Costo Total</b>	<b>5042</b>

Elaboración: Haro J.

# CAPÍTULO 4

## 4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

### 4.1 Discusión de Resultados

Para la validación del diseño desarrollado en este trabajo, se observó y se tomaron datos importantes de un sistema análogo comercial para la discusión y análisis de los resultados obtenidos en este trabajo.

#### 4.1.1 Intercambiador de Calor

Para analizar los resultados presentados en la sección 3.1.1 presentamos la tabla 16 como modo comparativo entre las dimensiones y características del intercambiador de calor obtenidos por la metodología propuesta en el proyecto y un intercambiador de calor comercial que fueron obtenidos de un sistema de enfriamiento por efecto termosifón que opera en una empresa del medio local.

El intercambiador de calor diseñado en este trabajo se estimó de un sólo paso, el cual es un sistema mucho más simple y económico, en cambio, los comerciales son de 2 pasos, lo cual incrementa la dificultad en su manufactura debido a los tubos en forma de U que requieren los intercambiadores comerciales. Para la elección del fluido que circulara por el lado de los tubos tenemos que el aceite lubricante circulara por el interior de los tubos tanto para nuestro intercambiador de calor como para el intercambiador de calor comercial esto se debe a que diversos fabricantes de dichos equipos recomiendan que el fluido más corrosivo sea el que circule por los tubos.

Para continuar procedemos a comparar el diámetro externo de los intercambiadores donde notamos que dichos valores difieren debido a dos factores importantes son el espesor de corrosión para coraza y el diámetro interno de la coraza. Si analizamos el diámetro interno de la coraza mediante la ecuación 15 presentada en la sección 2.6.1

notamos que el diámetro interno de coraza depende del número de pasos, longitud y diámetro de los tubos empleados por tanto la diferencia de pasos y tubos entre dichos intercambiadores de calor ocasiona que el diámetro interno como externo de la coraza sean diferentes. Como previamente se detalló no solo el diámetro interno de coraza contribuye a la variación del diámetro externo de la coraza también influye el espesor de corrosión para coraza empleado en donde para nuestro diseño se optó por utilizar el mínimo espesor de corrosión para operación recomendado en el enunciado RCB-3.122 (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998) mientras que en el intercambiador de calor comercial no se emplea un espesor de corrosión para coraza lo cual puede ser a que el diseñador de dicho intercambiador de calor no toma en cuenta las recomendaciones de TEMA.

Continuando con nuestro análisis procedemos a comparar la longitud total de ambos intercambiadores de calor en donde nuestro intercambiador de calor presenta menor longitud. Pero cabe mencionar que la relación entre diámetro externo de coraza y longitud total del intercambiador de calor es mayor a 3 tanto para nuestro intercambiador de calor diseñado como para el intercambiador de calor comercial lo que ocasiona que tengamos proporciones estéticas como se muestra en la vista general del intercambiador de calor casco-tubo presentado en el apéndice C.

Los domos empleados tanto para nuestro diseño como para el intercambiador comercial son toriesfericos debido a que soportan altas presiones como 300 PSI que es la presión de diseño para equipos que trabajen con amoniaco como fluido de trabajo. La geometría de los domos toriesfericos al igual que la coraza también dependen tanto del diámetro interno del intercambiador como del espesor de corrosión empleado por el diseñador.

**Tabla 16. Tabla de comparación entre el diseño obtenido y un intercambiador de calor perteneciente a un sistema termosifón en funcionamiento**

<b>Componente</b>	<b>Dimensiones del intercambiador de calor obtenidas</b>	<b>Materiales empleados para el diseño</b>	<b>Dimensiones del intercambiador de calor del fabricante</b>	<b>Materiales empleados por el fabricante</b>
-------------------	--	--	---	---

Espesor de Corrosión (mm)	3.37	-----	0	-----
Espesor de coraza (mm)	9.62	SA-106-Gr.B	6.44	SA-516-Gr.B
Diámetro externo (mm)	379.24	SA-106-Gr.B	280	SA-516-Gr.B
Longitud del intercambiador (mm)	1224.58	SA-106-Gr.B	2420	SA-516-Gr.B
Longitud de tubos (mm)	1000	SA-53-Gr.B	1836	SA-106-Gr.B
Longitud de domos (mm)	112.29	SA-106-Gr.B	132	SA-516-Gr.B
Número de tubos	61	SA-53-Gr.B	34	SA-106-Gr.B

Elaboración: Haro J.

Además procedemos a comparar los materiales que conforman nuestro diseño y el intercambiador comercial. Donde notamos que ambos intercambiadores de calor emplean el mismo material tanto para coraza y domos toriesfericos para facilitar el proceso de la soldadura, aunque en nuestro diseño se ha decidido emplear un material con menor esfuerzo permisible en comparación al intercambiador comercial, por tal razón que el espesor tanto de coraza y domos toriesfericos para nuestro intercambiador de calor desarrollado son mayores. El impacto en costo adicional por mayor uso de material es mínimo.

#### 4.1.2 Tanque Separador Vertical

Para analizar los resultados presentados en la sección 3.1.2 presentamos la tabla 17 donde comparamos las dimensiones del tanque separador vertical obtenidos por la metodología propuesta en el proyecto y un tanque separador comercial de un sistema de enfriamiento por efecto termosifón que opera en una empresa del medio local. En donde observamos que sus diámetros externos difieren debido a dos factores importantes como son el espesor de corrosión y el diámetro interno del tanque. El diámetro interno del tanque desarrollado es aproximadamente la mitad del diámetro interno del tanque comercial, esto se debe a que las dimensiones de un tanque separador son directamente proporcionales al calor que remueve el enfriador de aceite (intercambiador de calor tubo y coraza). En nuestro caso nuestro tanque está diseñado

para operar con una capacidad de remoción de 32 KW de calor mientras que el otro tanque separador vertical tiene mayores dimensiones debido a que opera con dos enfriadores de aceite lo que se ve reflejado en un menor costo de material y construcción para nuestro diseño.

La longitud del tanque separador vertical desarrollado en el presente proyecto comparada con el tanque separador comercial muestra una menor longitud de nuestro diseño debido a que la relación entre longitud y diámetro para nuestro caso es menor al valor de 3 debido a recomendaciones de fabricantes de recipientes a presión para obtener un equipo con proporciones estéticas mientras que para el otro tanque separador tenemos una relación entre longitud y diámetro de aproximadamente 3.5.

Para los domos empleados tanto para nuestro tanque separador como para el tanque comercial notamos que son toriesfericos debido a que sus geometrías son adecuadas para soportar presiones elevadas propias de equipos que trabajan con amoníaco. Aunque las dimensiones de los domos toriesfericos son diferentes debido a que dependen del diámetro interno del tanque y espesor de corrosión empleado para domos. Por lo tanto, podemos inferir que nuestro tanque separador vertical puede desempeñarse adecuadamente, aunque difiere en dimensiones con su homólogo

**Tabla 17. Tabla de comparación entre el diseño obtenido y un tanque separador perteneciente a un sistema termosifón en funcionamiento**

<b>Componente</b>	<b>Dimensiones del tanque separador obtenidos</b>	<b>Materiales empleados para el tanque separador</b>	<b>Dimensiones del tanque separador del fabricante</b>	<b>Materiales empleados por el fabricante</b>
Tolerancia por corrosión (mm)	3.37	-----	0	-----
Diámetro externo (mm)	255.02	SA-106-Gr.B	502	SA-516-Gr.B
Longitud total (mm)	720	SA-106-Gr.B	1830	SA-516-Gr.B
Longitud de parte cilíndrica (mm)	566.2	SA-106-Gr.B	1438	SA-516-Gr.B
Longitud de domos (mm)	76.9	SA-106-Gr.B	196	SA-516-Gr.B

Esesor de domos (mm)	7.51	SA-106-Gr.B	12.7	SA-516-Gr.B
Esesor de parte cilíndrica (mm)	7.51	SA-106-Gr.B	9.5	SA-516-Gr.B

Elaboración: Haro J.

## 4.2 Conclusiones

El sistema propuesto en el presente trabajo cumple con las normas TEMA octava edición y ASME sección VIII división I el cual describe las fórmulas, datos técnicos y los métodos para el diseño de recipientes a presión. Desarrollado con la finalidad de que pueda remover unos 32 KW de calor proveniente del aceite lubricante ISO 68 permitiendo obtener una temperatura de inyección de aceite aproximada a 50<sup>o</sup> C la cual se encuentra dentro del rango establecido por el manual instructivo de los compresores de tornillo garantizando la adecuada compresión del refrigerante en un compresor rotativo de tornillo.

Donde se desarrollaron los planos de diseño de los componentes básicos del sistema de enfriamiento por efecto termosifón presentados en el apéndice C y un estimado de costo de implementación del proyecto de \$ 5032 inferior al valor de mercado que es aproximadamente \$ 13005 demostrando su rentabilidad .

## 4.3 Recomendaciones

Se recomienda elaborar un plan de mantenimiento predictivo y un plan de emergencia para el sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón para compresor rotativo de tornillo de forma que se pueda extender el periodo de vida útil de los componentes de dicho sistema y permita mantener la seguridad en el manejo del amoníaco.

