



**UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS
“CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ”**

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Diploma

Título: Metodología de cálculo para el diseño térmico preliminar del Generador para un sistema de refrigeración por absorción.

Autor: Raúl Ferrán Pérez.

Tutor: Ing. Juan José López Expósito

Consultante: Msc. Lianys Ortega Viera

“Año del 50 aniversario del triunfo de la Revolución”

DECLARACION DE AUTORIDAD
UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS



“Carlos Rafael Rodríguez”

Sistema de Documentación y Proyecto.

Hago constar que el presente trabajo fue realizado en la Universidad de Cienfuegos Carlos Rafael Rodríguez como parte de la culminación de los estudios en la especialidad de Ingeniería Mecánica, autorizando a que el mismo sea utilizado por la Universidad de Cienfuegos para los fines que estime conveniente, ya sea parcial o totalmente, que además no podrá ser presentado sin la aprobación de la Universidad de Cienfuegos.

Firma del autor.

Los abajo firmantes certificamos que el presente trabajo ha sido según acuerdo de la dirección del centro y el mismo cumple los requisitos que debe tener un trabajo de este envergadura, referido a la temática señalada.

Información Científico Técnico
Nombre y Apellidos. Firma.

Vice Decano.

Nombre y Apellidos. Firma.

Firma del Tutor

Sistema de Documentación y Proyecto.
Nombre y Apellido. Firma

Agradecimientos.

Agradecimientos

- A mi familia por su apoyo incondicional, por ser lo mas preciado y la única razón por la que nunca dejaría de luchar
- A mis profesores y tutores, especialmente al Ing. Juan José López Expósito, Msc. Lianys Ortega Viera por su esfuerzo, dedicación, apoyo y paciencia para la realización de este trabajo.
- A la revolución, por haberme dado la oportunidad de instruirme, formarme y desarrollarme para así poderle ser útil en el futuro.

Dedicatoria.

Dedicatoria

-
- A mis padres Elisa Pérez Días y Raúl Ferrán Lorenzo porque han sido mis profesores y guías durante toda mi vida.
 - A mi hermana por comprenderme y apoyarme durante toda mi carrera.
 - A toda mi familia ya que de una manera u otra me apoyaron en los momentos difíciles.
 - A mis profesores de la Universidad de Cienfuegos por haberme acogido, guiado y formado. Particularmente al Ing. Juan José López Expósito y **Msc.** Lianys Ortega Viera.

En el presente trabajo está relacionado con el diseño térmico aproximado del generador de un sistema de refrigeración por absorción. En el mismo se presenta un amplio estudio bibliográfico sobre el estado del arte de los sistemas de refrigeración por absorción, un análisis de los diversos tipos de metodologías de cálculos con el objetivo de saber la cantidad de biomasa que se debe quemar, así como los cálculos térmicos de las partes fundamentales, con el fin de suplir una demanda de cinco toneladas de refrigeración. Como posibles fuentes de energía térmicas para el sistema se usará la biomasa que se quemará en forma de briqueta tubular para así aprovechar los gases de la combustión.

Introducción.....	1
Problema Científico.....	1
Objetivo General.....	1
Objetivos específicos.....	2
Capitulo I Estado del arte.....	3
1. Refrigeración por Absorción.....	3
1.1 Refrigerantes usados en La Refrigeración por Absorción.....	6
1.2 Sistema Agua – Bromuro de Litio	7
1.4 Refrigeración por Absorción vs. Refrigeración por Compresión de Vapores.	10
1.5 Principio de funcionamiento de un Sistema de Refrigeración por Absorción	10
1.6 Principio de funcionamiento del Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapores.....	11
1.6 Comparación entre los dos sistemas anteriores.....	12
1.7 Residuales térmicos.....	13
1.8 Algunas características técnicas a tener en cuenta.....	14
1.9 El generador de una máquina de absorción de amoníaco/agua.....	14
1.9.1 Generadores de calentamiento directo.....	15
1.9.2 Generadores de calentamiento indirecto.....	15
1.9.2.1De tipo inundado.....	15
1.9.2.2En flujo forzado.....	16
1.9.2.3 En película descendente.....	16
1.10 Generadores de tipo inundado de tubos y carcasa.....	16
1.11 Conclusiones parciales.....	19
Capitulo II Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.....	20
2.1 Balance de masa y de energía del sistema.....	21
2.2 Caudal en masa para cinco toneladas de refrigeración.....	22
2.3 Balance de masa y energía en el generador.....	22
2.4 Calor añadido en el generador.....	23
2.5 Balance de masa y energía para los diferente aparatos del ciclo.....	24

2.5.1 Balance de masa y energía en el absorbedor.....	25
2.5.2 Calor cedido en el absorbedor:.....	25
2.5.3 Calor que aporta el intercambiador: Solución Débil.....	25
2.5.4 Optimizador del Condensador.....	26
2.5.5 Balance térmico.....	26
2.5.6 Trabajo de la Bomba.....	26
2.5.7 Coeficiente de Operación.....	26
2.6 El Generador.....	27
2.6.1 Metodología de diseño térmico del rectificador.....	27
2.6.2 Metodología de diseño de intercambiadores.....	27
2.6.2.1 Definir los flujos másicos ($\overset{o}{m}_1$ y $\overset{o}{m}_2$), las temperatura de entrada y salida de cada uno de los fluidos, así como calores específicos o calor latente y presiones de trabajo.....	27
2.6.2.2 Determinar las cargas térmicas (Q_1 y Q_2).....	27
2.6.2.3 Resumir las propiedades de los fluidos generalmente al la temperatura media (T_M).....	28
2.6.2.4 Decidir si el intercambiador es horizontal o vertical, diámetro, longitud y material de los tubos.....	28
2.6.2.5 Decidir la posición de los fluidos, cual por dentro de los tubos y cual por la coraza.....	28
2.6.2.6 Calcular ΔT_{LMTD}	28
2.6.2.7 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.....	28
2.6.2.8 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2	28
➤ El número de Nusselt:.....	29
➤ El número de Reynolds se calcula según.....	29
2.6.2.9 Calcular U con h_1 y h_2	29
2.6.2.10 Determinar el área de transferencia de calor.....	30
2.6.2.11 Determinar el número total de tubos y el número de pases.....	30
2.6.3 Metodología de diseño térmico de la caldereta.....	30

2.6.3.1 Definir los flujos másicos ($\overset{o}{m}_1$ y $\overset{o}{m}_2$), las temperatura de entrada y salida de cada uno de los fluidos, así como calores específicos o calor latente y presiones de trabajo.....	30
2.6.3.2 Determinar las cargas térmicas (Q_1 y Q_2).....	31
2.6.3.3 Resumir las propiedades de los fluidos generalmente al la temperatura media (T_M).....	31
2.6.3.4 Decidir si el intercambiador es horizontal o vertical, diámetro, longitud y material de los tubos.....	31
2.6.3.5 Decidir la posición de los fluidos, cual por dentro de los tubos y cual por la coraza.....	31
2.6.3.6 Calcular ΔT_{LMTD}	31
2.6.3.7 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.....	32
2.6.3.8 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2	32
➤ El número de Nusselt:.....	32
➤ El número de Reynolds se calcula según.....	32
2.6.3.9 Calcular U con h_1 y h_2	33
2.6.3.10 Determinar el área de transferencia de calor.....	33
2.6.3.11 Determinar el número total de tubos y el número de pases.....	33
➤ Número de pases.....	33
2.6.4 Metodología de diseño térmico de la torre de absorción.....	34
2.6.4.1 Verificación de las concentraciones en partes molares.....	34
2.6.4.2 Consumo molar relativo.	35
2.6.4.3 Relación mínima de reflujo.....	36
2.6.4.4 Relación operativa de reflujo.....	36
2.6.4.5 Ecuaciones de las líneas operativas.....	36
2.6.4.6 Concentraciones media de líquido.....	37
2.6.4.7 Concentración media de vapor.....	37
2.6.4.8 Temperatura media del vapor.....	37
2.6.4.9 Masas molares y densidades medias del vapor.....	38
2.6.4.10 Densidad media del vapor en la columna.....	38

2.6.4.11 Densidad media del líquido en la columna.....	38
2.6.4.12 Velocidad del vapor en la columna.....	38
2.6.4.13 Consumo volumétrico de vapor a través de la columna.....	39
2.6.4.14 Diámetro de la columna.....	39
2.6.4.15 Rectificación de la velocidad media de la columna.....	40
2.6.4.16 Número de platos o etapas teóricas obtenidas por método grafico.	
2.6.4.17 Altura de la torre.....	40
Conclusiones parciales.....	41
Capítulo III Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.....	42
3.1 Cálculos del sistema.....	42
3.1.1 Líquido de purga	43
3.2 Caudal en masa para cinco toneladas de refrigeración.....	43
3.3 Balance de masa y energía en el generador.....	43
3.3.1 Balance de masa en el generador.....	44
3.3.2 Calor añadido en el generador.....	44
3.4 Balance de masa y energía para los diferente aparatos del ciclo.....	44
3.4.1 Balance de masa y energía en el absorbedor.....	44
3.4.2 Calor cedido en el absorbedor:.....	44
3.4.3 Calor que aporta el intercambiador: Solución Débil.....	45
3.4.4 Optimizador del Condensador.....	45
3.4.5 Balance térmico.....	46
3.4.6 Trabajo de la Bomba.....	46
3.4.7 Coeficiente de Operación.....	46
3.5 Cálculo térmico preliminar del rectificador.....	46
3.5.1 Tipo de material.....	47
3.5.2 Diámetro interior y exterior de los tubos.....	47
3.5.3 Longitud de los tubos.	47
3.5.4 Cargas térmicas.....	47
3.5.5 Flujo de aire.....	47
3.5.6 Propiedades de los fluidos a la temperatura media (T_M).....	47
3.5.6.1 Tabla de propiedades de los fluidos.....	48
3.5.7 Calcular ΔT_{LMTD}	48

3.5.8 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.....	48
3.5.9 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2	48
3.5.10 Número de Nusselt.....	49
3.5.11 El número de Reynolds.....	49
3.5.11.1 Velocidad máxima.....	49
3.5.11.2 Velocidad lineal.....	50
3.5.11.3 Área del círculo.....	50
3.5.12 Calcular U con h_1 y h_2	50
3.5.13 Área de transferencia de calor.....	50
3.5.14 Número total de tubos.....	50
3.6 Cálculo térmico preliminar de la caldereta.....	50
3.6.1 Tipo de material.....	51
3.6.2 Diámetro interior y exterior de los tubos.....	51
3.6.3 Longitud de los tubos.	51
3.6.4 Cargas térmicas.....	51
3.6.5 Propiedades de los fluidos a la temperatura media (T_M).....	51
3.6.5.1Tabla de propiedades de los fluidos.....	51
3.6.6 Calcular ΔT_{LMTD}	51
3.6.7 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.....	52
3.6.8 flujo de gases necesario.....	52
3.6.9 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2	52
3.6.10 El número de Nusselt.....	53
3.6.11 El número de Reynolds.....	53
3.6.11.1 Velocidad máxima.....	53
3.6.11.2 Velocidad lineal.....	53
3.6.11.3 Área del círculo.....	53
3.6.12 Calcular U con h_1 y h_2	54
3.6.13 Área de transferencia de calor.....	54
3.6.14 Número total de tubos.	54
3.7 Torre de absorción.....	54
3.7.1 Verificación de las concentraciones en partes molares.....	55

3.7.2 Consumo molar relativo.	55
3.7.3 Relación mínima de reflojo.	55
3.7.4 Relación operativa de reflojo.	55
3.7.5 Ecuaciones de las líneas operativas.....	56
3.7.6 Concentraciones media de líquido.....	56
3.7.7 Concentración media de vapor.....	57
3.7.8 Temperatura media del vapor.....	57
3.7.9 Masas molares y densidades medias del vapor.....	58
3.7.10 Densidad media del vapor en la columna.....	58
3.7.11 Densidad media del líquido en la columna.....	59
3.7.12 Velocidad del vapor en la columna.	59
3.7.13 Consumo volumétrico de vapor a través de la columna.....	59
3.7.13.1 Masa molar de destilado.....	59
3.7.13.2 Temperatura media.....	60
3.7.14 Diámetro de la columna.....	60
3.7.15 Rectificación de la velocidad del vapor en la columna.....	60
3.7.16 Número de platos o etapas teóricas obtenidas por el método grafico.....	60
3.7.16.1 Número de platos teóricos.....	61
3.7.16.2 Número de platos reales.	61
3.7.17 Altura de la torre.....	62
3.8 Análisis Económico.....	62
3.8.1 Calculo de la cantidad de biomasa en kg consumida en una hora.....	62
Característica la briqueta.	62
3.8.2 Costo de las briquetas.....	62
3.8.3 Régimen de trabajo.....	63
Conclusiones parciales.....	64
Tabla de dimensiones del generador.....	64
Conclusiones generales.....	65
Recomendaciones.....	66
Bibliografía.....	67
Anexos	

Introducción.

El hecho de que el planeta esté experimentando un calentamiento global induce a pensar que en un futuro a corto plazo, la necesidad de sistemas de refrigeración en determinada época y latitudes del planeta será imprescindible para el bienestar de los humanos.

Observando como evolucionan los acontecimientos en la actualidad, es difícil detectar que la tecnológica no ha sido orientada en el consumo más óptimo. El desarrollo se ha preocupado más en los beneficios económicos que en los generales.

El derroche de energía no representaba problema alguno hoy días, por lo que la eficiencia se manejaba solamente como un tópico económico. Esto ya no es así, pues la situación ha cambiado y hay que tener en cuenta el deshielo de los polos, los cambios climáticos, el agujero de la capa de ozono, por solo citar algunos.

Los sistemas actuales de refrigeración, fundamentalmente los de compresión son una ironía técnica, pues envía más calor al planeta que frío a las necesidades de las personas.

Es de suponer que si se siguen utilizando los sistemas de refrigeración convencionales, se acelera la espiral del calentamiento de la tierra.

Problema Científico.

Debido a que los sistemas de refrigeración por absorción son instalaciones que poseen un alto costo de inversión no existe una metodología de cálculo térmico donde incluya la transferencia de masa y calor de los principales componentes, como el generador.

Objetivo General.

Realizar el diseño térmico preliminar del generador para un sistema de Refrigeración por Absorción asistido con biomasa compactada para una capacidad de cinco toneladas de refrigeración.