Sera importante realizar un análisis de estudio de la implementación de los diversos intercambiadores de calor como de placas y doble tubo al sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón y comparar su desempeño con el sistema de enfriamiento de aceite lubricante por efecto termosifón común



Aunque el trabajo desarrollado no cubre la refrigeración de todos los compresores con sistema de lubricación inundado, se puede tomar como base de estudio para el desarrollo de futuros sistemas de enfriamiento para los compresores restantes de sistema inundado que se emplean en el medio local

## BIBLIOGRAFIA

- Asociación de Exportadores de Frutas de Chile A.G. (2012). Guía de Uso y Manejo de Amoníaco en la Refrigeración de Frutas y Hortalizas Frescas: Plan de Emergencia. *Guía de uso y manejo de Amoníaco*, 12-22.
- Cajo, F., & Yucta, J. (2008). *Elaboración de un manual de mantenimiento y procedimientos para el arranque, operación y paradas de equipos de refrigeración industrial con amoníaco, en el área avícola*. Riobamba.
- Cengel, Y. (2006). *Termodinámica*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Chevron U. S. A. (Abril de 2015). *Capella WF 32,68*.
- Danfoss. (2013). Sistemas de refrigeración de aceite. *Controles Automáticos para sistemas de refrigeración Industrial*, 54-59.
- Estrada, J. M. (2001). *Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión*. Mexico.
- García, J. A. (2006). *Base de conocimientos de intercambiadores de calor de carcasa y tubos enfriados por aire en Y&V ingeniería y construcción*. Sartenejas.
- Macías, A. Y. (1999). *Diseño de un sistema de enfriamiento de aceite térmico para la elaboración de grasas*. Guayaquil.
- Mayekawa. (2014). Compound sCrew Compressor C-SerieS 1612SSC - 3225LLC. *Mayekawa Mycom*.
- Mayekawa Mycom. (2016). *Compound 2-stage Screw Compressor 2016\*\*C Instruction Manual*. Tokyo.
- Megyesy, E. F. (1992). *Manual de Recipientes a Presión*. Mexico: Limusa.
- Noriega, R. T. (2008). Nuevas Tecnologías para el ahorro de energía en Aplicaciones de baja Temperatura. *Mycom*, 10-25.
- Osorio, R. A., & González, R. F. (2009). Metodología para el diseño de un intercambiador de calor de tubo de coraza. *Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y la Investigación*, 56-73.
- Ramírez, L. M. (2009). *Sistema de enfriamiento para aceite en compresores tipo tornillo tipo termosifón*. Guayaquil.
- Seaman, S. M. (Marzo de 1997). *WSU Tree Fruit Research & Extension Center Postharvest Information Network*. Recuperado el 2017 de Octubre de 12, de WSU Tree Fruit Research & Extension Center Postharvest Information Network: <http://postharvest.tfrec.wsu.edu/pages/PC97P>

- Shanbhag, N. G. (2005). *Reduciendo el consumo de agua en los sistemas de aire comprimido*. Charlotte.
- The American Society of Mechanical Engineers. (2004). *Rules for construction of pressure vessels*. New York, U. S. A.: ASME.
- Tubular Exchanger Manufacturers Association. (1998). *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. New York: TEMA.
- Uttarwar, S. B., & Rao, M. R. (1985). *Augmentation of Laminar Flow*. Bombay: ASME.
- Wang, S. K. (2000). *Handbook of air conditioning and refrigeration*. McGraw-Hill.
- Yinhai, Z., & Peixue, J. (2011). Hybrid vapor compression refrigeration system with an integrated ejector cooling cycle. *ELSEVIER*, 68-78.

APÉNDICE A  
**Cálculos realizados**

## **Cálculo del calor absorbido por el aceite lubricante durante el proceso de compresión**

Pasó 1. Procedemos a calcular la relación de compresión para cada etapa del sistema: en donde mediante la nomenclatura LBM podemos conocer la relación de volumen tanto para la etapa baja como alta

Para la etapa baja  $L = 2.6$

$$P_{ls} = (V_i)^K = (2.6)^{1.29} = 3.43$$

Para la etapa alta  $B = 5.8$

$$P_{hs} = (V_i)^K = (5.8)^{1.29} = 5.22$$

Pasó 2. Estimamos la presión intermedia del sistema en donde la presión alta corresponde a la presión de condensación mientras que la de baja corresponde a la de evaporación dichos valores son tomados de la tabla 9 presentada en el capítulo 2

$$\text{Presion media} = \sqrt{(\text{Presion Alta})(\text{Presion Baja})} = \sqrt{(1351)(88.42)} = 345.62 \text{ KPa}$$

Pasó 3. De la tabla número 9 presentada en el capítulo 2 tomamos el valor de los lóbulos de los rotores macho para las dos etapas de compresión que son iguales tanto para la etapa alta como baja

$$N_{ILs} = 4$$

$$N_{IHs} = 4$$

Número de lóbulos del rotor macho para la etapa alta = 4

Pasó 4. De la tabla número 10 presentada en el capítulo 2 y el modelo 2016MMC tomamos el valor de relación de longitud y diámetro de rotor tanto para etapa alta como baja

Para la etapa de alta compresión tenemos lo siguiente:

$$M = 1.38$$

$$D_{hs} = 163.2 \text{ mm}$$

$$L_{hs} = (1.38)(163.2) = 225.216 \text{ mm}$$

Para la etapa de baja compresión tenemos lo siguiente:

$$M = 1.38$$

$$D_{ls} = 204 \text{ mm}$$

$$L_{ls} = (1.38)(204) = 281.52 \text{ mm}$$

Pasó 5. Una vez conocido la geometría de los rotores tanto de la etapa alta como de la baja procedemos a calcular el volumen geométrico que se comprime en cada etapa

Para la etapa de baja compresión tenemos lo siguiente:

$$V_{gls} = (0.118)(\text{RPM}_{\text{rotor}})(N_{ILs})(L_{ls})(D_{ls}^2)$$

$$V_{gls} = (0.118)(3550)(4)(0.28)(0.204)(0.204) = 19.52 \frac{\text{m}^3}{\text{min}}$$

Para la etapa de alta compresión tenemos lo siguiente:

$$V_{ghs} = (0.118)(RPM_{rotor})(N_{IHs})(L_{hs})(D_{ls}^2)$$

$$V_{ghs} = (0.118)(3550)(4)(0.225)(0.163)(0.163) = 10.05 \frac{m^3}{min}$$

Pasó 6. Conociendo el volumen geométrico de compresión tanto de la etapa alta como de la etapa baja podemos encontrar el trabajo requerido por cada etapa para la compresión

Para la etapa baja tenemos lo siguiente:

$$W_{ls} = (P_{admisión})(V_{gls})\left(\frac{K}{K-1}\right)(R_p^{(K-1)/K} - 1) + (P1)(V_{gls})\left(\frac{t - R_p}{RV}\right)$$

En donde conocemos lo siguiente:

$$R_p = \frac{P. descarga}{P. admisión} = \frac{45.52}{88.42} = 3.90$$

$P_{ls} = t =$  Relación de compresión de baja = 3.43

RV=2.6

$$W_{ls} = (1000)(88.42)\left(\frac{19.52}{60}\right)\left(3.90^{\frac{129-1}{129}} - 1\right) + (1000)(88.42)\left(\frac{19.52}{60}\right)\left(\frac{3.43 - 3.90}{2.6}\right)$$

$$W_{ls} = 37.84 \text{ KW}$$

Para la etapa alta tenemos lo siguiente:

$$W_{hs} = (P_{admission})(V_{gls})\left(\frac{K}{K-1}\right)(R_p^{(K-1)/K} - 1) + (P1)(V_{gls})\left(\frac{t - R_p}{RV}\right)$$

En donde conocemos lo siguiente:

$$R_p = \frac{P. descarga}{P. admision} = \frac{45.52}{88.42} = 3.90$$

$P_{hs} = t =$  Relación de compresión de baja = 5.22

RV=3.6

$$W_{hs} = (1000)(345.62)\left(\frac{10.05}{60}\right)\left(3.90^{\frac{129-1}{129}} - 1\right) + (1000)(345.62)\left(\frac{10.05}{60}\right)\left(\frac{5.22 - 3.90}{3.6}\right)$$

$$W_{hs} = 110.714 \text{ KW}$$

Pasó 7. Para finalizar podemos calcular el calor que absorbe el aceite lubricante durante el proceso de compresión tomando la potencia del motor de la tabla 9 presentada en el capítulo 2

Potencia del motor = 185 Kw



$$\text{Potencia del motor} = W_{hs} + W_{ls} + Q$$

$$Q = 185 - 110.71 - 37.84 = 31.446 \text{ KW}$$

$$Q = m_{oil} C_{p_{oil}} \Delta T$$

$$\Delta T = \frac{(31.446)(1000)}{(2.192)(1.926)(1000)} = 7.44 = 8$$

## Algoritmo de diseño térmico para un intercambiador de calor tipo Casco-tubo

"Diseño de un intercambiador de calor"

"Inicio"

"Datos de Aceite"

```
T_oilin=68
T_oilout=60
m_dot_oil=2.192
Cp_oil=1.926
Cp_oilp=0.487*CONVERT(BTU/lbm-F;KJ/kg-C)
mu_oil=0.0391
k_oil=0.0745*CONVERT(BTU/h-ft-F;W/m-C)
"mu_oilsu=(exp(-0.033*(T_m-20)))*0.151277"
T_m=(T_oilin+T_oilout)/2
T_i=20
C_i=0.033
mu_i=0.151277
mu_oils=mu_i*(exp(-C_i*(T_s1-T_i)))
rho_oil=879.52
```

"Valor tomado de grafica de hidrocarburos con una temperatura media de 141,8 F"

"Valor tomado de grafica de hidrocarburos con una temperatura media de 141,8 F"

"Datos de Amoniaco"

```
P_sat=P_sat(Ammonia;T=35)
t_nh3in=35
t_nh3out=35
t_mnh3=(t_nh3in+t_nh3out)/2
DELTAh=Enthalpy(Ammonia;T=t_nh3out;X=1)-Enthalpy(Ammonia;T=t_nh3in;X=0)
rho_l=Density(Ammonia;T=t_nh3in;X=0)
rho_g=Density(Ammonia;T=t_nh3in;X=1)
sigma=(SurfaceTension(Ammonia;T=t_nh3in)*CONVERT(N/m;kg/s^2))
Cp_l=(Cp(Ammonia;T=t_nh3in;X=0))*CONVERT(KJ/Kg-K;J/Kg-K)
Pr_l=Prandtl(Ammonia;T=t_nh3in;X=0)
h_fg=(Enthalpy(Ammonia;T=t_nh3out;X=1)-Enthalpy(Ammonia;T=t_nh3in;X=0))*CONVERT(KJ/Kg;J/Kg)
mu_l=Viscosity(Ammonia;T=t_nh3in;X=0)
```

"Datos del material"

```
k_m=k_('Carbon_steel';t_nh3in)
```

"Análisis Termodinámico"

```
Q_dot=(m_dot_oil*Cp_oilp*(T_oilin-T_oilout))*CONVERT(KW;W)
m_dot_nh3*DELTAh=m_dot_oil*Cp_oilp*(T_oilin-T_oilout)
```

"Prediseño"

```
U_o=340
DELTAT_2=T_oilin-t_nh3out
DELTAT_1=T_oilout-t_nh3in
DELTATLM=(DELTAT_2-DELTAT_1)/ln(DELTAT_2/DELTAT_1)
F=1
Q_dot=F*A_prediseño*U_o*DELTATLM
```

"Diseño de forma"

"Asumiendo tubos de 3/4 in con un calibre de 12 BWG y una longitud de 1 m"

```
L=1
d_o=19.05/1000
d_i=(19.05/1.41)/1000
"A_o=(pi*(d_o^2))/4"
A_o=pi*d_o^2*L*N_t
A_prediseño=L*pi*d_o*N_t
P_t=2
P_t=S_t/d_o
C_L=1
C_Tp=0.93
D_s=0.623*sqrt(C_L/C_Tp)*((A_o*(P_t^2)*d_o)/L)^0.5
B=0.5*D_s
A_interna=(pi*d_i*L)
```

"Análisis de transferencia"  
 "Asumiendo un inserto de alambre helicoidal para la convección interna"

```
{T_s2=38
T_s1=41}
alfa=60.78
e=1,1/1000
z=e/d_i
P=(pi*d_i)/tan(alfa)
D_v=((d_i^2*cos(alfa))-(e^2))/((d_i*cos(alfa))+e)
Re_v=(4*(m_dot_oil/N_t))/(pi*D_v*mu_oil)
Pr_oil=(mu_oil*((Cp_oilp)*CONVERT(K.J/s-K.W/K)))/(K_oil)
m=0,25*((tan(alfa))^(-0.38))
Nuss_Dv=1,65*tan(alfa)*((Re_v)^m)*((Pr_oil)^0.35)*((mu_oil/mu_oils)^0.14)
Nuss_Dv=(h_interno*D_v)/k_oil

q_a=h_interno*A_interna*(T_m-T_s1)
q_b=(2*pi*K_m*L*(T_s1-T_s2))/ln(A_t/A_interna)
q_c=h externo*eta_oo*A_t*(T_s2-t_mnh3)
```

```
q_c=q_a
q_b=q_c
```

"Análisis de convección externa"

```
n=1 {"Valores para 1.7}
C_sf=0,013
g=9,81
DELTAT_e=T_s2-t_mnh3
q_s=((mu_l*h_fg*sqrt((g*(rho_l-rho_g))/sigma))*((Cp_l*DELTAT_e)/(C_sf*h_fg*(Pr_l^n))))^3)
h_externo=q_s/(T_s2-t_mnh3)
```

"Eficiencia de la aleta"

```
Espaciamiento=50/1000
t_a=1/1000 {"Espesor de la aleta circular"}
L_a=1/1000 {"Longitud de la aleta circular"}
p_a=2/1000 {"Paso de aletas"}
N_a=(L-2*Espaciamiento)/p_a {"Numero de aletas circular"}
m_a=sqrt((2*h_externo)/(t_a*k_m))
r_2=d_o/2
r_2c=r_2+t_a/2
r_1=r_2-L_a
A_f=(2*pi*(r_2c^2)-(r_1^2))
{A_f=(2*pi*r_2*(L-N_a*t_a))+N_a*A_f}
A_t=N_a*A_f+(2*pi*r_2c*Espaciamiento)+(2*pi*r_1*(L-2*Espaciamiento)-(N_a*t_a))
r_a=(N_a*A_f)/A_t
C_2=((2*r_1)/(m_a))/((r_2c^2)-(r_1^2))
eta_f=C_2*(Bessel_K1(m_a*r_1)*Bessel_I1(m_a*r_2c)-Bessel_I1(m_a*r_1)*Bessel_K1(m_a*r_2c))/(Bessel_I0(m_a*r_1)*Bessel_K1(m_a*r_2c)+Bessel_K0(m_a*r_1)*Bessel_I1(m_a*r_2c))
eta_oo=1-r_a*(1-eta_f)
```

"Cálculo de coeficiente global"

```
R_foil=0,000881
R_fnh3=0,000176
1/(U*A_t)=(1/(h_interno*A_interna))+(R_foil/A_interna)+(ln(A_t/A_interna)/(k_m*2*pi*L))+(R_fnh3/A_eta_oo)+(1/(h_externo*A_eta_oo))
```

"Cálculo de la nueva área"

```
Q_dot=U*A_new*DELTATLM
```

Mediante el algoritmo previamente mostrado se obtuvieron los siguientes resultados.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

alfa = 60.78 [degree]	A <sub>f</sub> = 0.0001748 [m <sup>2</sup> ]	A <sub>interna</sub> = 0.04244 [m <sup>2</sup> ]	A <sub>new</sub> = 8.061 [m <sup>2</sup> ]	A <sub>o</sub> = 3.65 [m <sup>2</sup> ]	A <sub>prediteño</sub> = 3.65 [m <sup>2</sup> ]
A <sub>i</sub> = 0.1088 [m <sup>2</sup> ]	B = 0.1703 [m]	C <sub>p1</sub> = 4876 [J/kg-K]	C <sub>p oil</sub> = 1.926 [KJ/Kg-K]	C <sub>p oilp</sub> = 2.039 [KJ/Kg-K]	C <sub>2</sub> = 1.615
C <sub>i</sub> = 0.033 [1/C]	C <sub>L</sub> = 1	C <sub>of</sub> = 0.013	C <sub>Tp</sub> = 0.93	Δh = 1122 [kJ/kg]	ΔTLM = 28.82 [K]
ΔT <sub>1</sub> = 25 [K]	ΔT <sub>2</sub> = 33 [K]	ΔT <sub>e</sub> = 1.775 [K]	ΔP <sub>total</sub> = 0.6199 [Psi]	ΔP <sub>unitario</sub> = 0.008123 [m]	d <sub>i</sub> = 0.01351 [m]
d <sub>o</sub> = 0.01905 [m]	D <sub>g</sub> = 0.3407 [m]	D <sub>v</sub> = 0.01142 [m]	e = 0.0011 [m]	Espaciamiento = 0.05 [m]	η <sub>f</sub> = 0.8972
η <sub>oo</sub> = 0.9256	F = 1	f <sub>perdida</sub> = 0.6245	g = 9.81 [m/s <sup>2</sup> ]	h <sub>externo</sub> = 4330 [W/m <sup>2</sup> -K]	h <sub>fg</sub> = 1,122E+06 [J/kg]
h <sub>interno</sub> = 720.6 [W/m <sup>2</sup> -K]	k <sub>m</sub> = 60.19 [W/m-K]	k <sub>oil</sub> = 0.1289 [W/m-K]	L = 1 [m]	L <sub>a</sub> = 0.001 [m]	m = 0.2005
μ = 0.1513 [kg/m-s]	μ = 0.0001196 [kg/m-s]	μ <sub>oil</sub> = 0.0391 [Kg/m-s]	μ <sub>oils</sub> = 0.08161 [Kg/m-s]	m <sub>a</sub> = 379.3 [1/m]	m <sub>rh3</sub> = 0.03186 [Kg/s]
m <sub>oil</sub> = 2.192 [kg/s]	n = 1	Nuss <sub>Dv</sub> = 63.84	N <sub>a</sub> = 450	N <sub>l</sub> = 60.98	P = 0.02374 [m]
P <sub>1</sub> = 1.276	P <sub>r oil</sub> = 618.3	p <sub>a</sub> = 0.002 [m]	P <sub>sat</sub> = 1351 [kPa]	P <sub>t</sub> = 2	q <sub>a</sub> = 773.8 [W]
q <sub>b</sub> = 773.8 [W]	q <sub>c</sub> = 773.8 [W]	Q̇ = 35755 [W]	q <sub>s</sub> = 7687 [W/m <sup>2</sup> ]	Re <sub>v</sub> = 102.5	ρ <sub>g</sub> = 10.46 [kg/m <sup>3</sup> ]
ρ <sub>l</sub> = 587.5 [kg/m <sup>3</sup> ]	ρ <sub>oil</sub> = 879.5 [kg/m <sup>3</sup> ]	r <sub>1</sub> = 0.008525 [m]	r <sub>2</sub> = 0.009525 [m]	r <sub>2c</sub> = 0.01003 [m]	r <sub>a</sub> = 0.7234
R <sub>fnh3</sub> = 0.000176 [m <sup>2</sup> -K/W]	R <sub>foil</sub> = 0.000881 [m <sup>2</sup> -K/W]	σ = 0.01749 [kg/s <sup>2</sup> ]	t <sub>a</sub> = 0.0381 [m]	t <sub>o</sub> = 0.001 [m]	T <sub>1</sub> = 20 [C]
T <sub>m</sub> = 64 [C]	t <sub>mnh3</sub> = 35 [C]	t <sub>nh3in</sub> = 35 [C]	t <sub>nh3out</sub> = 35 [C]	T <sub>oilin</sub> = 68 [C]	T <sub>oilout</sub> = 60 [C]
T <sub>s1</sub> = 38.7 [C]	T <sub>s2</sub> = 36.78 [C]	U = 153.9 [W/m <sup>2</sup> -K]	U <sub>o</sub> = 340 [W/m <sup>2</sup> -K]	V̇ <sub>oil</sub> = 0.002492 [m <sup>3</sup> /s]	v <sub>oil</sub> = 0.05872 [m/s]
z = 0.08142					

## Algoritmo de diseño térmico para un Tanque separador vertical

"Algoritmo de diseño para un tanque Separador Vertical"

"Listamos las propiedades del amoniaco a la presion de condensacion del sistema"

```
g=9,81  
rho_l=Density(Ammonia;T=35;X=0)  
rho_v=Density(Ammonia;T=35;X=1)  
mu_v=Viscosity(Ammonia;T=35;X=1)  
D_p=152*(10^(-6))
```

"Calculo de velocidades"

```
(V_t^(2))=(4*g*D_p*(rho_l-rho_v))/(3*C_d*rho_v)  
Reynolds=(D_p*V_t*rho_v)/(mu_v)  
C_d=(24/Reynolds)+(3/(Reynolds^0,5))+(0,34)  
v=0,7*V_t
```

"Calculo de dimensiones del tanque separador"

```
v_dot_nh3=(3*0,03186)/10,46  
D_vi=sqrt((4*v_dot_nh3)/(pi*v))  
H_v=3*D_vi
```

Mediante el algoritmo previamente mostrado se obtuvieron los siguientes resultados.

**Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg**

$C_d = 1,318$	$D_p = 0,000152 \text{ [m]}$	$D_{vi} = 0,24 \text{ [m]}$
$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$	$H_v = 0,7201 \text{ [m]}$	$\mu_v = 0,00001016 \text{ [kg/m-s]}$
$Reynolds = 45,14$	$\rho_l = 587,5 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_v = 10,46 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
$v = 0,2019 \text{ [m/s]}$	$\dot{V}_{nh3} = 0,009138 \text{ [m}^3\text{/s]}$	$V_t = 0,2885 \text{ [m/s]}$

## Cálculos realizados para el diseño Mecánico de un Intercambiador de Calor tipo Casco-tubo

Pasó 1. Comenzamos por calcular el espesor mínimo de coraza de la siguiente manera:

$$t_{ms} = \frac{P_d \cdot D_{is}}{2 \cdot (S_s \cdot E_s - 0.6 \cdot P_d)} + t_o$$
$$t_{ms} = \frac{(2277)(0.18)}{(103500 \cdot 1 - 0.6 \cdot 2277)} + 0.003173$$

$$t_{ms} = 0.007183$$

El valor de  $t_{ms}$  lo comparamos por el recomendado por TEMA en el enunciado R-1.511 que es de 9.52 mm en donde seleccionamos el mayor que es representada por  $t_{os} = 9.52 \text{ mm}$

Pasó 2. Cálculo del diámetro externo de la coraza de la siguiente manera:

$$D_{os} = 2 \cdot t_{os} + D_{is} = (2)(0.0095) + 0.36 = 0.3791 \text{ m}$$

Paso 3. Cálculo del arreglo de tubos por medio de la siguiente manera:

$$N_{tt} = \frac{0.78 \cdot D_{mt}}{C_1 \cdot P_t^2}$$

$$P_t = 2(d_o) = 2(0.01905) = 0.0381 \text{ m}$$

$$61 = \frac{0.78 \cdot D_{mt}}{1 \cdot 0.0381^2}$$

$$D_{mt} = 0.3370 \text{ m}$$

Pasó 4. Cálculo del diámetro externo del arreglo de tubos por medio de la siguiente manera:

$$D_{otl} = D_{mt} + d_o$$

$$D_{otl} = 0.3370 + 0.01905 = 0.3561 \text{ m}$$

Pasó 5. Cálculo del claro entre coraza y arreglo de tubos por medio de la siguiente manera:

$$L_{bto} = D_{os} - D_{otl}$$

$$L_{bto} = 0.36 - 0.3561 = 0.0039 \text{ m} = 3.9 \text{ mm}$$

Previo valor calculado lo comparamos con el recomendado por TEMA en el enunciado RCB-4.3 que es de 4.1 mm de donde seleccionamos el mayor representado por  $L_{bt} = 4.1 \text{ mm}$

Paso 6. Cálculo del diámetro de baffles y espaciado entre baffles por medio de la siguiente manera:

$$D_{bf} = D_{is} - L_{bt} = 0.36 - 0.0041 = 0.3559 \text{ m} = 356 \text{ mm}$$

$$B_f = 0.5(D_{is}) = 0.5(0.36) = 0.18 \text{ m}$$

Pasó 7. Cálculo del corte de los baffles por medio de la siguiente manera:

$$\%D_{cb} = 0.25 (356) = 89 \text{ mm}$$

Pasó 8. Cálculo del espesor de espejos por medio de la siguiente manera:

$$t_{ts} = \frac{F \cdot D_{is}}{2} \sqrt{\frac{P_d}{S_m}} + 2 \cdot t_m$$

$$t_{ts} = \frac{1 \cdot 0.36}{2} \sqrt{\frac{2277}{103500}} + 2 \cdot 0.003173 = 0.033044 = 33.1 \text{ mm}$$

Pasó 9. Cálculo de la longitud entre espejos por medio de la siguiente manera:

$$L_{tb} = L_T - 2(t_{ts})$$

$$L_{tb} = 1000 - 2(33.1) = 933.8 \text{ mm}$$

Pasó 10. Cálculo del número de baffles requerido por medio de la siguiente manera:

$$N_{bf} = L_{tb}/B_f - 1$$

$$N_{bf} = \frac{933.8}{180} - 1 = 4.18 = 4 \text{ Baffles}$$

Pasó 11: Cálculo de espesor de los domos toriesfericos por medio de la siguiente manera:

$$t_{cc} = \frac{P_d \cdot L \cdot M}{2 \cdot S_{ct} \cdot E_{ct} - 0.2 \cdot P} + t_o$$

$$t_{cc} = \frac{2277 \cdot (0.36 + 2(t_{cc})) \cdot 1.54}{2 \cdot 103500 \cdot 1 - 0.2 \cdot 2277} + 0.003173$$

$$t_{cc} = \frac{0.0061118 + 0.003173}{1 - 0.0339547} = 0.009611 = 9.62 \text{ mm}$$

Pasó 12: Dimensionamiento de los domos toriesfericos por medio de la siguiente manera:

$$D_{cc} = D_s + 2(t_{cc}) = 360 + 2(9.62) = 379.24 \text{ mm}$$

$$h_1 = 3.5 \cdot t_{cc} = 3.5(9.62) = 33.67 \text{ mm}$$

$$h_2 = 0.1935 \cdot D_{cc} - 0.4555 \cdot t_{cc} = 73.39 - 4.39 = 69 \text{ mm}$$

$$H = h_1 + h_2 + t_{cc} = 112.29 \text{ mm}$$



## Cálculos realizados para el diseño Mecánico de un tanque separador vertical

Pasó 1. Comenzamos por estimar el espesor de la parte cilíndrica del tanque separador vertical de la siguiente manera:

$$t_{vc} = \frac{P_d \cdot D_{vi}}{2(S_v \cdot E_v - 0.6 \cdot P_d)} + t_o$$

$$t_{vc} = \frac{(2277)(0.24)}{2(103500 \cdot 1 - 0.6 \cdot 2277)} + 0.003173$$

$$t_{vc} = 0.00268 + 0.003173 = 0.00584 \text{ m} = 5.84 \text{ mm}$$

Pasó 2. Cálculo del diámetro externo del cilindro mediante la siguiente relación:

$$r_{ve} = 7.51 + 120 = 127.51 = 128 \text{ mm}$$

Pasó 3. Cálculo de espesor de los domos toriesfericos por medio de la siguiente manera:

$$t_{vt} = \frac{P_d \cdot L_{vi} \cdot M}{2 \cdot S_v \cdot E_v - 0.2 \cdot P_d} + t_o$$

$$t_{vt} = \frac{2277 \cdot (0.24 + 2(t_{vt})) \cdot 1.54}{2 \cdot 103500 \cdot 1 - 0.2 \cdot 2277} + 0.003173$$

$$t_{vt} = \frac{0.004074564 + 0.003173}{1 - 0.0339547} = 0.0075023 = 7.51 \text{ mm}$$

Pasó 5. Dimensionamiento de domos toriesfericos por medio de la siguiente manera :

$$D_{vec} = D_{vi} + 2(t_{vt}) = 240 + 2(7.51) = 255.1 \text{ mm}$$

$$h_{1v} = 3.5 \cdot t_{vt} = 26.29 \text{ mm}$$

$$h_{2v} = 0.1935 \cdot D_{vec} - 0.4555 \cdot t_{vt} = 43.01 \text{ mm}$$

$$H = h_{1v} + h_{2v} + t_{vt} = 43.01 + 26.29 + 7.51 = 76.81 = 76.9 \text{ mm}$$

Pasó 6. Cálculo de longitud de la parte cilíndrica del tanque separador vertical:

$$L_v = L_{vt} + 2 \cdot H_v = 720 - 2(76.9) = 566.2 \text{ mm}$$

## Cálculos de la líneas de transporte amoniaco

Pasó 1. Dimensionamiento de la línea de transporte de amoniaco desde el tanque separador vertical hasta el enfriador de aceite

$$\dot{m}_{nh3} = 0.03186 \text{ Kg/s}$$

$$\rho_l = 587.5 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{v}_{nh3} = \frac{\dot{m}_{nh3}}{\rho_l} = \frac{0.03186}{587.5} = 0.000054229 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{v}_{nh3} = A_{vfc} * (0.875)$$

$$A_{vfc} = \frac{0.000054229}{0.875} = 0.000061976 \text{ m}^2$$

$$d_{vfc}^2 = \frac{0.000061976 * 4}{\pi}$$

$$d_{vfc} = 0.008883146 \text{ m} = 8.88 \text{ mm}$$

Por tanto la tubería más cercana a dicho valor es la de 3/8 de pulgada con una cedula 80

Pasó 2. Dimensionamiento de la línea de transporte de amoniaco desde el tanque separador vertical hasta el recibidor de líquido

$$\dot{m}_{nh3} = 0.57876 \text{ Kg/s}$$

$$\rho_l = 587.5 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{v}_{nh3} = \frac{\dot{m}_{nh3}}{\rho_l} = \frac{0.57876}{587.5} = 0.000985119 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{v}_{nh3} = A_{vfr} * (0.875)$$

$$A_{vfr} = \frac{0.000985119}{0.875} = 0.00112585 m^2$$

$$d_{vfr}^2 = \frac{0.00112585 * 4}{\pi}$$

$$d_{vfr} = 0.037861287 m = 37.86 mm$$

Por tanto la tubería más cercana a dicho valor es la de 3/2 de pulgada con una cedula 80