Objetivos específicos.

1. Establecer el esquema de análisis tipo del sistema a utilizar.
2. Realizar los cálculos térmicos del esquema tipo del ciclo de Absorción para cubrir la demanda de refrigeración necesitada con una buena eficiencia energética.
3. Realizar los cálculos térmicos del generador.
4. realizar el diseño térmico de las partes del generador.

capítulo I

1. Refrigeración por Absorción

La primera aparición de La Refrigeración por Absorción data del año 1845, cuando Edmund Carre diseñó y vendió una máquina que utilizaba agua y ácido sulfúrico para el enfriamiento del agua potable.

En 1851 Ferdinand Carre diseña el primer equipo comercial de Refrigeración por Absorción, el cual reemplazó el ácido sulfúrico y agua, por la mezcla de amoníaco y agua.

Con el paso de los años fueron apareciendo de forma empírica, numerosas mejoras a los sistemas anteriores. No es hasta 1913, que aparece la primera base teórica sobre este tópico, mediante un trabajo de Edmund Altenkirch, en el que sentó los principios de la termodinámica correspondiente al uso de las mezclas binarias a utilizar en la absorción.

De 1913 en adelante comienza el desarrollo de los equipos de absorción y es cuando aparecen los primeros listados de posibles mezclas de trabajo para estos ciclos.

Al acabarse La Segunda Guerra Mundial y con el uso del par bromuro de litio y agua, nace la Época Dorada de la Absorción. En esta época se introducen una gama amplia de equipos de gran capacidad.

Como ejemplo de estos equipos se puede señalar, la primera unidad vendida por Carrier en 1945, la cual tenía una potencia de 530 kW y el equipo hermético desarrollado por Trane en 1959.

Es válido destacar que en aquel entonces estos equipos debido al bajo precio del gas y la irregularidad en el sistema de suministro eléctrico gozaban de una gran aceptación.

Tras la crisis del petróleo en los 70 y con el auge de la energía nuclear la Refrigeración por Absorción sufre una caída en su desarrollo, fundamentalmente en los Estados Unidos, acción que favoreció el interés por el Sistema de Compresión de Vapores por accionamiento eléctrico.

Expertos medioambientales han llegado a la conclusión que el factor para medir con mayor exactitud las incidencias sobre el medio ambiente, de una máquina o proceso es el denominado TEI (Total Enviromental Impact), el cual recoge una serie de parámetros, tales como:

-
1. potencial de destrucción de ozono – ODP
 2. potencial de calentamiento global, efecto invernadero – GWP
 3. Consumo de los equipos – COP
 4. Vida atmosférica
 5. Carga de los equipos – refrigerantes
 6. Emisiones de los equipos

Dentro del tema de la refrigeración el parámetro más significativo suele ser el de **consumo de equipos**, este recoge desde los equipos consumidores de energías primarias y fósiles para la obtención de la energía eléctrica que va a ser consumida, por los equipos eléctricos del sistema de refrigeración dado, e incluye las emisiones de dióxido de carbono (CO_2), uno de los gases que provoca el efecto invernadero.

Se ha determinado que el 98% del TEI de una planta frigorífica, se debe a las emisiones de gases de invernadero que se origina en la producción de la energía eléctrica, necesaria para su funcionamiento y que solo el 2% restante se debe a las emisiones de la propia máquina.

Considerando que un sistema por absorción necesita solo un 7% de energía eléctrica, con respecto al consumo de un sistema de compresión de vapor y que la energía térmica consumida proviene cómo afluente de un proceso independiente, se concluye que el TEI del sistema anterior representa solo el 7,15% con respecto al otro. Este valor puede ser reducido si se tiene en cuenta que las unidades por absorción no originan emisiones propias y que en un supuesto caso de rotura, se produjera algún vertido a la atmósfera de sus fluidos interiores, no tendría ningún efecto contaminante para el medio debido a las características químico – físicas de estas sustancias.

Para realizar un diseño correcto de un sistema por absorción, debe tenerse en cuenta entre otros aspectos, la selección adecuada de los materiales a utilizar para la fabricación, tanto de los componentes principales como de los circuitos y conductos secundarios.

Generalmente se utilizan las mezclas de amoníaco – agua ($\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$) y bromuro de litio – agua ($\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}$), sin embargo la aparición de nuevas mezclas en la actualidad, requiere de un estudio acerca de nuevos materiales constructivos.

Los sistemas que en su funcionamiento utilizan $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$, al ser el NH_3 incompatible con el cobre y sus aleaciones y el H_2O ser corrosiva para materiales férreos.

Las unidades comerciales de baja capacidad son habitualmente calentadas por gas natural o propano, siendo el acero el material empleado en el generador y el evaporador, el resto de los componentes y conductos son contruidos con aceros al carbono. El aluminio se comporta eficazmente para los componentes de baja temperatura, los demás circuitos secundarios de agua e intercambiadores de agua caliente se elaboran de cobre.

Debido a que $\text{NH}_3 - \text{H}_2\text{O}$ y $\text{BrLi} - \text{H}_2\text{O}$ se comportan de formas diferentes, causa que otros materiales sean utilizados en sistemas que usen la última mezcla.

Al comportarse esta mezcla de forma corrosiva ante el acero, en estos casos, lo común es el empleo de cobre para los tubos del evaporador y el absorbedor, con la carcasa contruida de acero al carbono. Para los generadores de altas temperaturas (calentados directamente por gas natural), se emplean tubos de aceros inoxidables y para el caso en que sean de baja temperatura (calentados por agua caliente o vapor), es habitual el uso de aleaciones de cobre – níquel.

La aplicación más sencilla es la de aprovechar el calor residual de la combustión de las turbina de calentar agua. Esto permite utilizar al máximo el potencial calorífico del combustible empleado. Estos combustibles pueden ser gases naturales o diesel.

Los principales consumidores de estos sistemas que pueden obtener ventajas de estos son: industrias que requieran calor en su proceso, hoteles que requieren calentar agua, hospitales, entre otros.

En estos casos, el combustible que están consumiendo se desvía de la caldera a la micro turbina y el calor saliente se canaliza a un intercambiador que sustituirán en un 100% o en un porcentaje menor según el proyecto. Por lo que habrá un descenso del consumo de energía eléctrica, tanto en el consumo como en la demanda.

1.1 Refrigerantes usados en La Refrigeración por Absorción

Los equipos de absorción funcionan con una solución compuesta por dos elementos fácilmente separables y miscibles entre ellos, de manera que uno es el refrigerante y el otro el absorbedor.

Estas mezclas deben para lograr un buen funcionamiento cumplir, entre otros, con los siguientes requerimientos:

1. La entalpía de vaporización del refrigerante debe ser elevada, lo que hace que el factor de circulación sea pequeño y esto disminuye la irreversibilidad de la máquina.
2. Para que el proceso de absorción se realice con rapidez el par refrigerante – absorbente debe tener tendencia al equilibrio, esto implica que no solamente el propio proceso de absorción sea extremadamente rápido, sino que también el proceso de difusión, mezcla y transferencia de calor al medio refrigerante externo se realice con suficiente rapidez, lo que trae consigo una baja viscosidad y una alta conductividad térmica de la mezcla.
3. Los fluidos deben ser no corrosivos, aunque siempre se puede evitar la corrosión mediante la eyección de los materiales apropiados.
4. La temperatura de ebullición del absorbente debe ser muy superior a la del refrigerante para que no sea necesaria la rectificación del vapor.
5. Los fluidos de trabajo deben ser de baja toxicidad, disponible en el mercado y de bajos precios.
6. Con la utilización de mezclas de bajo calor específico, implica una reducción del calor a suministrar al generador o a extraer en el absorbedor, esto trae consigo que se alcance un coeficiente de funcionamiento más elevado.
7. El punto de congelación de las mezclas en las diferentes concentraciones que aparezcan en el ciclo deben, ser más bajas que cualquier temperatura del proceso. Además el punto de congelación correspondiente al refrigerante deberá ser menor que la temperatura del

evaporador, esto permite el uso de evaporadores donde el foco frío sea el aire.

8. La solubilidad del refrigerante en el absorbente debe ser lo más elevada posible, factor que hace posible evitar que circulen grandes caudales de solución, que traería consigo grandes pérdidas de calor y requeriría de equipos de grandes dimensiones y todo esto reflejado en un aumento de precios

9. Si la mezcla es inflamable el generador no puede ser accionado directamente mediante la combustión de gas natural o gasóleo, y debe ser necesario intercalar un circuito secundario, implicando el uso de más componentes, resumiéndose al final en un aumento de los costos al hacer la máquina más complicada

En la práctica se utilizan básicamente 2 tipos de soluciones, estas son las siguientes:

1. Bromuro de Litio (BrLi) que actúa como absorbedor y el agua (H_2O) que en este caso pasa actúa como refrigerante
2. Amoníaco (NH_3) que en este caso actúa como refrigerante y el agua (H_2O) que actúa como sustancia absorbente

1.2 Sistema Agua – Bromuro de Litio

Los equipos que utilizan esta solución se usan extensamente en aire acondicionado con capacidades desde 3 ton hasta 700 ton y en otras aplicaciones de temperatura alta, debido a que el agua actúa como refrigerante, estos, no son utilizados en aplicaciones donde la temperatura del evaporador sea menor a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$, viéndose limitado el uso del sistema en el acondicionamiento de aire u otras aplicaciones de refrigeración a alta temperatura. El bromuro de litio es una sustancia sólida, higroscópica que cuando absorbe una concentración de un 30 % de agua pasa al estado líquido. Ningún vapor de bromuro de litio sale acompañado del generador de vapor de agua, es por eso que estos sistemas pueden prescindir de rectificadores y analizadores.

Los valores de las presiones en estos sistemas son bajos, pudiendo alcanzar valores por debajo de la atmosférica y esto es debido a que el refrigerante es el agua.

Uno de los problemas más temibles en equipos que usan esta solución es la cristalización de la misma, hoy en día es un fenómeno perfectamente controlable y puede preverse sin demasiada dificultad mediante el uso de controladores de nivel y de concentración sumado al uso de válvulas automáticas.

Los equipos que utilizan esta solución se caracterizan por lograr el enfriamiento en el absorbedor y condensador mediante agua.

El amoníaco (NH_3 , R717) se reconoció como refrigerante alrededor de 1860, por lo que sus propiedades y posibilidades de aplicación son bastante conocidas.

Ambos principios se desarrollaron posteriormente, pero es el sistema de compresión el que domina el mercado, es decir, el mercado industrial en el que, por razones de seguridad está confinada la refrigeración por amoníaco.

Debido a ciertos inconvenientes que presenta esta sustancia con respecto a la seguridad, el uso actual del amoníaco se limita casi exclusivamente a grandes fábricas industriales. Sin embargo, la polémica de los refrigerantes fluorados y el efecto invernadero ha renovado el interés en el amoníaco como refrigerante.

Concretamente, la industria de la alimenticia utiliza en gran medida la refrigeración por amoníaco, tanto en la preparación como en el almacenamiento de los alimentos. También lo hacen las industrias químicas de transformación, en estos sectores de Canadá y EE.UU., el amoníaco domina sobre otros refrigerantes en una relación de 5 a 1. En Europa, esta relación es de alrededor de 1 a 1.

Las propiedades físicas del amoníaco lo convierten en un líquido con una transferencia de calor considerablemente superior a la de los refrigerantes fluorados más utilizados.

Su capacidad es de cuatro a cinco veces mayor que la del R12 y el R22, cuyas capacidades de transferencia de calor se ven disminuidas en la práctica cuando se mezclan con el aceite. El amoníaco no se mezcla con el aceite.

Como fluido frigorífico el amoníaco presenta numerosas ventajas siendo las más importantes las siguientes:

a) Posee buenas propiedades termodinámicas, de transferencia de calor y de masa, en particular dentro de las condiciones definidas de servicios y el COP de máquinas es uno de los mejores.

b) Es químicamente neutro para los elementos de los circuitos frigoríficos, salvo para el cobre y sus aleaciones que son materiales ampliamente usados en las instalaciones con fluidos halogenados. Es por eso que no se debe cargar amoníaco en los circuitos con refrigerantes halogenados.

c) El amoníaco no se mezcla con el aceite de lubricación

d) No es sensible a la presencia de aire húmedo o del agua

e) Es fácilmente detectable en caso de fuga así sea muy leve, de esta forma es muy difícil tener una falla del circuito por vaciado progresivo de la instalación

f) Las máquinas frigoríficas de amoníaco son de un precio muy competitivo en inversión inicial y costo de funcionamiento (buen aprovechamiento de la energía)

La cantidad de gas amoníaco absorbida por el agua es función directa de la presión es inversamente de la temperatura. El aumento de la presión y la disminución de la temperatura favorece la absorción, por consiguiente un aumento o disminución de alguno de estos parámetros influye considerablemente en algunas de estas variables.

A presión atmosférica el agua absorbe aproximadamente 900 veces su volumen gaseoso a 0°C y lo libera en su totalidad a 100°C. Los equipos que utilizan esta solución necesariamente el enfriamiento correspondiente al generador y al absorbedor deben de ser por aire y estos son utilizados ampliamente para refrigerar alimentos y como equipos de climatización de hasta 20 kW de potencia.

1.4 Refrigeración por Absorción vs. Refrigeración por Compresión de Vapores.

La refrigeración consiste, por medio de procedimientos y sistemas adecuados en la disminución de la temperatura en relación con el medio ambiente del medio circundante, para ello se requiere extraer calor, o sea restar calor al cuerpo que se quiere refrigerar.

En la actualidad se puede contar con numerosos sistemas de refrigeración, que permiten realizar la acción antes expuesta, los más conocidos y empleados en la actualidad son los que a continuación se les hará referencia.

1.5 Principio de funcionamiento de un Sistema de Refrigeración por Absorción

La propiedad por la cual dos fluidos en presencia uno del otro se compenetran sin dar lugar a una sustancia nueva y luego mediante el suministro de calor estos dos fluidos se separen, se llama físicamente absorción.

En la técnica frigorífica la producción del frío puede ser conseguida con el circuito físico nombrado absorción.

Este consiste en hacer absorber el refrigerante por una sustancia líquida, hacerlo separar de tal líquido mediante el calor, reducirlo sucesivamente a líquido y después hacerlo evaporar. En la evaporación, está verdaderamente la fase útil de la refrigeración, por cuanto se aprovecha el frío producido por el fluido refrigerante que pasa de líquido a gas absorbiendo el calor de los cuerpos y de las sustancias que lo circundan.