Pasó 3. Dimensionamiento de la línea de transporte de amoniaco desde el condensador hasta el tanque separador vertical

$$\dot{m}_{nh3} = 0.57876 Kg/s$$

$$\rho_l = 587.5 kg/m^3$$

$$\dot{v}_{nh3} = \frac{\dot{m}_{nh3}}{\rho_l} = \frac{0.57876}{587.5} = 0.000985119 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{v}_{nh3} = A_{cofv} * (0.875)$$

$$A_{cofv} = \frac{0.000985119}{0.875} = 0.00112585 m^2$$

$$d_{cofv}^2 = \frac{0.00112585 * 4}{\pi}$$

$$d_{cofv} = 0.037861287 \text{ m} = 37.86 \text{ mm}$$

Por lo tanto la tubería más cercana a dicho valor es la de 3/2 de pulgada con una cedula 80

Pasó 4. Dimensionamiento de la línea de transporte de amoniaco desde el enfriador de aceite hasta el tanque separador vertical

$$\dot{m}_{nh3} = 0.03186 \text{ Kg/s}$$

$$\rho_l = 10.46 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{v}_{nh3} = \frac{\dot{m}_{nh3}}{\rho_l} = \frac{0.03186}{10.46} = 0.003045889 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{v}_{nh3} = A_{cfv} * (22.5)$$

$$A_{cfv} = \frac{0.003045889}{22.5} = 0.000135372 \text{ m}^2$$

$$d_{cfv}^2 = \frac{0.000135372 * 4}{\pi}$$

$$d_{cfv} = 0.013128673 \text{ m} = 13.1286 \text{ mm}$$

Por tanto la tubería más cercana a dicho valor es la de 1/2 de pulgada con una cedula 80

Pasó 5. Dimensionamiento de la línea de transporte de amoniaco desde el tanque separador vertical hasta condensador

$$\dot{m}_{nh3} = 0.57876 \text{ Kg/s}$$

$$\rho_l = 10.46 \text{ kg/m}^3$$

$$\dot{v}_{nh3} = \frac{\dot{m}_{nh3}}{\rho_l} = \frac{0.57876}{10.46} = 0.064680498 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$\dot{v}_{nh3} = A_{vfc0} * (22.5)$$

$$A_{vfc0} = \frac{0.064680498}{22.5} = 0.002874 \text{ m}^2$$

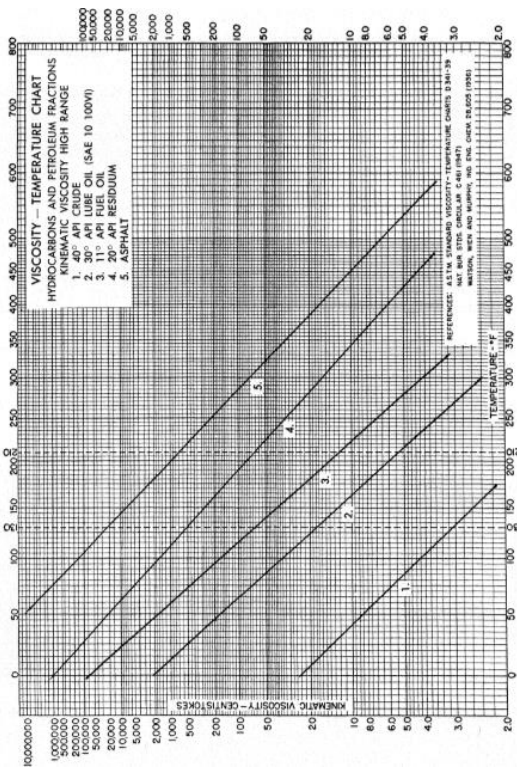
$$d_{vfc0}^2 = \frac{0.002874 * 4}{\pi}$$

$$d_{vfc0} = 0.0604994 \text{ m} = 60.94 \text{ mm}$$

Por tanto la tubería más cercana a dicho valor es la de 5/4 de pulgada con una cedula  
80

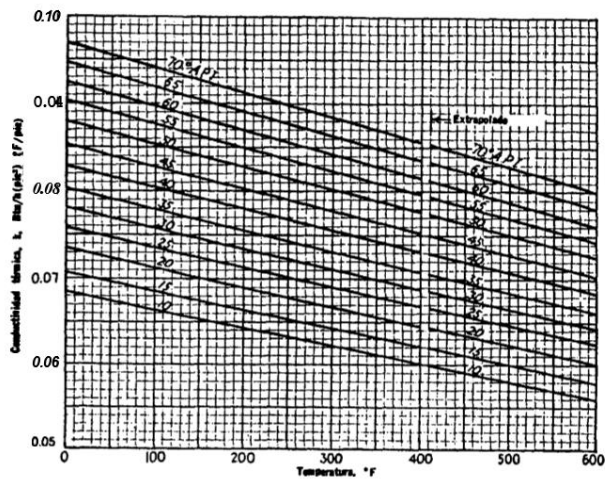
# **Apéndice B**

## **Gráficos y hojas técnicas de Materiales**

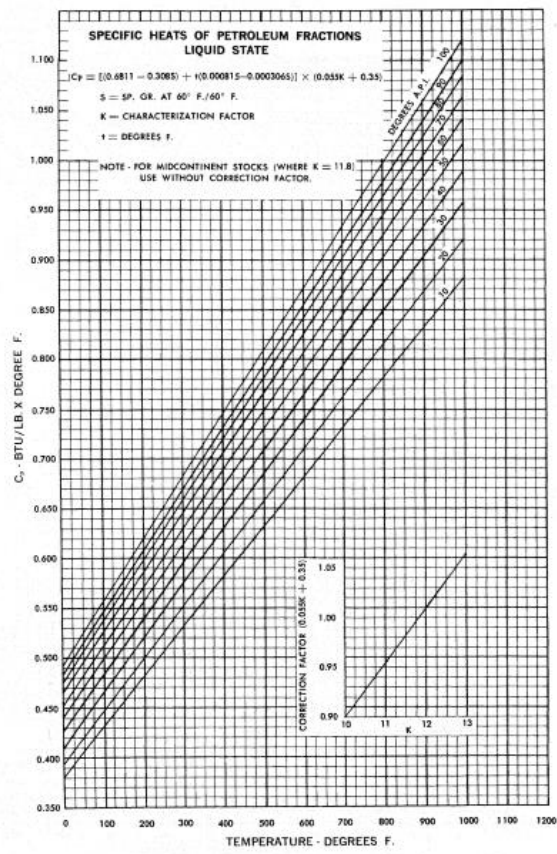


**Tabla B-0. Gráfica de Viscosidad cinemática para Hidrocarburos (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)**





**Tabla B-1. Gráfica de Conductividad térmica para Hidrocarburos** (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)



**Tabla B-2. Grafica de poderes caloríficos para hidrocarburos**  
(Tubular Exchanger Manufacturers Asocciation, 1998)

Fluids	U (W/m <sup>2</sup> · K)
Water to water	1300-2500
Ammonia to water	1000-2500
Gases to water	10-250
Water to compressed air	50-170
Water to lubricating oil	110-340
Light organics ( $\mu < 5 \times 10^{-4}$ Ns/m <sup>2</sup> ) to water	370-750
Medium organics ( $5 \times 10^{-4} < \mu < 10 \times 10^{-4}$ Ns/m <sup>2</sup> ) to water	240-650
Heavy organics ( $\mu > 10 \times 10^{-4}$ Ns/m <sup>2</sup> ) to lubricating oil	25-400
Steam to water	2200-3500
Steam to ammonia	1000-3400
Water to condensing ammonia	850-1500
Water to boiling Freon-12	280-1000
Steam to gases	25-240
Steam to light organics	490-1000
Steam to medium organics	250-500
Steam to heavy organics	30-300
Light organics to light organics	200-350
Medium organics to medium organics	100-300
Heavy organics to heavy organics	50-200
Light organics to heavy organics	50-200
Heavy organics to light organics	150-300
Crude oil to gas oil	130-320
Plate heat exchangers: water to water	3000-4000
Evaporators: steam/water	1500-6000
Evaporators: steam/other fluids	300-2000
Evaporators of refrigeration	300-1000
Condensers: steam/water	1000-4000
Condensers: steam/other fluids	300-1000
Gas boiler	10-50
Oil bath for heating	30-550

**Tabla B-3. Tabla de coeficientes globales de transferencia de calor para diversos fluidos (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)**