Este ciclo por lo tanto es sencillo ya que está formado por:

1. Por un cuerpo que se calienta (caldera, hervidor difusor o generador) tiene en su interior la mezcla de líquido absorbedor y del fluido refrigerante. A
2. Por un cuerpo enfriador donde el fluido refrigerante gaseoso procedente de la caldera es enfriado por aire o agua y se condensa, por eso a este se llama condensador. B
3. Por un cuerpo donde llega el fluido líquido e intercambia calor con el exterior, pasa de líquido a gaseoso sustrayendo calor externo, es decir produciendo frío y por eso se llama refrigerante o mejor evaporador. C

4. Por un cuerpo donde el gas refrigerante frío es reabsorbido por el líquido absorbedor, en el dispositivo donde ocurre esta acción se llama absorbedor. D

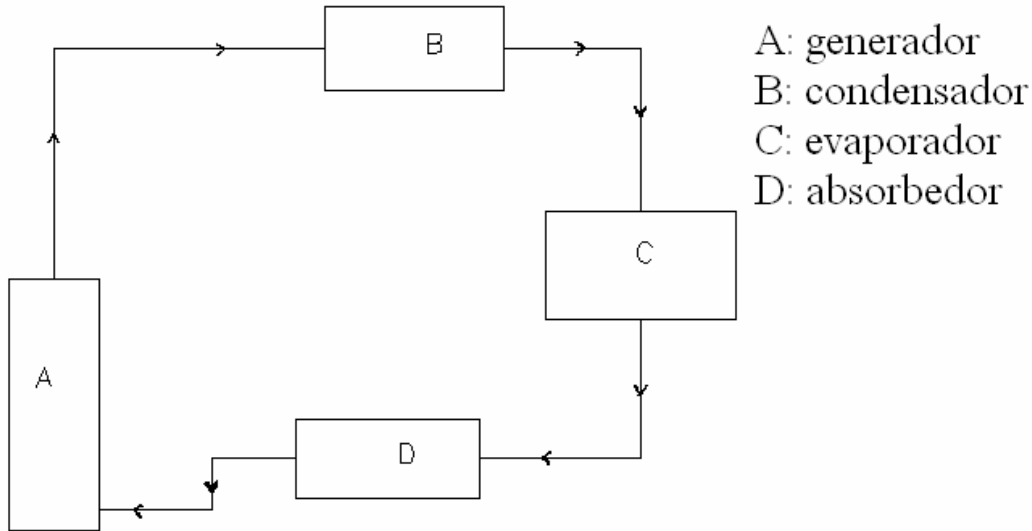


Fig. 1.1 Diagrama general de un ciclo de Refrigeración por Absorción.

Este método por absorción solo se suele utilizar cuando hay una fuente de calor residual barata, por lo que la producción de frío es mucho más económica y ecológica, aunque su rendimiento es bastante pequeño.

1.6 Principio de funcionamiento del Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapores.

Este sistema de refrigeración para su funcionamiento requiere de cuatro dispositivos:

- Compresor
- Condensador
- Dispositivo de expansión
- Evaporador

En cada dispositivo mencionado anteriormente ocurren los cuatro procesos fundamentales, estos son los siguientes y coinciden respectivamente con los dispositivos mencionados anteriormente:

- La compresión
- La condensación

- La regulación
- La evaporación

En el evaporador el refrigerante absorbe calor del espacio que esté enfriando y se evapora. El vapor al salir del condensador pasa al compresor el cual tiene la función de incrementar la presión y la temperatura del vapor refrigerante.

Al salir del compresor el gas sobrecalentado a alta presión, llega al condensador, dispositivo que puede ser enfriado por aire o por agua, en donde el refrigerante pasa al estado líquido.

Después del condensador, el refrigerante líquido pasa a través del dispositivo de expansión, donde su presión y temperaturas se ven transformadas, bajando hasta alcanzar las condiciones existentes en el evaporador, de aquí el refrigerante pasa al estado de vapor a baja presión entrando nuevamente en el compresor repitiendo de nuevo el ciclo.

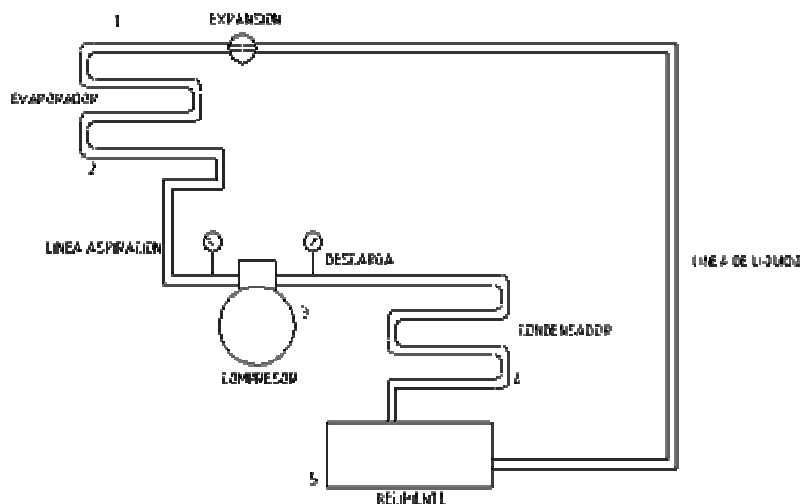


Fig. 1.2 Diagrama general de un ciclo de Refrigeración por Compresión.

1.6 Comparación entre los dos sistemas anteriores

El equipo de absorción en sí mismo es mucho más simple y barato que el equipo de vapor-compresión de tonelaje comparable. Sin embargo, debido a que el sistema de absorción tiene muy pocas piezas en movimiento, su funcionamiento es con menos ruido y con menos movimiento que los sistemas de vapor-compresión. El coeficiente termodinámico de funcionamiento es

mucho menor en los sistemas de absorción, siendo comparativamente de 1 contra 4 del sistema vapor-compresión, operando bajo las mismas condiciones.

Sin embargo dado que la energía se suministra directamente en forma de calor, resulta menos caro y más eficiente que cuando éste debe de pasar por varias fases de transformación.

Los sistemas de absorción por lo general no son económicos cuando debe de instalarse una caldera para utilizarse directamente en la generación de refrigeración, cuando la capacidad de la caldera se tiene disponible todo el tiempo, como cuando se usa vapor para calefacción en invierno, o cuando el calor desechado se le usa para varios procesos industriales, entonces se deberá considerar el sistema de absorción.

Es importante que se deba considerar el costo de los equipos, que en el caso, de equipos de absorción son como 1,5 veces más caros que los de compresión, pero se deberá considerar en una evaluación el costo de la instalación eléctrica ya que se requiere toda una instalación para alimentar a los equipos de compresión.

1.7 Residuales térmicos

En muchos de los diversos procesos industriales se desprenden residuales térmicos que de una forma directa o indirecta ayudan al deterioro del medio ambiente. Residuales que pueden ser utilizados como fuentes de energías para los diferentes Sistemas de Refrigeración por Absorción. Algunos de ellos son:

- Los gases de combustión, son la fuente más común de pérdida de calor, desde que la mayoría de las plantas tienen algún formulario de calderas, secadores u hornos. Esta fuente de energía desechada tiene varias ventajas. La cantidad de calor recuperable puede ser significativa, dado que la masa de gases de combustión es de 15 a 20 veces mayor que la masa de combustible real. También las temperaturas de los gases de combustión son normalmente altas, así que, proporcionan una fuente de energía de calor de calidad relativamente alta que puede ser directamente usada en la planta de absorción

- Muchas plantas, particularmente en la Industria Química, que tienen procesos de reacciones exotérmicas. La energía calorífica generada por estos procesos puede ser recuperada para otros usos

1.8 Algunas características técnicas a tener en cuenta

Sistema de BrLi – H₂O

- ✓ En estos sistemas se requiere que el calor a suministrar se le entregue a temperaturas relativamente bajas (alrededor de los 100 °C)
- ✓ Generalmente necesitan de una torre de enfriamiento para disipar calor
- ✓ Las temperaturas más bajas en el evaporador deben estar por encima de los 0 °C

Sistemas de N₃H - H₂O

- ✓ Las temperaturas de calor suministrada a estos grupos deben ser mayores de 100 °C
- ✓ No requiere de torres de enfriamientos
- ✓ En los evaporadores de estos sistemas se pueden obtener temperaturas muy por debajo de los 0 °C

De lo anteriormente expuesto podemos concluir que:

A pesar que las unidades que trabajan con N₃H - H₂O requieren de calor a mayores temperaturas que los de BrLi – H₂O, estos al prescindir de torres de enfriamiento pueden ser usados en lugares donde la calidad y la disponibilidad del agua sean limitadas.

Por otra parte al poder obtener temperaturas por debajo de los 0 °C, les permite que su campo de aplicación sea más amplio, recorriendo desde la refrigeración industrial hasta la doméstica.

1.9 El generador de una máquina de absorción de amoníaco/agua

En el generador de una máquina de absorción se produce la separación parcial de la mezcla amoníaco/agua. En este ocurre la separación del

refrigerante, es decir, del componente más volátil de la mezcla, por lo que se obtiene vapor refrigerante y una disolución débil, a partir de la disolución fuerte procedente del absorbedor. Dicho proceso de separación o generación de refrigerante requiere el aporte de calor externo, a una temperatura superior a la de saturación de la disolución fuerte líquida, correspondiente a la presión existente en el generador.

Los generadores pueden clasificarse en función de la forma en la que se aporta el calor externo:

1.9.1 Generadores de calentamiento directo: Son aquellos en los que el calor se aporta directamente desde la fuente de energía, por combustión, cuya llama incide directamente sobre las superficies del generador, o calentamiento directo mediante resistencias eléctricas. La mayor aplicación comercial de estos generadores se encuentra en los sistemas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ de reducida potencia, en los que se suele utilizar gas natural como combustible. El calentamiento mediante resistencias eléctricas solamente se utiliza en montajes experimentales.

1.9.2 Generadores de calentamiento indirecto: Son aquellos en los que se utiliza un fluido portador que cede calor a la disolución en un intercambiador que constituye el generador. El aporte de energía al fluido calefactor puede realizarse quemando algún combustible en una caldera, para producir agua caliente o vapor de agua, o bien utilizando calores residuales de distintos procesos.

Los generadores de calentamiento indirecto son los generadores adecuados para el uso de energía solar y gases residuales. Dentro de estos generadores se encontrarían los siguientes tipos:

1.9.2.1 De tipo inundado: Este tipo de intercambiadores se caracteriza porque el líquido permanece estancado en un recinto donde se sitúa un serpentín por donde circula el fluido de calentamiento. El tipo de ebullición es fundamentalmente ebullición nucleada, por lo que la diferencia de

temperaturas entre la pared y el fluido es la que caracteriza los coeficientes de transferencia de calor. El tipo más representativo sería el Kettle, y quizás el más utilizado en plantas de amoníaco/agua, cuando el calentamiento es indirecto.

1.9.2.2 En flujo forzado: Se caracteriza por que la corriente de líquido fluye por los tubos con un cierto componente de velocidad, lo que hace que se obtengan mejores coeficientes de transferencia de calor, y no se encuentran tan influenciado por la diferencia de temperaturas entre la pared y el líquido. Dentro de este tipo, quizás los más utilizados en todos los procesos industriales son los intercambiadores de flujo forzado inducido por termosifón.

1.9.2.3 En película descendente: Este tipo de generadores se caracterizan porque el fluido se evapora a partir de una capa delgada sobre una pared.

Los generadores por calentamiento indirecto pueden ser en principio cualquier tipo de intercambiador, aunque normalmente se utilizan tubos y carcasa.

1.10 Generadores de tipo inundado de tubos y carcasa

Uno de los generadores más utilizados en instalaciones de amoníaco/agua son los generadores de carcasa tipo **Kettle**, (Colibri, Technicold Services Inc., Gordon Brothers Industries). La principal razón que ha llevado al uso de este tipo de intercambiadores en las plantas de amoníaco/agua ha sido que dado que las máquinas de absorción de amoníaco/agua se han caracterizado por ser proyectos tipo llave en mano, donde la empresa instaladora diseña los equipos en función de la demanda, y a la vez la empresa instaladora es la encargada del mantenimiento de la misma, lo que provoca que los diseños se hacen con el objetivo de cumplir con seguridad los cálculos del diseño.

Estos generadores se caracterizan por una carcasa de mayor diámetro que el haz de tubos, separándose en esta carcasa el líquido del vapor, y donde

normalmente el nivel de líquido se mantiene por medio de deflectores. En la Figura 1.3 se muestra la configuración de un generador tipo Kettle.

Estos intercambiadores tienen como principal ventaja la no dependencia de condiciones hidrodinámicas, y que el coeficiente global de transferencia de calor no es demasiado sensible a la cantidad de vapor generado, salvo que se genere mucho vapor. Como principal inconveniente tienen que, para mezclas con diferencias grandes entre sus temperaturas de saturación, se produce un aumento de la temperatura de ebullición por acumulación del componente pesado, lo cual reduce el gradiente de temperaturas disponible para la ebullición. Este efecto causa que los Kettle y los generadores de vapor internos sean los intercambiadores que peor aprovechan los gradientes de temperaturas disponibles.

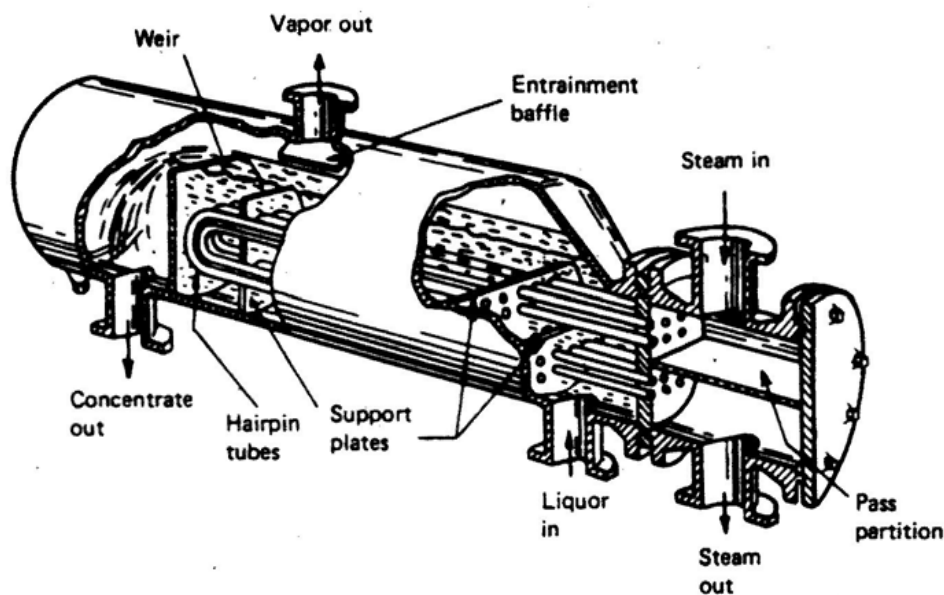


Figura 1.3 Figura de un Reboiler o generador de vapor tipo Kettle.

En la Figura 1.4 se muestra el esquema de como sería la instalación de un generador de vapor en una máquina de absorción de amoníaco/agua.

Existen dentro de los generadores de tipo inundado, los generadores de vapor internos, que consisten en un haz de tubos encastrado directamente en el fondo de la columna de destilación, lo que los hace más económicos que los generadores tipo kettle, al ahorrar costes de la carcasa, aunque para aquellos diseños en los que se requieran diferencias de temperatura pequeñas, las necesidades de área de intercambio del haz de tubos hace que sea imposible situarlos en la carcasa de la columna de destilación.

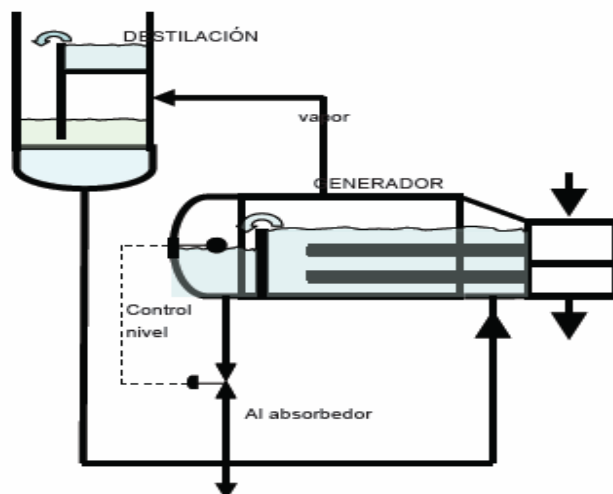


Figura 1.4 Esquema de un generador de vapor en una instalación de amoníaco/agua.

1.11 Conclusiones parciales.

- Los equipos de absorción pueden ser considerados como la alternativa actual más ecológica para el aire acondicionado y otras utilidades donde se precise refrigeración
- No afectan a la capa de ozono ni al efecto invernadero. Además pueden utilizar gas natural como energía primaria de alimentación
- La flexibilidad de alimentación (agua caliente, vapor o llama de gas directa) hace que se adapten a distintos tipos de utilización y puedan potenciar otras tecnologías de ahorro energético como cogeneración
- Las máquinas de absorción, tienen unas prestaciones y un rendimiento energético global similar al de otras tecnologías de climatización, garantizando las mismas condiciones de confort que los equipos de compresión.

Capítulo II

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

En este capítulo se propone y describe una metodología de cálculo la cual es utilizada para realizar los cálculos térmicos del generador.

Para el diseño térmico del generador se realizó un balance de masa y de energía del sistema para saber la cantidad de flujo de refrigerante capaz de suplir la demanda de cinco toneladas de refrigeración, además se dividió el generador en tres partes fundamentales las cuales se le realizaron los cálculos de diseño térmico:

Partes en que se dividió el generador.

1. Rectificador.
2. Torre de absorción.
3. Caldereta.

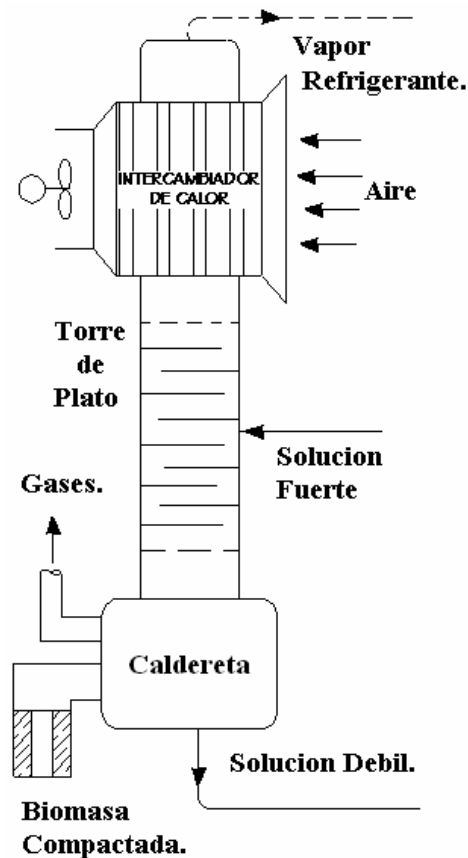


Fig. 2.1 Generador

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.2 Caudal en masa para cinco toneladas de refrigeración.

El caudal es el mismo para los puntos 1, 2, 3 (figura 2.1) por el principio de conservación de la masa, donde la masa que sale es igual a la que entra y se calcula, dividiendo la cantidad de energía a disipar entre la diferencia de entalpía en los puntos 2 y 3 de la figura 2.1.

$$m_1 = m_2 = m_3 = \frac{\text{Ton} * 50,4 \text{ Cal} / \text{min}}{h_3 - h_2} \quad (2.2)$$

Donde:

m_1 = el caudal en el punto 1 en kg/s

m_2 = el caudal en el punto 2 en kg/s

m_3 = el caudal en el punto 3 en kg/s

h_3 = la entalpía en el punto 3 en kJ/kg

h_2 = la entalpía en el punto 2 en kJ/kg

2.3 Balance de masa y energía en el generador.

En este componente se extrae el refrigerante de la solución (amoníaco-agua) mediante energía térmica aplicada por biomasa. El generador en su interior tiene un elemento de transmisión de calor el cual se encuentra totalmente inundado en solución refrigerante. Realizando un balance de masa en el generador según las concentraciones, entradas y salidas se obtiene:

$$m_1 + m_5 = m_6 \quad (2.3)$$

$$m_1 x_1 + m_5 x_5 = m_6 x_6 \quad (2.4)$$

Sustituyendo la ecuación 2.3 en la ecuación 2.4 para encontrar m_6

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

$$\begin{aligned} m_1 + m_5 &= m_6 \rightarrow m_1 = m_6 - m_5 \\ m_1 x_1 + (m_6 - m_1) x_5 &= m_6 x_6 \rightarrow m_1 x_1 + m_6 x_5 - m_1 x_5 = m_6 x_6 \\ m_1 x_1 - m_1 x_5 &= m_6 x_6 - m_6 x_5 \rightarrow m_1 x_1 - m_1 x_5 = m_6 (x_6 - x_5) \\ m_1 &= \frac{m_6 (x_6 - x_5)}{(x_1 - x_5)} \end{aligned} \quad (2.5)$$

$$m_6 + m_1 = m_5 \quad (2.6)$$

Donde:

m_5 = el caudal en el punto 5 en kg/s.

m_6 = el caudal en el punto 6 en kg/s.

m_1 = el caudal en el punto 1 en kg/s.

2.4 Calor añadido en el generador.

$$Q_g = m_1 h_1 + m_5 h_5 - m_6 h_6 \quad (2.7)$$

Donde:

m_5 = el caudal en el punto 5 en kg/s. h_5 = entalpía en el punto 5 kJ/kg.

m_6 = el caudal en el punto 6 en kg/s. h_6 = entalpía en el punto 6 kJ/kg.

m_1 = el caudal en el punto 1 en kg/s. h_1 = entalpía en el punto 1 kJ/kg.

Q_g = calor añadido en el generador en kW.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.5 Balance de masa y energía para los diferentes aparatos del ciclo.

2.5.1 Balance de masa y energía en el absorbedor

$$m_7 = m_8 - m_4 \quad (2.8)$$

Se sustituye la ecuación 2.8 en la ecuación 2.9 para encontrar m_8

$$\begin{aligned} m_8 x_8 &= m_4 x_4 + m_7 x_7 \\ m_8 x_8 &= m_4 x_4 + (m_8 - m_4) x_7 \\ m_8 &= \frac{m_4 x_4 - m_4 x_7}{x_8 - x_7} \end{aligned} \quad (2.9)$$

2.5.2 Calor cedido en el absorbedor:

$$\begin{aligned} Q_{abs} &= Q_{sal} - Q_{ent} \\ Q_{abs} &= m_7 h_7 + m_4 h_4 - m_8 h_8 \end{aligned} \quad (2.10)$$

2.5.3 Calor que aporta el intercambiador: Solución Débil

$$Q_{ISD} = m_5 (h_{5L} - h_{7L}) \quad (2.11)$$

Como $Q_{ISD} = Q_{ISF}$

$$Q_{ISF} = m_8 (h_{6LSF} - h_{8L}) \quad (2.12)$$

Donde:

Q_{ISD} = el calor de la solución débil en kW

Q_{ISF} = el calor de la solución fuerte en kW

m_8 = el caudal en el punto 8 en kg/s

h_{6LSF} = la entalpía de la solución fuerte en el punto 6 en kJ/kg

h_{8L} = la entalpía del líquido en el punto 8 en kJ/kg

Se sustituye la respuesta de la ecuación 2.11 en la ecuación 2.12 y se obtiene la ecuación 2.13.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

$$h_{6LSF} = \frac{Q_{ISD} + m_8 \cdot h_{L8}}{m_8} \quad (2.13)$$

Donde:

Q_{ISD} = el calor de la solución débil en kW

m_8 = el caudal en el punto 8 en kg/s

h_{8L} = la entalpía del líquido en el punto 8 en kJ/kg

2.5.4 Optimizador del Condensador

$$Q_{cond} = m_1(h_{1V} - h_{2L}) \quad (2.14)$$

Donde:

m_1 = el caudal del punto 1 en kg/s

h_{1V} = la entalpía del vapor en el punto 1 en kJ/kg

h_{2L} = la entalpía del líquido en el punto 2 en kJ/kg

Q_{cond} = el calor del condensador en kW

$$Q_{opt} = m_3(h_{4V} - h_{3L}) \quad (2.15)$$

Donde:

m_3 = el caudal del punto 1 en Kg/s

h_{4V} = la entalpía del vapor en el punto 4 en kJ/kg

h_{3L} = la entalpía del líquido en el punto 3 en kJ/kg

Q_{opt} = el calor del optimizador en kW

$$Q_{aire} = Q_{cond} - Q_{opt} \quad (2.16)$$

Donde:

Q_{aire} = el calor del aire en kW

Q_{cond} = el calor del condensador en kW

Q_{opt} = el calor del optimizador en kW

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.5.5 Balance térmico

$$Q_{gen} + Q_{evap} = Q_{cond} - Q_{abs} \quad (2.17)$$

Donde:

Q_{gen} = calor añadido en el generador en kW.

Q_{abs} = calor cedido en el absorbedor en kW.

Q_{cond} = el calor del condensador en kW.

Q_{evap} = calor cedido en el evaporador en kW.

2.5.6 Trabajo de la Bomba

$$W_b = m_6 (h_{L6} - h_{L8}) \quad (2.18)$$

Donde:

W_b = trabajo de la bomba en kW

m_6 = el caudal en el punto 6 en kg/s

h_{L6} = la entalpía del líquido en el punto 6 en kJ/kg

h_{L8} = la entalpía del líquido en el punto 8 en kJ/kg

2.5.7 Coeficiente de Operación.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_b} \quad (2.19)$$

Donde:

COP = coeficiente de operación. W_b = trabajo de la bomba en kW.

Q_{evap} = calor cedido en el evaporador en kW

Q_{gen} = calor añadido en el generador en kW

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6 El Generador.

Es el encargado de separar el refrigerante del líquido absorbente mediante la suministración de calor, para su diseño térmico se dividió en tres partes fundamentales:

1. Rectificador.
2. Torre de absorción.
3. Caldereta.

2.6.1 Metodología de diseño térmico del rectificador.

Este es el encargado de que el vapor de amoníaco salga a 70 °C de temperatura y con una concentración de 0.988%. Para esto se utilizó la metodología de diseño para intercambiadores de calor.

2.6.2 Metodología de diseño de intercambiadores.

2.6.2.1 Definir los flujos máscicos ($\dot{m}_1$ y $\dot{m}_2$), las temperatura de entrada y salida de cada uno de los fluidos, así como calores específicos o calor latente y presiones de trabajo.

Donde:

$\dot{m}_1$ y $\dot{m}_2$ = flujo del líquido caliente y frío respectivamente.

2.6.2.2 Determinar las cargas térmicas (Q_1 y Q_2).

$$Q_1 = \dot{m}_1 C_p(\Delta t) \quad (2.20)$$

$$Q_2 = Q_1 + 3\%Q_1 \quad (2.21)$$

Donde:

Q_1 = carga térmica del fluido que se calienta.

Q_2 = carga térmica que se enfría.

C_p = calor específico.

Δt = diferencia de temperatura de entrada y salida

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.2.3 Resumir las propiedades de los fluidos generalmente al la temperatura media (T_M).

$$T_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2.22)$$

Donde:

t_1 = temperatura de entrada.

t_2 = temperatura de salida.

2.6.2.4 Decidir si el intercambiador es horizontal o vertical, diámetro, longitud y material de los tubos.

2.6.2.5 Decidir la posición de los fluidos, cual por dentro de los tubos y cual por la coraza.

2.6.2.6 Calcular ΔT_{LMTD} .

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (2.23)$$

Donde:

T_1 temperatura del fluido caliente y t_2 temperatura del fluido frío.

1 entrada y 2 salida.

2.6.2.7 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.

2.6.2.8 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2 .

$$h_1 = \frac{Nu * \lambda}{d} \quad (2.24)$$

$$h_2 = \frac{Nu * \lambda}{d} \quad (2.25)$$

Donde:

d = el diámetro del tubo en m

λ = la conductividad térmica de aire en W/m.K.