Tube O.D. mm	B.W.G. Gage	Thickness mm	Internal Area Sq. Cm.	Sq. M External Surface Per M Length	Sq. M Internal Surface Per M Length	Weight Per M length Steel Kg.*	Tube I.D. mm	Moment of Inertia cm <sup>4</sup>	Section Modulus cm <sup>3</sup>	Radius of Gyration mm	Constant C**	O.D. I.D.	Transverse Metal Area Sq. Cm.
6.35	22	0.711	0.1910	0.0199	0.0155	0.098	4.93	0.0050	0.0161	2.009	69	1.289	0.1258
	24	0.559	0.2148	0.0199	0.0164	0.080	5.23	0.0042	0.0136	2.057	77	1.214	0.1019
	26	0.457	0.2323	0.0199	0.0171	0.067	5.44	0.0037	0.0116	2.090	84	1.168	0.8452
	27	0.406	0.2406	0.0199	0.0174	0.060	5.54	0.0033	0.0107	2.106	87	1.147	0.0761
9.53	18	1.245	0.3890	0.0299	0.0221	0.254	7.04	0.0283	0.0590	2.962	140	1.354	0.3239
	20	0.889	0.4716	0.0299	0.0243	0.189	7.75	0.0229	0.0475	3.068	170	1.230	0.2413
	22	0.711	0.5155	0.0299	0.0255	0.155	8.10	0.0191	0.0410	3.127	185	1.176	0.1968
	24	0.559	0.5548	0.0299	0.0264	0.124	8.41	0.0158	0.0328	3.175	200	1.133	0.1574
12.7	16	1.651	0.6935	0.0399	0.0295	0.448	9.40	0.0874	0.1409	3.950	250	1.351	0.5729
	18	1.245	0.8187	0.0399	0.0321	0.351	10.21	0.0749	0.1163	4.074	295	1.244	0.4477
	20	0.889	0.9368	0.0399	0.0343	0.259	10.92	0.0583	0.0918	4.188	337	1.163	0.3257
	22	0.711	0.9987	0.0399	0.0360	0.210	11.29	0.0499	0.0787	4.247	359	1.126	0.2677
15.88	12	2.769	0.8394	0.0499	0.0325	0.894	10.34	0.2339	0.3228	4.737	302	1.536	1.1419
	13	2.413	0.9587	0.0499	0.0347	0.801	11.05	0.2073	0.2999	4.836	345	1.437	1.0184
	14	2.108	1.0877	0.0499	0.0366	0.716	11.66	0.2206	0.2786	4.925	384	1.362	0.9087
	15	1.829	1.1723	0.0499	0.0384	0.634	12.22	0.2040	0.2556	5.009	422	1.299	0.8065
	16	1.651	1.2413	0.0499	0.0395	0.579	12.57	0.1873	0.2376	5.082	447	1.263	0.7355
	17	1.473	1.3129	0.0499	0.0406	0.524	12.93	0.1746	0.2196	5.118	472	1.228	0.6645
	18	1.245	1.4071	0.0499	0.0421	0.448	13.39	0.1540	0.1950	5.192	506	1.186	0.5742
	19	1.067	1.4952	0.0499	0.0432	0.390	13.74	0.1374	0.1721	5.250	534	1.155	0.4958
20	0.889	1.5806	0.0499	0.0443	0.329	14.10	0.1195	0.1491	5.309	562	1.126	0.4194	
19.05	10	3.404	1.1774	0.0598	0.0385	1.240	12.24	0.5369	0.9537	5.662	424	1.556	1.6710
	11	3.048	1.3181	0.0598	0.0407	1.202	12.95	0.5078	0.9342	5.758	474	1.471	1.5385
	12	2.769	1.4342	0.0598	0.0425	1.112	13.51	0.4828	0.9064	5.839	516	1.410	1.4129
	13	2.413	1.5890	0.0598	0.0447	0.990	14.22	0.4454	0.8670	5.944	572	1.339	1.2581
	14	2.108	1.7284	0.0598	0.0468	0.881	14.83	0.4079	0.8293	6.035	622	1.284	1.1226
	15	1.829	1.8606	0.0598	0.0484	0.771	15.39	0.3704	0.8000	6.124	670	1.238	0.9871
	16	1.651	1.9477	0.0598	0.0495	0.708	15.75	0.3455	0.7622	6.180	701	1.210	0.9032
	17	1.473	2.0368	0.0598	0.0506	0.638	16.10	0.3163	0.7327	6.238	733	1.183	0.8129
18	1.245	2.1542	0.0598	0.0520	0.546	16.56	0.2789	0.6917	6.309	775	1.150	0.6968	
20	0.889	2.3452	0.0598	0.0543	0.399	17.27	0.2081	0.5196	6.429	843	1.103	0.5097	
22.23	10	3.404	1.8571	0.0698	0.0484	1.580	15.42	0.9199	0.8276	6.781	672	1.442	2.0129
	11	3.048	2.0432	0.0698	0.0507	1.442	16.13	0.8658	0.7884	6.866	735	1.378	1.8367
	12	2.769	2.1871	0.0698	0.0524	1.329	16.69	0.8158	0.7358	6.949	787	1.332	1.6903
	13	2.413	2.3774	0.0698	0.0547	1.179	17.40	0.7492	0.6735	7.056	855	1.277	1.5032
	14	2.108	2.5471	0.0698	0.0569	1.046	18.01	0.6826	0.6129	7.150	917	1.234	1.3355
	15	1.829	2.7077	0.0698	0.0583	0.920	18.57	0.6150	0.5522	7.239	974	1.197	1.1742
	16	1.651	2.8123	0.0698	0.0594	0.838	19.02	0.5702	0.5113	7.297	1012	1.174	1.0645
	17	1.473	2.9183	0.0698	0.0608	0.754	19.28	0.5203	0.4670	7.356	1050	1.153	0.9613
18	1.245	3.0593	0.0698	0.0620	0.644	19.74	0.4537	0.4080	7.429	1101	1.126	0.8194	
20	0.889	3.2839	0.0698	0.0642	0.467	20.45	0.3413	0.3064	7.549	1182	1.087	0.5935	
25.4	8	4.191	2.2748	0.0798	0.0535	2.192	17.02	1.6316	1.2848	7.643	819	1.493	2.7935
	10	3.404	2.7148	0.0798	0.0584	1.847	18.59	1.4598	1.1471	7.869	977	1.386	2.3546
	11	3.048	2.8264	0.0798	0.0607	1.680	19.30	1.3611	1.0717	7.976	1053	1.316	2.1419
	12	2.769	3.0987	0.0798	0.0624	1.545	19.86	1.2778	1.0078	8.062	1115	1.279	1.9677
	13	2.413	3.3245	0.0798	0.0646	1.398	20.57	1.1655	0.9160	8.171	1196	1.235	1.7419
	14	2.108	3.5245	0.0798	0.0665	1.211	21.18	1.0531	0.8308	8.268	1268	1.199	1.5419
	15	1.829	3.7129	0.0798	0.0683	1.063	21.74	0.9449	0.7456	8.359	1356	1.168	1.3548
	16	1.651	3.8355	0.0798	0.0694	0.967	22.10	0.8741	0.6896	8.418	1449	1.140	1.2323
18	1.245	4.1226	0.0798	0.0720	0.741	22.91	0.6909	0.5441	8.555	1483	1.109	0.9419	
20	0.889	4.3826	0.0798	0.0742	0.537	23.62	0.5761	0.4048	8.672	1577	1.075	0.6839	

**Tabla B-4. Tabla de coeficientes globales de transferencia de calor para diversos fluidos (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)**

**Fouling Resistances For Industrial Fluids**

Oils:	
Fuel Oil #2	0.002
Fuel Oil #6	0.005
Transformer Oil	0.001
Engine Lube Oil	0.001
Quench Oil	0.004
Gases And Vapors:	
Manufactured Gas	0.010
Engine Exhaust Gas	0.010
Steam (Non-Oil Bearing)	0.0005
Exhaust Steam (Oil Bearing)	0.0015-0.002
Refrigerant Vapors (Oil Bearing)	0.002
Compressed Air	0.001
Ammonia Vapor	0.001
CO <sub>2</sub> Vapor	0.001
Chlorine Vapor	0.002
Coal Flue Gas	0.010
Natural Gas Flue Gas	0.005

**Tabla B-5. Tabla de coeficientes de ensuciamiento para diferentes fluidos industriales (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)**

		PROPIEDADES DE ALGUNOS MATERIALES DE ACERO AL CARBON Y ACEROS DE BAJA ALEACION								NORMAS	
										FIGURA No. 7	
ESFUERZO MÁXIMO PERMISIBLE DE DISEÑO A LA TENSION EN 1,000 PSI											
ESPECIFICACION DEL MATERIAL		CUANDO LA TEMPERATURA DE DISEÑO NO EXCEDE DE: °F									
NUMERO	GRADO	-20 A 650	700	750	800	850	900	950	1050		
SA-283	C	12.7	---	---	---	---	---	---	---		
SA-285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5				
SA-515	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5		
SA-515	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5		
SA-515	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5		
SA-515	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5		
SA-516	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5		
SA-516	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5		
SA-516	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5		
SA-516	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5		
SA-105		17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5		
SA-181	I	15.00	14.3	12.9	10.8	8.6	6.5	4.5	2.5		
SA-350	LF1	15.0	---	---	---	---	---	---	---		
	LF2	17.5	---	---	---	---	---	---	---		
SA-53	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	---	---		
SA-106	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5		
SA-193	87 $\frac{1}{2}$ -1/2"	25.0	25.0	23.6	21.0	17.0	12.5	8.5	4.5		
SA-194	2H	---	---	---	---	---	---	---	---		
SA-307	B	---	---	---	---	---	---	---	---		

**Tabla B-6. Tabla de esfuerzos de diseño para diversos aceros al carbón y de baja aleación (The American Society of Mechanical Engineers, 2004)**

**TABLE R-3.13**  
**MINIMUM SHELL THICKNESS**  
 Dimensions In Inches (mm)

Nominal Shell Diameter	Minimum Thickness				
	Carbon Steel			Alloy *	
	Pipe	Plate			
6 (152)	SCH. 40	-		1/8 (3.2)	
8 - 12 (203-305)	SCH. 30	-		1/8 (3.2)	
13 - 29 (330-737)	SCH. STD	3/8 (9.5)		3/16 (4.8)	
30 - 39 (762-991)	-	7/16 (11.1)		1/4 (6.4)	
40 - 60 (1016-1524)	-	1/2 (12.7)		5/16 (7.9)	
61 - 80 (1549-2032)	-	1/2 (12.7)		5/16 (7.9)	
81 - 100 (2057-2540)	-	1/2 (12.7)		3/8 (9.5)	

**Tabla B-7. Tabla de espesores de coraza para diversos diámetros de coraza (Tubular Exchanger Manufacturers Association, 1998)**

VALORES DEL FACTOR "M"