Nu = número de Nusselt

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

➤ El número de Nusselt:

El número de Nusselt se calcula según la ecuación (2.26)

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,3} \quad (2.26)$$

Donde:

Re = número de Reynolds

Pr = número de Prandtl

➤ El número de Reynolds se calcula según:

El número de Reynolds se calcula según la ecuación 2.27.

$$Re = \frac{4 * \overset{\circ}{m}}{\pi * d_i * \mu} \quad (2.27)$$

Donde:

V = es la velocidad del vapor de amoníaco m/s

d = es el diámetro del tubo en m

v = es la viscosidad de la solución fuerte en m²/s

Si el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento pero si el número de Reynolds es menor que 2300 entonces el flujo es laminar.

2.6.2.9 Calcular U con h₁ y h₂.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\lambda}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (2.28)$$

Donde:

h₁ = el coeficiente de conductividad térmica del aire en W/m².K

h₂ = el coeficiente de conductividad térmica del vapor de amoníaco en W/m².K

λ = espesor de los tubos.

k = conductividad del material.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.2.10 Determinar el área de transferencia de calor.

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T} \quad (2.29)$$

Donde:

Q = cantidad de calor kW

U = el coeficiente de emisión calorífica en W/m².K

Δt_m = la diferencia de temperatura en K

2.6.2.11 Determinar el número total de tubos y el número de pases.

$$n = \frac{A}{\pi * d_m * l} \quad (2.30)$$

Donde:

n = números de tubos.

A = área total de transferencia en m².

d = diámetro medio de los tubos m.

l = longitud de los tubos en m.

2.6.3 Metodología de diseño térmico de la caldereta.

Esta es la encargada de que la solución de agua y amoníaco se evapore provocando el flujo de vapor de amoníaco deseado.

Para el diseño térmico de la caldereta se utilizó la metodología de cálculo de intercambiadores de calor de tubo y coraza.

2.6.3.1 Definir los flujos máscicos ($\overset{o}{m}_1$ y $\overset{o}{m}_2$), las temperatura de entrada y salida de cada uno de los fluidos, así como calores específicos o calor latente y presiones de trabajo.

Donde:

$\overset{o}{m}_1$ y $\overset{o}{m}_2$ = flujo del líquido caliente y frío respectivamente.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.3.2 Determinar las cargas térmicas (Q_1 y Q_2).

$$Q_1 = \dot{m}_1 h_{fg} \quad (2.31)$$

$$Q_2 = Q_1 + 3\%Q_1 \quad (2.32)$$

Donde:

Q_1 = carga térmica del fluido que se calienta.

Q_2 = carga térmica que se enfría.

h_{fg} = calor latente en

2.6.3.3 Resumir las propiedades de los fluidos generalmente al la temperatura media (T_M).

$$T_m = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (2.33)$$

Donde:

t_1 = temperatura de entrada.

t_2 = temperatura de salida.

2.6.3.4 Decidir si el intercambiador es horizontal o vertical, diámetro, longitud y material de los tubos.

2.6.3.5 Decidir la posición de los fluidos, cual por dentro de los tubos y cual por la coraza.

2.6.3.6 Calcular ΔT_{LMTD} .

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad (2.34)$$

Donde:

T_1 temperatura del fluido caliente y t_2 temperatura del fluido frío.

1 entrada y 2 salida.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.3.7 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.

2.6.3.8 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2 .

$$h_1 = \frac{Nu * \lambda}{d} \quad (2.35)$$

$$h_2 = \frac{Nu * \lambda}{d} \quad (2.36)$$

Donde:

d = el diámetro del tubo en m

λ = la conductividad térmica de aire en W/m.K.

Nu = número de Nusselt

➤ **El número de Nusselt:**

El número de Nusselt se calcula según la ecuación (2.37)

$$Nu = 0,023 * Re^{0,8} * Pr^{0,4} \quad (2.37)$$

Donde:

Re = número de Reynolds

Pr = número de Prandtl

➤ **El número de Reynolds se calcula según:**

El número de Reynolds se calcula según la ecuación 2.38.

$$Re = \frac{V * d}{\nu} \quad (2.38)$$

Donde:

V = es la velocidad del vapor de amoníaco m/s

d = es el diámetro del tubo en m

ν = es la viscosidad de la solución fuerte en m^2/s

Si el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento pero si el número de Reynolds es menor que 2300 entonces el flujo es laminar.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.3.9 Calcular U con h_1 y h_2 .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\lambda}{k} + \frac{1}{h_2}} \quad (2.39)$$

Donde:

h_1 = el coeficiente de conductividad térmica del aire en $W/m^2.K$

h_2 = el coeficiente de conductividad térmica del vapor de amoníaco en $W/m^2.K$

λ = espesor de los tubos.

k = conductividad del material.

2.6.3.10 Determinar el área de transferencia de calor.

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T} \quad (2.40)$$

Donde:

Q = cantidad de calor kW

U = el coeficiente de emisión calorífica en $W/m^2.K$

Δt_m = la diferencia de temperatura en K

2.6.3.11 Determinar el número total de tubos y el número de pases.

$$n = \frac{A}{\pi * d_m * l} \quad (2.41)$$

➤ Numero de pases.

$$n_{pases} = \frac{n}{2} \quad (2.42)$$

Donde:

n = números de tubos.

A = área total de transferencia en m^2 .

d = diámetro medio de los tubos m.

l = longitud de los tubos en m.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.4 Metodología de diseño térmico de la torre de absorción.

Esta es la encargada de que el vapor de amoníaco procedente de la evaporación en la caldereta alcance la concentración deseada. Este diseño térmico preliminar se basa en determinar el diámetro, la cantidad de platos teóricos y por ende la altura. Para esto se utilizó la metodología de cálculo expuesta en *Problemas y Ejemplos para el curso de Operaciones Básicas y Aparatos en Tecnología Química. Tomo II*.

2.6.4.1 Verificación de las concentraciones en partes molares.

$$X_f = \frac{\frac{X_f}{M_{NH_3}}}{\frac{X_f}{M_{NH_3}} + \frac{100 - X_f}{M_{H_2O}}} \quad (2.43)$$

$$X_D = \frac{\frac{X_D}{M_{NH_3}}}{\frac{X_D}{M_{NH_3}} + \frac{100 - X_D}{M_{H_2O}}} \quad (2.44)$$

$$X_W = \frac{\frac{X_W}{M_{NH_3}}}{\frac{X_W}{M_{NH_3}} + \frac{100 - X_W}{M_{H_2O}}} \quad (2.45)$$

Donde:

X_f = concentración de la solución fuerte en kg/kmol.

X_D = concentración del vapor de amoníaco en kg/kmol.

X_W = concentración de la solución débil en kg/kmol.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.4.2 Consumo molar relativo.

$$F = \frac{X_D - X_W}{X_f - X_W} \quad (2.46)$$

Donde:

X_f = concentración de la solución fuerte en kg/kmol.

X_D = concentración del vapor de amoníaco en kg/kmol.

X_W = concentración de la solución débil en kg/kmol.

2.6.4.3 Relación mínima de reflojo.

$$R_{\min} = \frac{X_D - y_f^*}{y_f^* - X_f} \quad (2.47)$$

Donde:

X_f = concentración de la solución fuerte en kg/kmol.

X_D = concentración del vapor de amoníaco en kg/kmol.

y_f^* = concentración del vapor que se encuentra en equilibrio con el líquido de alimentación.

2.6.4.4 Relación operativa de reflojo.

$$R = 1.3 * R_{\min} + 0.3 \quad (2.48)$$

Donde:

$R_{\min}$ = relación mínima de flujo

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.4.5 Ecuaciones de las líneas operativas.

➤ Parte superior de la columna

$$y = \frac{R}{R+1} * X + \frac{X_D}{R+1} \quad (2.49)$$

➤ Parte inferior de la columna

$$y = \frac{R+F}{R+1} * X + \frac{F-1}{R+1} X_W \quad (2.50)$$

2.6.4.6 Concentraciones media de líquido.

➤ Parte superior de la columna

$$X^I_M = \frac{X_f + X_D}{2} \quad (2.51)$$

➤ Parte inferior de la columna

$$X^{II}_M = \frac{X_f + X_W}{2} \quad (2.52)$$

2.6.4.7 Concentración media de vapor.

➤ Parte superior de la columna.

$$y^I_M = \frac{R}{R+1} * X^I_M + \frac{X_D}{R+1} \quad (2.53)$$

➤ Parte inferior de la columna.

$$y^{II}_M = \frac{R+F}{R+1} * X^{II}_M - \frac{F-1}{R+1} \quad (2.54)$$

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.4.8 Temperatura media del vapor.

Estas se obtienen del gráfico T vs X según las concentraciones medias del vapor en la parte inferior y superior. (Anexo 7)

2.6.4.9 Masas molares y densidades medias del vapor.

➤ Parte superior de la columna

$$M^I_m = y^I_m * M_{NH_3} + (1 - y^I_m) * M_{H_2O} \quad (2.55)$$

$$\rho^I_m = \frac{M^I_m * T_0}{22.4 * T^I_m} \quad (2.56)$$

➤ Parte inferior de la columna

$$M^{II}_m = y^{II}_m * M_{NH_3} + (1 - y^{II}_m) * M_{H_2O} \quad (2.57)$$

$$\rho^{II}_m = \frac{M^{II}_m * T_0}{22.4 * T^{II}_m} \quad (2.58)$$

2.6.4.10 Densidad media del vapor en la columna.

$$\rho_{vap} = \frac{\rho^I_m + \rho^{II}_m}{2} \quad (2.59)$$

2.6.4.11 Densidad media del líquido en la columna.

$$\rho_{liq} = \frac{\rho_{NH_3} + \rho_{H_2O}}{2} \quad (2.60)$$

Donde:

ρ_{NH_3} = densidad del amoníaco en kg/m³

ρ_{H_2O} = densidad del agua en kg/m³

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.4.12 Velocidad del vapor en la columna.

$$W = C \sqrt{\frac{\rho_{liq} - \rho_{vap}}{\rho_{vap}}} \quad (2.61)$$

Donde:

C = coeficiente que depende del tipo de plato y la distancia a que se coloquen.

ρ_{liq} = densidad del liquido en kg/m³

ρ_{vap} = densidad del vapor en kg/m³

2.6.4.13 Consumo volumétrico de vapor a través de la columna.

$$V = \frac{G_D (R + 1) * 22.4 * T_m}{M_D * T_0} \quad (2.62)$$

$$M_D = X_D * M_{NH_3} + (1 - X_D) * M_{H_2O} \quad (2.63)$$

$$T_M = \left(\frac{T_M^I + T_M^{II}}{2} \right) + 273 \quad (2.64)$$

Donde:

G_D = flujo de vapor en kg/s.

M_D = masa molar del destilado en kg/kmol.

T_m = temperatura media en °K.

M_{H_2O} = masa molar del agua en kg/kmol.

M_{NH_3} = masa molar del amoniaco en kg/kmol.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

2.6.4.14 Diámetro de la columna.

$$D = \sqrt{\frac{V}{0.785 * W}} \quad (2.65)$$

Donde:

V = consumo volumétrico de vapor en m³/s.

W = velocidad del vapor en la columna en m/s.

2.6.4.15 Rectificación de la velocidad media en la columna.

$$W = \frac{V}{0.785 * D^2} \quad (2.66)$$

Donde:

D = diámetro de la columna en m.

V = consumo volumétrico de vapor en m³/s.

2.6.4.16 Número de platos o etapas teóricas obtenidas por el método grafico.

1. Trazado de la grafica (x de 0 a 1); (y de 0 a 1)
2. Trazado de la curva de equilibrio del componente volátil.
3. Trazado de la diagonal (0,0); (1,1).
4. Interceptar los valores de X_D y X_W con la diagonal.
5. Interceptar los valores de X_F con la curva de equilibrio de la fase vapor-liquido y determinar y*.
6. Trazado de la línea operativa desde el intercepto con la diagonal de X_D hasta $y = \frac{X_D}{R + 1}$ donde la recta corta a X_F, la diagonal cortada por X_D es la línea de operación.

Capítulo II: Metodología de cálculo de los diferentes componentes de un sistema de refrigeración por absorción.

7. Trazado de los cambios de concentraciones partiendo del intercepto X_D con la diagonal y de forma escalonada.
8. La línea operativa de la columna va desde el intercepto de X_F con la línea operativa superior a $- = \frac{F - 1}{R + 1} X_w$ en la diagonal.
9. El número de platos es el número de escalones que se obtienen en la parte superior de la columna.
10. Calcular el número de platos teniendo en cuenta el rendimiento de ellos $\eta(0.3 \div 0.8)$

2.6.4.17 Altura de la torre.

$$H_T = (N_R - 1) * h \quad (2.67)$$

Donde:

N_R = numero de platos reales.

h = distancia entre platos en m.

Conclusiones parciales.

- La metodología de calculo expuesta en este capitulo tiene implícita solamente los cálculos térmicos.
- Se propone una metodología de cálculo de un generador que cuenta con un rectificador, una caldereta y una torre de absorción.
- Esta metodología permite hacer el dimensionamiento preliminar del prototipo del generador.

capítulo III

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.1. Cálculos del sistema.

3.1.1 Líquido de purga:

$$W_{pl} = \frac{X_{2L} - X_{3V}}{X_{3L} - X_{3V}}$$

$$W_{pl} = M_{rf} * \frac{X_{2L} - X_{3V}}{X_{3L} - X_{3V}} = \frac{0,985 - 0,999}{0,62 - 0,999} = 0,037kg$$

3.2 Caudal en masa para cinco toneladas de refrigeración.

$$m_1 = m_2 = m_3 = \frac{Ton * 50,4Cal / min}{h_3 - h_2}$$

$$m_2 = 5 * \frac{0,0035kW}{h_3 - h_2}$$

$$m_2 = 5 * \frac{0,0035kJ/s}{1234,06kJ / kg - 103,76kJ/kg}$$

$$m_2 = 0,0155kg / s$$

La entalpía del refrigerante a la salida del evaporador (punto 3) se obtiene mediante la siguiente ecuación.

$$h_3 = W_{pL} * h_{3L} + (1 - W_{pL}) * h_{3V}$$

$$h_3 = 0,037 * (-209,2kJ / kg) + (1 - 0,037) * 1288,67kJ/kg$$

$$h_3 = 1234,06kJ / kg$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.3 Balance de masa y energía en el generador.

3.3.1 Balance de masa en el generador:

Sustituyendo la ecuación 2.3 en la ecuación 2.4 para encontrar m_6

$$m_1 + m_5 = m_6 \rightarrow m_1 = m_6 - m_5$$

$$m_1 x_1 + (m_6 - m_1) x_5 = m_6 x_6 \rightarrow m_1 x_1 + m_6 x_5 - m_1 x_5 = m_6 x_6$$

$$m_1 x_1 - m_1 x_5 = m_6 x_6 - m_6 x_5 \rightarrow m_1 (x_1 - x_5) = m_6 (x_6 - x_5)$$

$$m_6 = \frac{m_1 x_1 - m_1 x_5}{(x_5 - x_6)} = \frac{0.0156 * 0.985 - 0.0156 * 0.22}{(0.22 - 0.33)} = 0.113 \text{ kg / s}$$

$$m_6 - m_1 = m_5$$

$$0.113 - 0.0156 = m_5$$

$$m_5 = 0.0974 \text{ kg / s}$$

3.3.2 Calor añadido en el generador:

$$Q_{gen} = Q_{sal} - Q_{ent}$$

$$Q_{gen} = m_1 * h_1 + m_5 * h_5 - m_6 * h_6$$

$$Q_{gen} = 0.0156 \text{ kg/s} * 1426.74 \text{ kJ/kg} + 0.0974 \text{ kg/s} * 392.25 \text{ kJ/kg} - 0.113 \text{ kg/s} * 182.12 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{gen} = 3988 \text{ W}$$

3.4 Balance de masa y energía para los diferente aparatos del ciclo.

3.4.1 Balance de masa y energía en el absorbedor

$$m_7 = m_8 - m_4$$

$$m_7 = 0.12 \text{ kg / s} - 0.0156 \text{ kg / s}$$

$$m_7 = 0.104 \text{ kg / s}$$

Se sustituye la ecuación 2.8 en la ecuación 2.9 para encontrar m_8

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

$$m_8 * x_8 = m_4 * x_4 + m_7 * x_7$$

$$m_8 * x_8 = m_4 * x_4 + (m_8 - m_4) * x_7$$

$$m_8 = \frac{m_4 * x_4 - m_4 * x_7}{x_8 - x_7}$$

$$m_8 = \frac{0,0155 \text{ kg/s} * 0,985 - 0,0155 \text{ kg/s} * 0,22}{0,32 - 0,22}$$

$$m_8 = 0,113 \text{ kg/s}$$

3.4.2 Calor cedido en el absorbedor:

$$Q_{abs} = Q_{sal} - Q_{ent}$$

$$Q_{abs} = m_7 * h_7 + m_4 * h_4 - m_8 * h_8$$

$$Q_{abs} = 0,0977 \text{ kg/s} * 156,9 \text{ kJ/kg} + 0,0155 \text{ kg/s} * 1386,57 \text{ kJ/kg} - 0,113 \text{ kg/s} * (-20,92 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{abs} = 39,26 \text{ kW}$$

3.4.3 Calor que aporta el intercambiador: Solución Débil

$$Q_{ISD} = m_5 (h_{5L} - h_{7L})$$

$$Q_{ISD} = 0,0977 \text{ Kg/s} (392,25 \text{ kJ/kg} - 156,9 \text{ kJ/kg})$$

$$Q_{ISD} = 22,99 \text{ kW}$$

Como $Q_{ISD} = Q_{ISF}$

$$Q_{ISF} = m_8 (h_{6LSF} - h_{8L})$$

$$h_{6LSF} = \frac{Q_{ISD} + m_8 * h_{L8}}{m_8}$$

$$h_{6LSF} = \frac{22,99 \text{ kW} + 0,113 \text{ kg/s} * (-20,92 \text{ kJ/kg})}{0,113 \text{ kg/s}}$$

$$h_{6LSF} = 182,12 \text{ kJ/kg}$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.4.4 Optimizador del Condensador

$$Q_{cond} = m_1 * (h_{1V} - h_{2L})$$

$$Q_{cond} = 0,0155kg / s * (11426,74kJ/kg - 103,76kJ/kg)$$

$$Q_{cond} = 20,57kW$$

$$Q_{opt} = m_3 * (h_{4V} - h_{3L})$$

$$Q_{opt} = 0,0155kg / s * (1386,58kJ/kg - (-209,2)kJ/kg)$$

$$Q_{opt} = 2,37kW$$

$$Q_{aire} = Q_{cond} - Q_{opt}$$

$$Q_{aire} = 20,57kW - 2,37kW$$

$$Q_{aire} = 18,198kW$$

3.4.5 Balance térmico

$$Q_{gen} + Q_{evap} = Q_{cond} - Q_{abs}$$

$$39,88kW + 17,5kW = 20,57kW + 39,26kW$$

$$57,38kW = 59,26kW$$

3.4.6 Trabajo de la Bomba

$$W = m_{sd} * (h_6 - h_8)$$

$$W = 0,0155 * (18213 - (-20,52))$$

$$W = 19,84kW$$

3.4.7 Coeficiente de Operación.

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen} + W_b}$$

$$COP = \frac{17,5kW}{39,88kW + 19,84kW}$$

$$COP = 0,33$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.5 Cálculo térmico preliminar del rectificador.

3.5.1 Tipo de material.

Acero inoxidable AISI 304.

$$K = 15.1$$

3.5.2 Diámetro interior y exterior de los tubos (Anexo 5).

Diámetro interior = 22 mm

Diámetro exterior = 24 mm

3.5.3 Longitud de los tubos.

$$L_{\text{tubos}} = 300 \text{ mm}$$

3.5.4 Cargas térmicas

$$Q_1 = \dot{m}_1 C_p (\Delta t)$$

$$Q_1 = 0.015 * 2123.5 * 20$$

$$Q_1 = 637.05 \text{ W} \approx 0.637 \text{ kW}$$

$$Q_2 = Q_1 + 3\% Q_1$$

$$Q_2 = Q_1 * 0.97$$

$$Q_2 = 0.617 \text{ kW}$$

3.5.5 Flujo de aire.

$$\dot{m}_2 = \frac{Q_2}{C_{p_2} * \Delta t_2}$$

$$\dot{m}_2 = \frac{617}{1007 * 25}$$

$$\dot{m}_2 = 0.025 \text{ kg / s}$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.5.6 Propiedades de los fluidos a la temperatura media (T_M).

$$T_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$T_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$T_m = \frac{90 + 70}{2}$$

$$T_m = \frac{50 + 25}{2}$$

$$T_m = 80^\circ C \approx 353^\circ K$$

$$T_m = 37.5^\circ C \approx 310.5^\circ K$$

Propiedades de los fluidos.

Fluido caliente (vapor de NH ₃)		Fluido frío (aire)	
Cp	2123.5 J/kg*k	Cp	1007 J/kg*k
ρ	0.6258 kg/m ³	ρ	1.1614 kg/m ³
μ	105.6x10 ⁻⁷ N*s/m ²	μ	184.66x10 ⁻⁷ N*s/m ²
ν	16.4x10 ⁻⁶ m ² /s	ν	15.89x10 ⁻⁶ m ² /s
k	26.4x10 ⁻³ W/mk	k	26.3x10 ⁻³ W/mk
Pr	0.842	Pr	0.707

3.5.7 Calcular ΔT_{LMTD} .

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(90 - 50) - (70 - 25)}{\ln \frac{(90 - 50)}{(70 - 25)}} = 42.4^\circ C$$

3.5.8 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.

$$U = 100 \text{ kcal/m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \cdot \text{hr} = 113.56 \text{ W/ m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T}$$

$$A = \frac{617}{113.56 * 42.4} = 0.128 \text{ m}^2$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

$$n = \frac{A}{\pi * d_m * l} \quad n = \frac{0.128}{3.14 * 0.023 * 0.3} = 6 \text{ tubos}$$

3.5.9 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2 .

$$h_1 = \frac{Nu * \lambda}{d} \quad h_2 = \frac{Nu * \lambda}{d}$$

$$h_1 = \frac{123.96 * 26.35 \times 10^{-3}}{0.022} \quad h_2 = \frac{154.44 * 26.3 \times 10^{-3}}{0.024}$$

$$h_1 = 155.7 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K} \quad h_2 = 162.47 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

3.5.10 Número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.3} \quad Nu = C_2 C * R_{ed \max}^m * Pr^{0.3} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu = 0.023 (4.9 \times 10^4)^{4/5} * (0.842)^{0.3} \quad Nu = 0.97 * 0.27 * 2.9 \times 10^4^m * 0.707^{0.3} \left(\frac{0.707}{0.700} \right)^{1/4}$$

$$Nu = 123.96 \quad Nu = 154.44$$

$$\frac{S_T}{S_l} = 1 \angle 2$$

Entonces en la tabla 7.7 y 7.8 pág. 355 (rb)

$$C = 0.27 \quad m = 0.63 \quad C_2 = 0.97$$

3.5.11 El número de Reynolds se calcula según:

$$Re = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * d_i * \mu} \quad Re = \frac{V_{\max} * d}{\nu}$$

$$Re = \frac{4 * 0.015}{3.14 * 22_i * 184.6 \times 10^{-7}} \quad Re = \frac{19 * 0.024}{15.89 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 49301.56 \approx 4.9 \times 10^4 \quad Re = 29001 \approx 2.9 \times 10^4$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.5.11.1 Velocidad máxima.

$$V_{\max} = \frac{S_t}{S_T - D} * V$$

$$V_{\max} = \frac{25.4}{25.4 - 25} * 0.3 = 19m/s$$

3.5.11.2 Velocidad lineal.

$$V = \frac{\dot{m}}{A * \rho} = \frac{0.024}{0.070 * 1.1614} = 0.3m/s$$

3.5.11.3 Área del círculo.

$$A_c = \pi * r^2$$

$$A_c = 3.14 * 0.15^2$$

$$A_c = 0.070m^2$$

Si el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento pero si el número de Reynolds es menor que 2300 entonces el flujo es laminar.

3.5.12 Calcular U con h₁ y h₂.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\lambda}{k} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{155.7} + \frac{2}{15.1} + \frac{1}{162.4}} = 66.66W/m^2 \text{ } ^\circ C$$

3.5.13 rea de transferencia de calor.

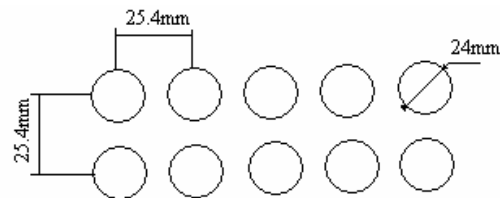
$$A = \frac{Q}{U * \Delta T}$$

$$A = \frac{617}{66.66 * 42.4} = 0.218m^2$$

3.5.14 Número total de tubos.

$$n = \frac{A}{\pi * d_m * l}$$

$$n = \frac{0.218}{3.14 * 0.023 * 0.3} = 10tubos$$



Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.6 Cálculo térmico preliminar de la caldereta.

3.6.1 Tipo de material.

Acero inoxidable AISI 304.

$$K = 15.1$$

3.6.2 Diámetro interior y exterior de los tubos (Anexo 5).

Diámetro interior = 49 mm

Diámetro exterior = 51 mm

3.6.3 Longitud de los tubos.

$$L_{\text{tubos}} = 0.74 \text{ m}$$

3.6.4 Cargas térmicas

$$Q_2 = \dot{m}_2 h_{fg}$$

$$Q_1 = Q_2 - 3\%Q_1$$

$$Q_2 = 0.12 * 1336$$

$$Q_1 = Q_2 / 0.97$$

$$Q_2 = 160320 \text{ W} \approx 16.032 \text{ kW}$$

$$Q_1 = 16.53 \text{ kW}$$

3.6.5 Propiedades de los fluidos a la temperatura media (T_M).

$$T_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$T_m = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$T_m = \frac{300 + 150}{2}$$

$$T_m = \frac{120 + 97.5}{2}$$

$$T_m = 225^\circ \text{ C} \approx 498^\circ \text{ K}$$

$$T_m = 108.75^\circ \text{ C} \approx 381.75^\circ \text{ K}$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

Propiedades de los fluidos.

Fluido caliente (Gases resid. CO)		Fluido frío (solución H ₂ O-NH ₃)	
Cp	1065 J/kg*k	h_{fg}	1336 kJ/kg
ρ	0.673 kg/m ³	ρ	629 kg/m ³
μ	254x10 ⁻⁷ N*s/m ²	μ	0.345x10 ⁻⁴ N*s/m ²
ν	37.7x10 ⁻⁶ m ² /s	ν	0.138x10 ⁻⁴ m ² /s
k	38.1x10 ⁻³ W/mk	k	0.485 W/m ² k
Pr	0.710	Pr	3.15

3.6.6 Calcular ΔT_{LMTD} .

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(300 - 120) - (150 - 97.5)}{\ln \frac{(300 - 120)}{(150 - 97.5)}} = 103^\circ C$$

3.6.7 Buscar un valor recomendado de U y calcular un área aproximada.

$$U = 100 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{hr} = 113.56 \text{ W/ m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$A = \frac{Q}{U * \Delta T} \quad A = \frac{160320}{100 * 103} = 15.56 \text{ m}^2$$

$$n = \frac{A}{\pi * d_m * l} \quad n = \frac{15.56}{3.14 * 0.050 * 0.74} = \frac{130}{2} = 65 \text{ tubos}$$

3.6.8 Flujo de gases necesario.

$$\dot{m}_2 = \frac{Q_2}{Cp_2 * \Delta t_2} \quad \dot{m}_2 = \frac{165278}{1065 * 150} = 1.04 \text{ kg/s}$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.6.9 Calcular los coeficientes de transferencia de calor h_1 y h_2 .

$$h_1 = \frac{Nu * \lambda}{d}$$

$$h_1 = \frac{1329.36 * 38.1 \times 10^{-3}}{0.049}$$

$$h_1 = 1033.6 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$h_2 = \frac{Nu * \lambda}{d}$$

$$h_2 = \frac{79.91 * 0.485}{0.051}$$

$$h_2 = 760 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}$$

3.6.10 El número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4}$$

$$Nu = C_2 C * R_{ed \text{ max}}^m * Pr^{0.3} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$Nu = 0.023 (1066666)^{4/5} * (0.710)^{0.4}$$

$$Nu = 0.97 * 0.27 * 1066666^{0.63} * 3.15^{0.3} \left(\frac{3.15}{3.10} \right)^{1/4}$$

$$Nu = 1329.36$$

$$Nu = 79.91$$

$$\frac{S_r}{S_i} = 1.2$$

Entonces en la tabla 7.7 y 7.8 pág. 355 (Incropera)

$$C = 0.27$$

$$m = 0.63$$

$$C_2 = 0.97$$

3.6.11 Número de Reynolds se calcula según:

$$Re = \frac{4 * \dot{m}}{\pi * d_i * \mu}$$

$$Re = \frac{4 * 1.04}{3.14 * 49 * 254 \times 10^{-7}}$$

$$Re = 1066666$$

$$Re = \frac{V_{\text{max}} * d}{\nu}$$

$$Re = \frac{4.4 * 0.051}{0.435 \times 10^{-4}}$$

$$Re = 5057.4$$

3.6.11.1 Velocidad máxima.

$$V_{\text{max}} = \frac{S_t}{S_t - D} * V$$

$$V_{\text{max}} = \frac{50}{50 - 51} * 0.088 = 4.4 \text{ m/s}$$

3.6.11.2 Velocidad lineal.

$$V = \frac{\dot{m}}{A * \rho} = \frac{0.104}{0.00188 * 629} = 0.088 \text{ m/s}$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.6.11.3 Área del círculo.

$$A_c = \pi * r^2$$

$$A_c = 3.14 * 0.0245^2$$

$$A_c = 0.00188m^2$$

Si el número de Reynolds es mayor que 2300 entonces el flujo es turbulento pero si el número de Reynolds es menor que 2300 entonces el flujo es laminar.