L/r 1.00 1.25 1.50 1.75 2.00 2.25 2.50 2.75

M 1.00 1.03 1.06 1.08 1.10 1.13 1.15 1.17

L/r 3.00 3.25 3.50 4.00 4.50 5.00 5.50 6.00

M 1.18 1.20 1.22 1.25 1.28 1.31 1.34 1.36

L/r 6.50 7.00 7.50 8.00 8.50 9.00 9.50 10.0

M 1.39 1.41 1.44 1.46 1.48 1.50 1.52 1.54

L/r 10.5 11.0 11.5 12.0 13.0 14.0 15.00 16.0

M 1.56 1.58 1.60 1.62 1.65 1.69 1.72 1.75

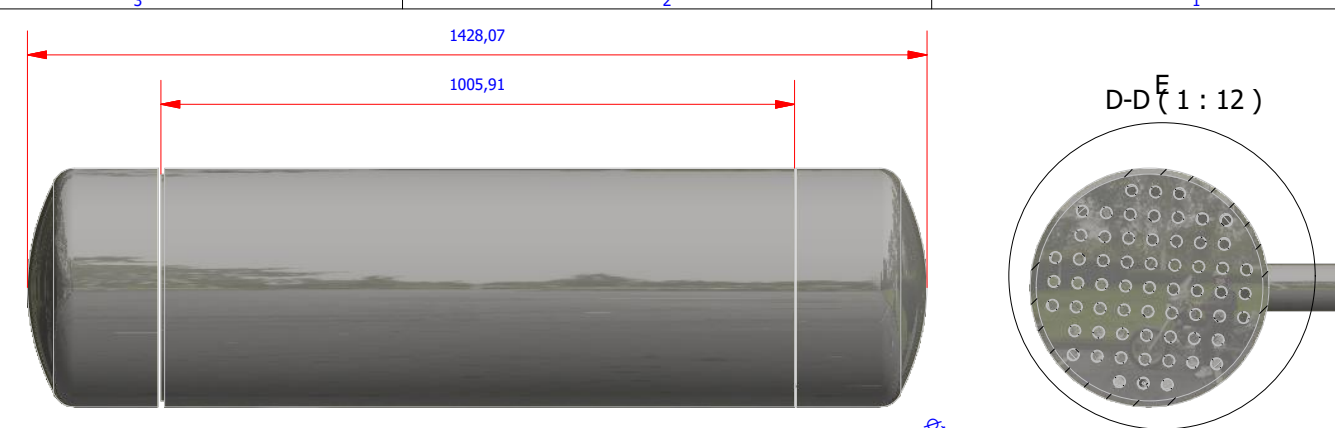
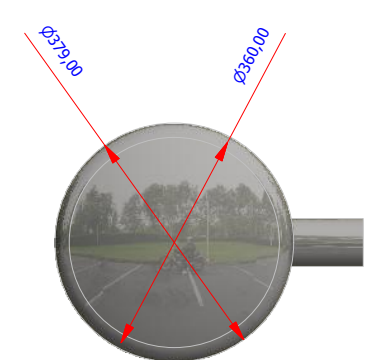
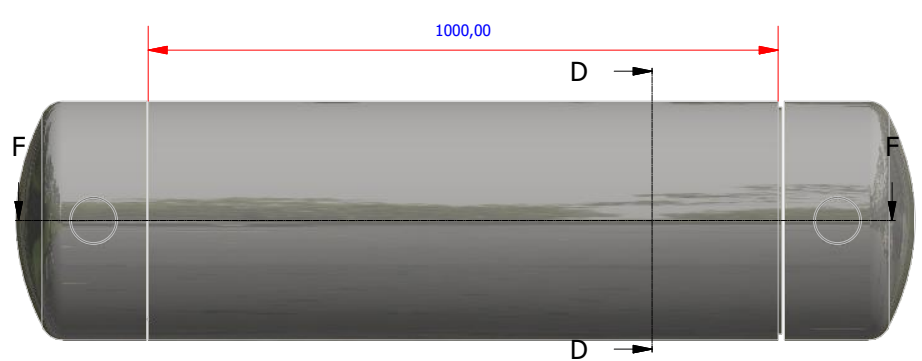
L/r 16.666

M 1.77

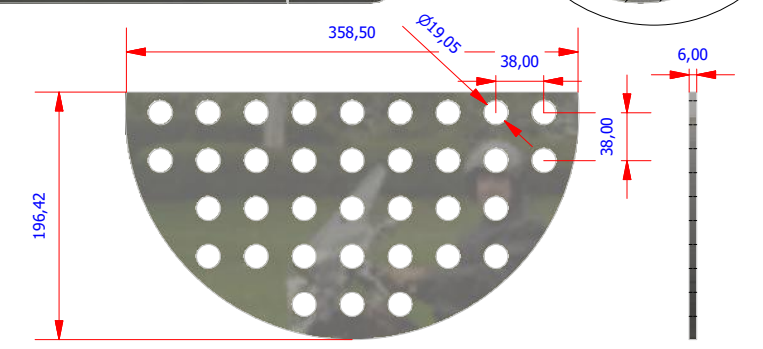
**Tabla B-8. Tabla de valores adimensionales de M para diseño de cabezales toriesfericos.** (The American Society of Mechanical Engineers, 2004)



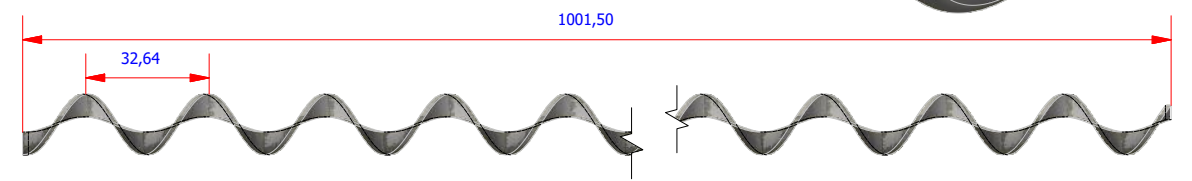
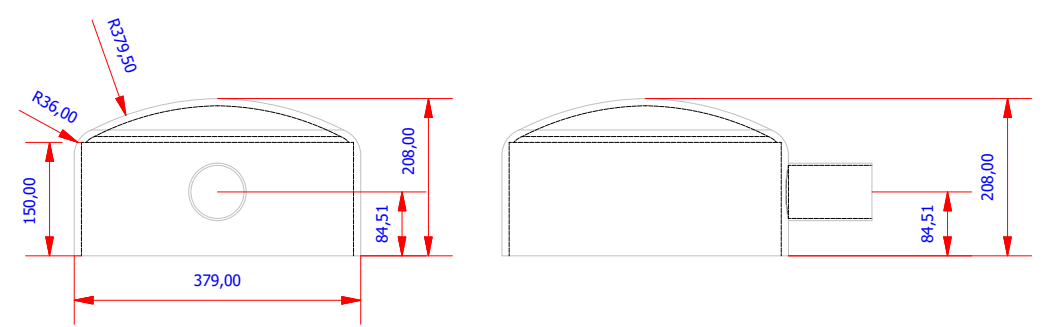
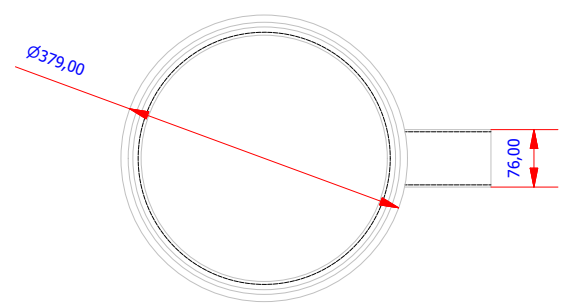
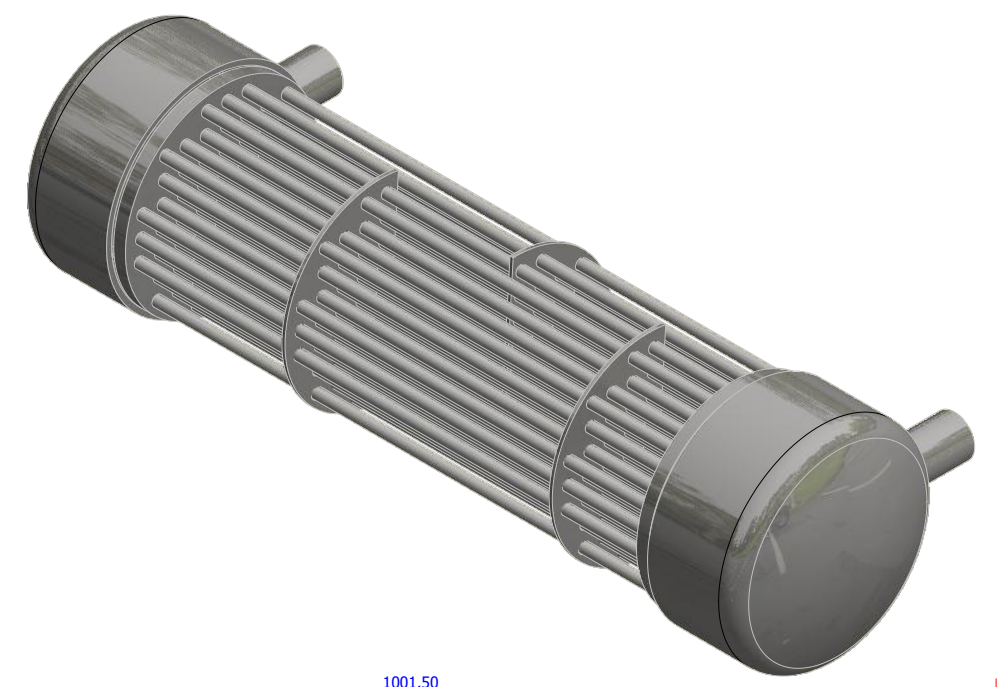
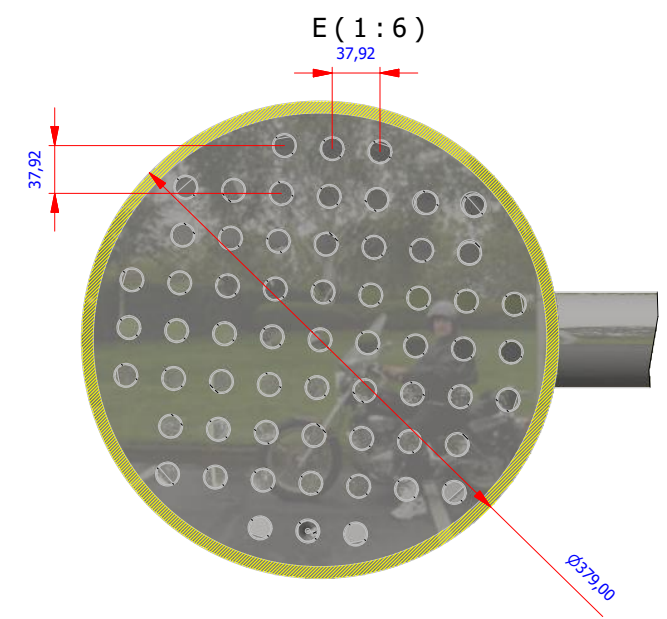
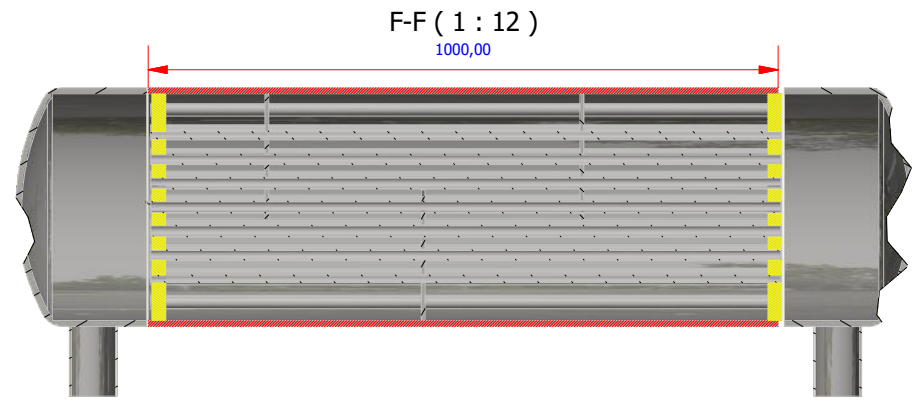
**Apéndice C**  
**Planos Esquemáticos**



PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS	MATERIAL
1	1		cuerpode intercambiador	88,222 kg	Stainless Steel
2	1		tubos	28,922 kg	Stainless Steel
3	2		espejos	14,855 kg	Stainless Steel
4	2		casquete de intercambiador	22,183 kg	Stainless Steel
5	2	ASME B16.5 Flange Lapped - Class 150 2 1/2	Pipe Flanges - Flange Lapped - Class 150.Inch	7,091 lbmass	Steel
6	1		insec	0,071 kg	Stainless Steel
7	2		deflector	2,323 kg	Stainless Steel
8	1		deflector 2	2,247 kg	Stainless Steel



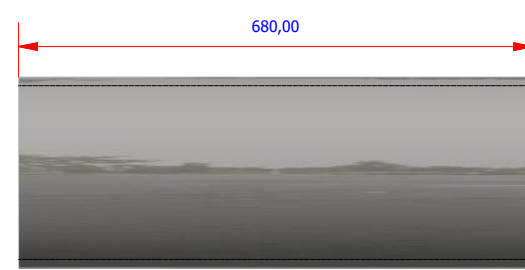
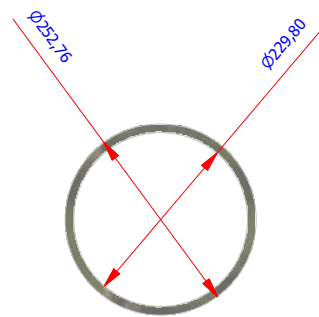
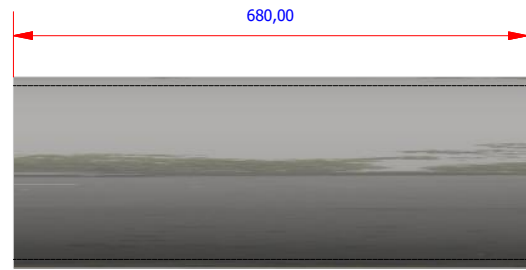
PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS	MATERIAL
1	1		deflector 2	2,247 kg	Stainless Steel



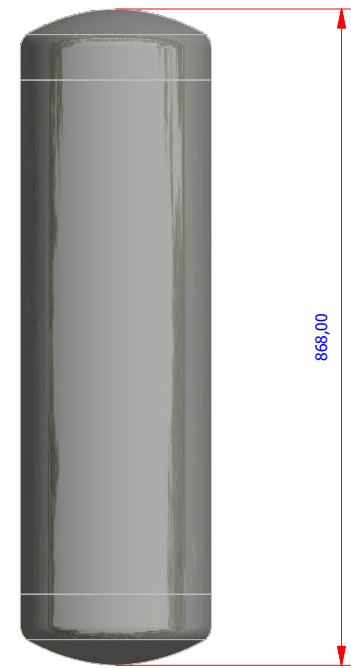
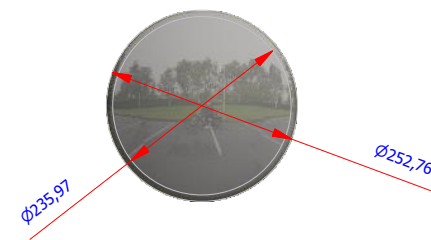
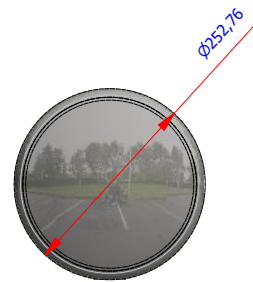
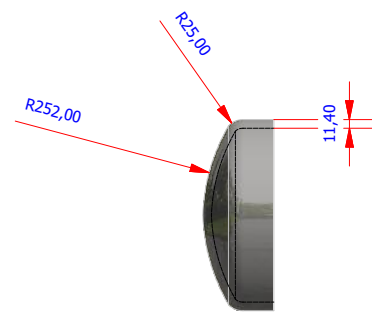
PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS	MATERIAL
1	1		insec	0,071 kg	Stainless Steel

PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS	MATERIAL
1	1		casquete de intercambiador	22,183 kg	Stainless Steel

Designed by <b>Usuario</b>	Checked by	Approved by	Date	Date <b>29/01/2018</b>
			marca	Edition Sheet 1 / 3



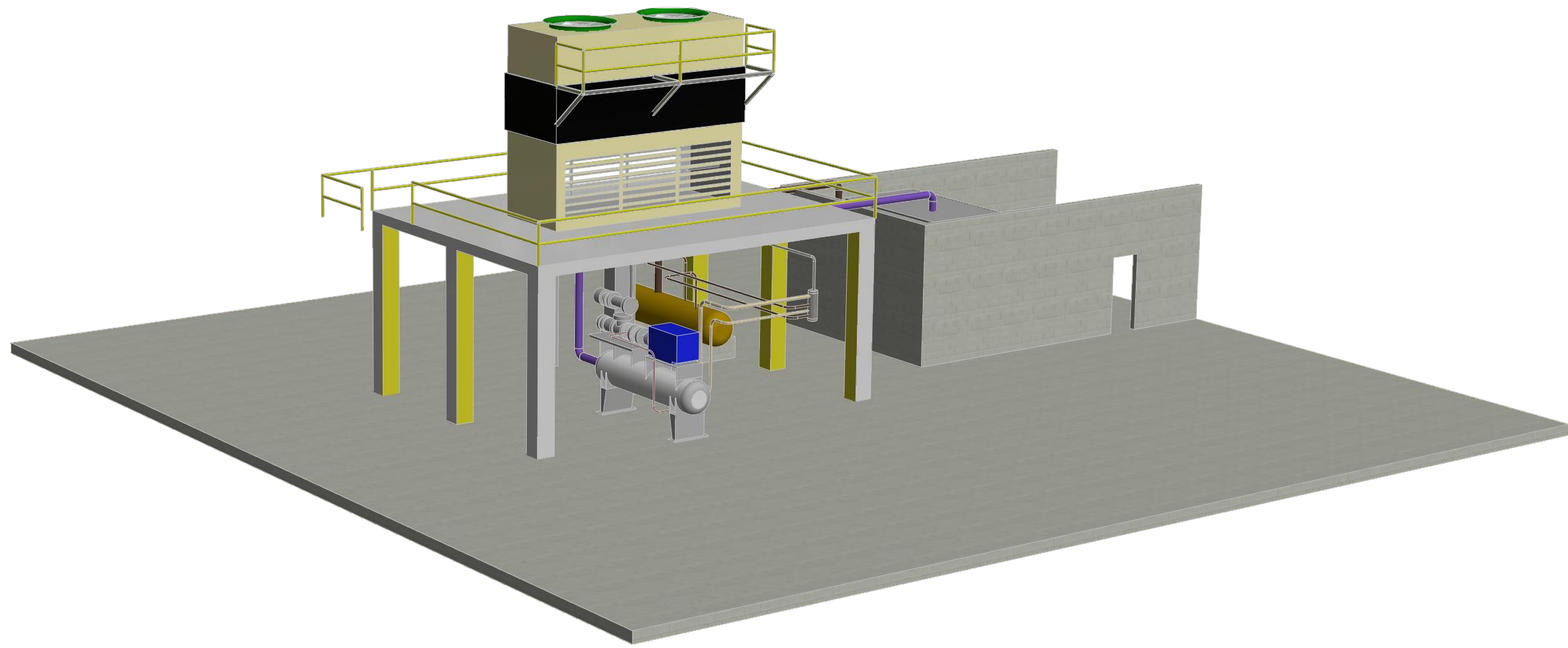
PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS	MATERIAL
1	1		cilindro	47,338 kg	Stainless Steel



PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS	MATERIAL
1	1		casquete	7,987 kg	Stainless Steel

PARTS LIST					
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION	MASS	MATERIAL
1	2		casquete	7,987 kg	Stainless Steel
2	1		cilindro	47,338 kg	Stainless Steel

Designed by Usuario	Checked by	Approved by	Date	Date 29/01/2018
			marca	Edition
				Sheet 2 / 3



Designed by Usuario	Checked by	Approved by	Date	Date 29/01/2018
		marca		
			Edition	Sheet 3 / 3