3.6.12 Calcular U con h_1 y h_2 .

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_1} + \frac{\lambda}{k} + \frac{1}{h_2}}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{1033.6} + \frac{2}{15.1} + \frac{1}{760}}$$

$$U = 416.6W/m^2 \text{ } ^\circ C$$

3.6.13 Área de transferencia de calor.

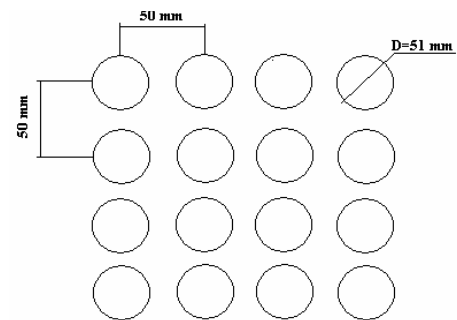
$$A = \frac{Q}{U * \Delta T}$$

$$A = \frac{160320}{416.66 * 103} = 3.7m^2$$

3.6.14 Número total de tubos.

$$n = \frac{A}{\pi * d_m * l}$$

$$n = \frac{3.76}{3.14 * 0.023 * 0.3} = \frac{32}{2} = 16 \text{ tubos}$$



Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.7 Torre de absorción.

3.7.1 Verificación de las concentraciones en partes molares.

$$X_f = \frac{\frac{X_f}{M_{NH_3}}}{\frac{X_f}{M_{NH_3}} + \frac{100 - X_f}{M_{H_2O}}} = 0.33 \text{ kg/kmol}$$

$$X_D = \frac{\frac{X_D}{M_{NH_3}}}{\frac{X_D}{M_{NH_3}} + \frac{100 - X_D}{M_{H_2O}}} = 0.985 \text{ kg/kmol}$$

$$X_W = \frac{\frac{X_W}{M_{NH_3}}}{\frac{X_W}{M_{NH_3}} + \frac{100 - X_W}{M_{H_2O}}} = 0.23 \text{ kg/kmol}$$

3.7.2 Consumo molar relativo.

$$F = \frac{X_D - X_W}{X_f - X_W}$$

$$F = \frac{0.985 - 0.23}{0.33 - 0.23} = 6.75$$

3.7.3 Relación mínima de reflojo.

$$R_{\min} = \frac{X_D - y_f^*}{y_f^* - X_f}$$

$$R_{\min} = \frac{0.985 - 0.93}{0.93 - 0.33} = 0.05$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.7.4 Relación operativa de reflojo.

$$R = 1.3 * R_{\min} + 0.3$$

$$R = 1.3 * 0.05 + 0.3$$

$$R = 0.37$$

3.7.5 Ecuaciones de las líneas operativas.

➤ Parte superior de la columna

$$y = \frac{R}{R+1} * X + \frac{X_D}{R+1}$$

$$y = \frac{0.37}{0.37+1} X + \frac{0.985}{0.37+1}$$

$$y = 0.27 * X + 0.71$$

➤ Parte inferior de la columna

$$y = \frac{R+F}{R+1} * X + \frac{F-1}{R+1} X_w$$

$$y = \frac{0.37+6.75}{0.37+1} * X + \frac{6.75-1}{0.37+1} * 0.23$$

$$y = 5.20 * X + 0.97$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.7.6 Concentraciones media de líquido.

➤ Parte superior de la columna

$$X^I_M = \frac{X_f + X_D}{2}$$

$$X^I_M = \frac{0.33 + 0.985}{2}$$

$$X^I_M = 0.66$$

➤ Parte inferior de la columna

$$X^{II}_M = \frac{X_f + X_W}{2}$$

$$X^{II}_M = \frac{0.33 + 0.23}{2}$$

$$X^{II}_M = 0.28$$

3.7.7 Concentración media de vapor.

➤ Parte superior de la columna.

$$y^I_M = \frac{R}{R+1} * X^I_M + \frac{X_D}{R+1}$$

$$y^I_M = \frac{0.37}{0.37+1} * 0.66 + \frac{X_D}{0.37+1} = 0.90$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

➤ Parte inferior de la columna.

$$y_{II}^M = \frac{R+F}{R+1} * X_{II}^M - \frac{F-1}{R+1} * X_w$$

$$y_{II}^M = \frac{0.37+6.75}{0.37+1} * 0.28 - \frac{6.75-1}{0.37+1} * 0.23$$

$$y_{II}^M = 0.52$$

3.7.8 Temperatura media del vapor.

Estas se obtienen del grafico T vs X según la concentraciones medias del vapor en la parte inferior y superior. (Anexo 7)

Concentraciones medias	Temperaturas medias °C
$y_M^I = 0.90$	82
$y_M^{II} = 0.52$	106

3.7.9 Masas molares y densidades medias del vapor.

➤ Parte superior de la columna

$$M_m^I = y_m^I * M_{NH_3} + (1 - y_m^I) * M_{H_2O}$$

$$M_m^I = 0.90 * 17 + (1 - 0.90) * 18$$

$$M_m^I = 17.1 kg / m^3$$

$$\rho_m^I = \frac{M_m^I * T_0}{22.4 * T_m^I} \quad \rho_m^I = \frac{17.1 * 273}{22.4 * 367} = 0.57 kg / m^3$$

➤ Parte inferior de la columna

$$M_m^{II} = y_m^{II} * M_{NH_3} + (1 - y_m^{II}) * M_{H_2O}$$

$$M_m^{II} = 0.10 * 17 + (1 - 0.10) * 18$$

$$M_m^{II} = 17.9 kg / m^3$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

$$\rho_m^{II} = \frac{M_m^{II} * T_0}{22.4 * T_m^{II}} \quad \rho_m^{II} = \frac{17.9 * 273}{22.4 * 367} = 0.59 \text{ kg} / \text{m}^3$$

3.7.10 Densidad media del vapor en la columna.

$$\rho_{vap} = \frac{\rho_m^I + \rho_m^{II}}{2} \quad \rho_{vap} = \frac{0.57 + 0.59}{2} = 0.58 \text{ kg} / \text{m}^3$$

3.7.11 Densidad media del líquido en la columna (ver anexo 3).

$$\rho_{liq} = \frac{\rho_{NH_3} + \rho_{H_2O}}{2}$$

$$\rho_{liq} = 800 \text{ kg} / \text{m}^3$$

3.7.12 Velocidad del vapor en la columna.

$$W = C \sqrt{\frac{\rho_{liq} - \rho_{vap}}{\rho_{vap}}}$$

$$W = 0.03 \sqrt{\frac{800 - 0.58}{0.58}}$$

$$W = 1.11 \text{ m} / \text{s}$$

3.7.13 Consumo volumétrico de vapor a través de la columna.

$$V = \frac{G_D (R + 1) * 22.4 * T_m}{M_D * T_0}$$

$$V = \frac{0.0156 (0.37 + 1) * 22.4 * 367}{17.015 * 273}$$

$$V = 0.038 \text{ m}^3 / \text{s}$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.7.13.1 Masa molar de destilado.

$$M_D = X_D * M_{NH_3} + (1 - X_D) * M_{H_2O}$$

$$M_D = 0.985 * 17 + (1 - 0.985) * 18$$

$$M_D = 17.015 \text{ kg / kmol}$$

3.7.13.2 Temperatura media.

$$T_M = \left(\frac{T^I_M + T^{II}_M}{2} \right) + 273$$

$$T_M = \left(\frac{106 + 82}{2} \right) + 273$$

$$T_M = 367^0 \text{ K}$$

3.7.14 Diámetro de la columna.

$$D = \sqrt{\frac{V}{0.785 * W}}$$

$$D = \sqrt{\frac{0.038}{0.785 * 1.11}}$$

$$D = 0.21 \text{ m}$$

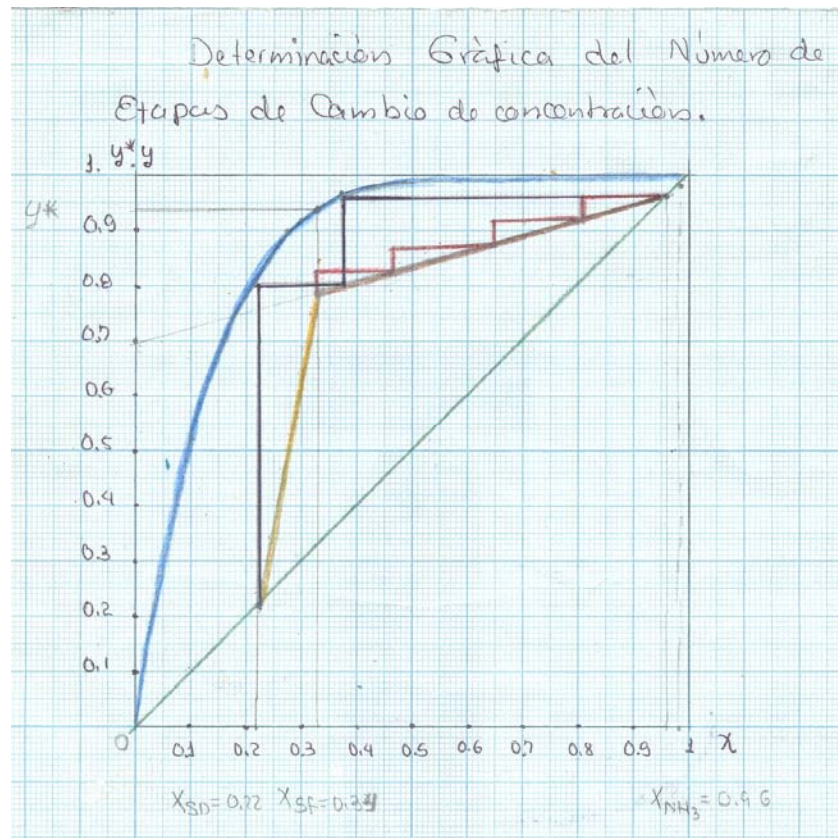
3.7.15 Rectificación de la velocidad del vapor en la columna.

$$W = \frac{V}{0.785 * D^2}$$

$$W = \frac{0.038}{0.785 * 0.21^2} = 1.08 \text{ m / s}$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.7.16 Número de platos o etapas teóricas obtenidas por el método grafico.



Donde:

Línea roja: número real de platos.

Línea azul: curva de operación.

Línea negra: número teórico de platos.

3.7.16.1 Número de platos teóricos

$$N_T = 2$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.7.16.2 Número de platos reales.

Considerando que la eficiencia de los platos se encuentra entre 0.3 y 0.8 se asume una eficiencia de $\eta = 0.5$

$$N_R = \frac{N_T}{\eta}$$

$$N_R = \frac{2}{0.5} = 4$$

3.7.17 Altura de la torre.

$$H_T = (N_R - 1) * h$$

$$H_T = (4 - 1) * 0.3$$

$$H_T = 0.9m$$

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.8 Análisis Económico.

Por carecer de información en cuanto a costos de la inversión el análisis económico se abordará teniendo en cuenta solo los costos en consumo de energía, y se comparará con un sistema de igual capacidad de compresión mecánica de vapor.

3.8.1 Calculo de la cantidad de biomasa en kg consumida en una hora.

Según datos experimentales realizados en la universidad de Cienfuegos, de la tesis de maestría *“Influencia de las dimensiones geométricas en los índices fundamentales de combustión”* del autor Irving Fundora Acea. Una briqueta con las dimensiones siguiente es capaz de entregar una potencia de 3.5 kW/kg.

Característica la briqueta.

Diámetro (mm)	Diámetro de agujeros (mm)	autonomía horas/kg	Numero de agujeros	Relación d/D
120	25	1.5	5	0.5

Entonces se necesitarían cinco briquetas de un kg cada una para lograr los 16 kW necesarios que hay que suministrar en el generador.

3.8.2 Costo de las briquetas.

Una tonelada de briqueta se cotiza en el mercado internacional de (20 a 25) dólares, entonces un kg de briqueta serian 0.025 dólares.

Capítulo III: Cálculo de los diferentes componentes de un sistema tipo para cinco toneladas de refrigeración.

3.8.2 Régimen de trabajo.

- ♦ Tiempo diario de operación promedio..... 6 horas/día
- ♦ Tiempo mensual de operación promedio20 días/mes
- ♦ Cantidad de meses de trabajo, en cada contienda anual..... 9 meses/año

El costo anual de cantidad de biomasa a quemar es:

$$\text{Costo anual de biomasa} = \text{costo}_{\text{biomasa}} * \text{cantidad}_{\text{de biomasa}}_{\text{al año}}$$

$$\text{Costo anual de biomasa} = 0.025 * (5\text{kg} * 4 \frac{\text{horas}}{\text{dia}} * 20 \frac{\text{dias}}{\text{mas}} * 9 \frac{\text{meses}}{\text{año}}) = 90 \frac{\text{dolares}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo anual de biomasa} = 90 \frac{\text{dolares}}{\text{año}} \approx 90 \frac{\text{CUC}}{\text{año}}$$

En el caso de un equipo de climatización (Split Central usando freon 22) de 5 toneladas de la marca LG distribuida por Copextel, con energía eléctrica como fuente de energía principal, con los siguientes datos de operación:

- ♦ Consumo de energía eléctrica6,6 kW
- ♦ Tiempo diario de operación promedio..... 6 horas/día
- ♦ Tiempo mensual de operación promedio20 días/mes
- ♦ Cantidad de meses de trabajo, en cada contienda anual..... 9 meses/año
- ♦ Precio de electricidad.....0,036 CUC/kW-h

El costo anual de consumo de electricidad es:

$$\text{Costo anual de consumo eléctrico} = 6,6\text{kW} \times 6 \frac{\text{hr}}{\text{dias}} \times 20 \frac{\text{dias}}{\text{mes}} \times 9 \frac{\text{mes}}{\text{año}} \times 0,036 \frac{\text{CUC}}{\text{kWh}} = 256,61 \frac{\text{CUC}}{\text{año}}$$

El consumo anual en CUC es casi 2.9 veces menos en el sistema de absorción que el sistema convencional tipo Split Central. Estos resultados de una forma indican la aplicación viable de estos sistemas de refrigeración como sistemas alternativos energéticos siempre que el costo de la energía sea barato.

Conclusiones parciales.

Tabla de dimensiones del generador.

	rectificador	caldereta	Torre de platos
Altura aproximada	0.3 m	0.4 m	0.9 m
Diámetro aproximado	0.21 m	-----	0.21 m
Carga térmica.	0.337 kW	16.016 kW	_____

➤ El consumo de biomasa es muy bajo por la utilización de briquetas tubulares las que son capaces de suplir la demanda de energía que hay que aportar en el generador.

Conclusiones generales.

➤ Se ha logrado diseñar un generador para un sistema de refrigeración por absorción, basados en modelos termodinámicos que permiten realizar un balance de masa y energía a cada uno de los componentes del ciclo.

➤ Cuando se desarrollan sistemas de generación de frío a partir de energía residual, se hacen más económicos y sostenibles, debido a que los costos de operación y mantenimiento de estos sistemas son, radicalmente, más bajos. Sin embargo, la inversión en estos sistemas es, desgraciadamente, importante para el usuario, hasta el punto de ser, muchas veces, especialmente en los casos de comunidades aisladas y pobres, inalcanzables.

➤ Por otro lado, las máquinas de absorción al tener una muy pequeña cantidad de elementos en movimiento son más silenciosas que las que utilizan compresores accionados por motores eléctricos y emiten ruido audible de menor magnitud y frecuencia. Esta característica disminuye la contaminación por ruido la que está resultando un problema creciente en las grandes ciudades.

Recomendaciones

- Modificar si es posible el esquema tipo para lograr que la solución fuerte llegue al generador con mayor temperatura para así reducir la cantidad de energía de aportación y por ende el consumo de biomasa.
- Perfeccionar la metodología de cálculo en los diferentes equipos como (torre de platos, rectificador y caldereta) haciendo para ellos una base de datos que permita hacer los cálculos con mayor facilidad.
- Llevar a la practica el diseño del sistema en su conjunto (fabricar el equipo de refrigeración)

Bibliografía.

1. A.G., K. Operaciones Básicas y Aparatos en la tecnología química Tomo II. Ciudad de la habana, Editorial pueblo y educación. 1985.
2. A.G., K. Operaciones Básicas y Aparatos en la tecnología química Tomo I. Ciudad de la habana, Editorial pueblo y educación. 1985.
3. Clavel, J. S. Termodinámica técnica. Madrid, Editorial AC. 1980.
4. Donal Q. Kern. Transferencia de Calor. TRIGÉSIMA PRIMERA REIMPRESIÓN. 1980.
5. Donal Q. Kern. Procesos de transferencia de calor. TRIGÉSIMA PRIMERA REIMPRESIÓN. 1999.
6. Fran P. Incropera. Introduction to Heat Transfer. THIRD EDITION.
7. González, S. E. Transferencia de Calor. Editorial de Libros para la educación. 1980.
8. Ing. Warren St. Stephen Holman Osborne. Grupo Electrónico con Biodiesel para el Banco Provincial de Cienfuegos. 2006
9. J.P. Holman. Transferencia de Calor. 8th ed.
10. Jorge A Rodríguez. Intercambiadores de calor capitulo 18.
11. Pavlov, K. F. Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química. Moscú, Editorial Mir.
12. Stocker, W. F. Refrigeración y acondicionamiento de aire. La Habana, Edición revolucionaria.
13. Treybal, E. R. Operaciones de Transferencia de Masa. Segunda Edición.

14. W. F. Stoker. Refrigeración y acondicionamiento de aire. Revolucionaria. Pueblo y Educación;

15. DISEÑO DE EQUIPOS E INSTALACIONES.

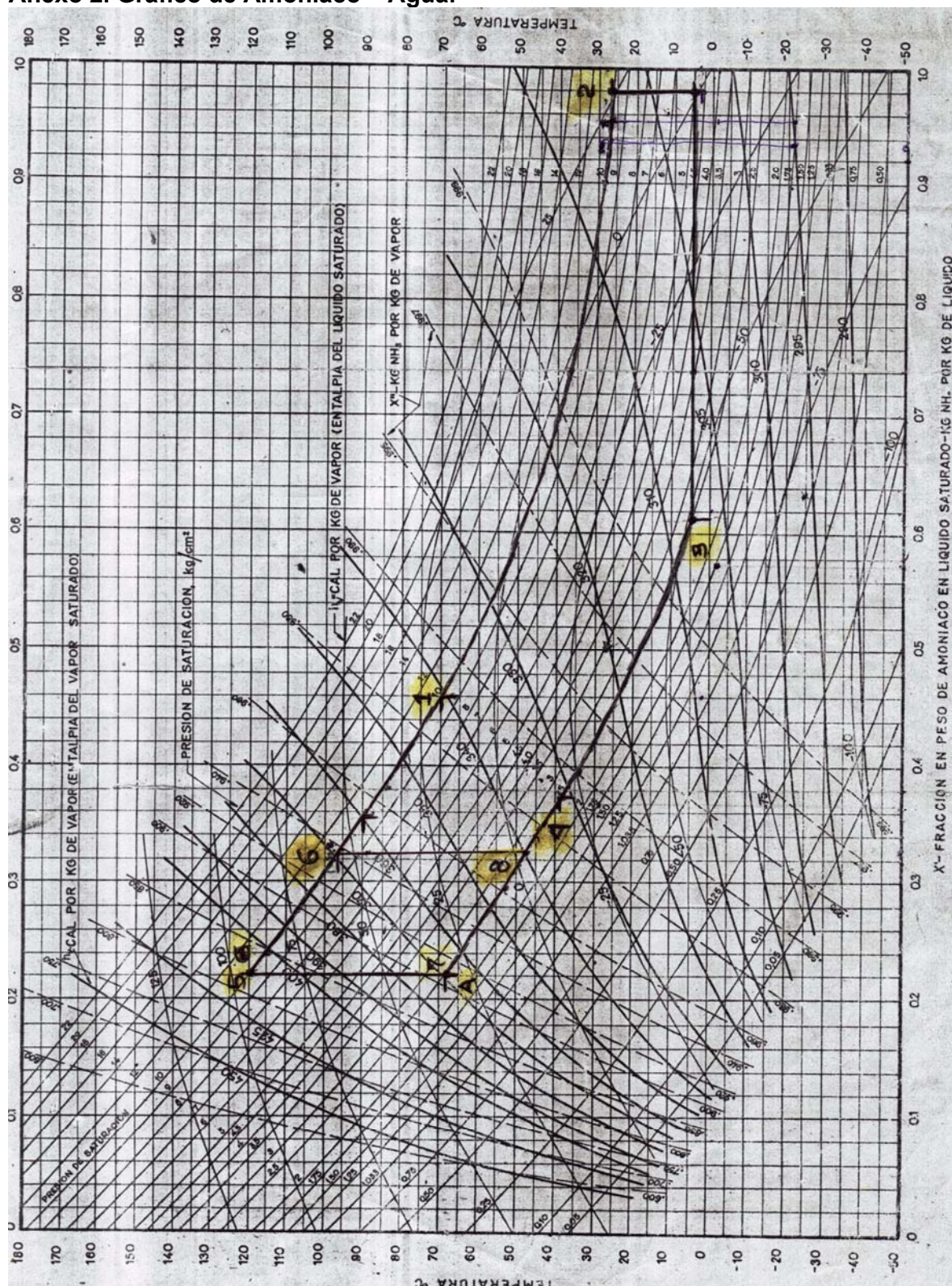
Anexos.

Anexos.

Anexo 1. Propiedades termofísicas del Aire.

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^8$ (W / m K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7358	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.717
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.5	0.720
300	1.1613	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.5	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7730	1.021	250.7	32.39	37.3	47.3	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.681
550	0.6329	1.010	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	53.69	46.9	76.5	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.17	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	83.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	423.3	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728

Anexo 2. Grafico de Amoniaco – Agua.



Anexo 3. Propiedades termofísicas de la solución amoníaco-agua saturada.

x	$p \cdot 10^5$ Pa	ρ kg/m ³	ρ^* kg/m ³	r kJ/kg	c_p kJ/(kg.K)	λ W/(m.K)	$\alpha \cdot 10^6$ m ² /s	$\mu \cdot 10^3$ Ns/m ²	$\nu \cdot 10^6$ m ² /s	$\zeta \cdot 10^2$ N/m	$\beta \cdot 10^4$ 1/K	Pr
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
0,20	4,90	873,2	2,88	2429	4,27	0,566	0,152	0,353	0,344	4,87	6,97	2,26
0,20	5,88	864,2	3,34	2415	4,27	0,562	0,152	0,278	0,322	4,66	7,56	2,12
0,20	6,86	858,7	3,82	2399	4,27	0,558	0,152	0,264	0,305	4,50	7,35	2,00
0,20	7,84	853,1	4,27	2379	4,31	0,555	0,151	0,250	0,290	4,38	7,56	1,92
0,20	8,82	849,5	7,47	2350	4,31	0,552	0,151	0,235	0,278	4,30	7,85	1,84
0,20	9,81	845,9	5,17	2318	4,31	0,551	0,151	0,219	0,267	4,22	8,14	1,77
0,26	4,90	854,3	2,88	2312	4,23	0,545	0,151	0,358	0,419	4,68	7,69	2,77
0,26	5,88	848,4	3,38	2305	4,27	0,540	0,149	0,317	0,381	4,54	8,04	2,56
0,26	6,86	842,1	3,90	2296	4,27	0,535	0,149	0,299	0,358	4,39	8,38	2,40
0,26	7,84	835,8	4,45	2284	4,27	0,531	0,149	0,285	0,341	4,26	8,72	2,29
0,26	8,82	829,6	4,94	2266	4,27	0,528	0,149	0,273	0,328	4,07	8,99	2,20
0,26	9,81	824,8	5,44	2239	4,27	0,526	0,149	0,261	0,317	4,01	9,25	2,12
0,41	5,88	822,7	3,77	1968	4,35	0,506	0,141	0,468	0,568	4,54	10,09	4,02
0,41	6,86	816,4	4,32	1955	4,35	0,500	0,140	0,430	0,524	4,37	10,71	3,75
0,41	7,84	810,2	4,91	1943	4,40	0,494	0,139	0,395	0,489	4,25	11,33	3,52
0,41	8,82	805,0	5,46	1933	4,40	0,488	0,138	0,356	0,460	4,13	11,65	3,33
0,41	9,81	799,5	6,01	1925	4,40	0,485	0,138	0,345	0,435	4,00	11,88	3,15
0,41	10,79	795,1	6,61	1919	4,40	0,481	0,138	0,328	0,412	3,89	12,10	2,97
0,41	11,77	791,0	7,21	1915	4,40	0,478	0,137	0,312	0,391	3,80	12,31	2,85
0,41	12,75	786,7	7,82	1911	4,40	0,474	0,137	0,297	0,373	3,71	12,51	2,74
0,41	13,73	782,5	8,43	1910	4,40	0,472	0,137	0,284	0,357	3,62	12,71	2,61

Anexo 4. Valores Aproximados de los coeficientes totales para diseño.

Enfriadores

<i>Fluidos calientes</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>Coeficiente TOTAL</i>
Agua	Agua	670 - 1 350
Metanol	Agua	670 - 1 350
Amoniaco	Agua	670 - 1 350
Soluciones acuosas	Agua	670 - 1 350
Sustancias orgánicas ligeras	Agua	200 - 400
Sustancias orgánicas medianas	Agua	140 - 340
Sustancias orgánicas pesadas	Agua	15 - 200
Gases	Agua	6 - 140
Agua	Salmuera	250 - 540
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	110 - 250

Calentadores

<i>Fluidos calientes</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>Coeficiente TOTAL</i>
Vapor de agua	Agua	540 - 1 900
Vapor de agua	Metanol	540 - 1 900
Vapor de agua	Amoniaco	540 - 1 900
Vapor de agua	Soluciones acuosas	250 - 1 900
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	140 - 540
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	250 - 540
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	16 - 170
Vapor de agua	Gases	14 - 140

Intercambiadores

<i>Fluidos calientes</i>	<i>Fluido frío</i>	<i>Coeficiente TOTAL</i>
Agua	Agua	670 - 1 350
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	670 - 1 350
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	110 - 200
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	54 - 170
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	25 - 110
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	85 - 170
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	25 - 110

* Los coeficientes totales se dan en $\text{kcal/h.m}^2\text{.}^\circ\text{C}$. Se han tomado de la Tabla 8 del libro *Transferencia de calor*, de Donald Q. Kern.

Lado de la cubierta (o coraza)	Lado de los tubos	U de diseño	Incluye la suciedad total	Lado de la cubierta (o coraza)	Lado de la cubierta (o coraza)
Medios de líquido-líquido				Medios de gas-líquido	
Aroclor 1248	Combust. para jet	100-150	0.0015	Aire, N ₂ , etc. (comprimidos)	Agua o salmuera
Asfalto diluido	Agua	10-20	.01	Aire, N ₂ , etc., A	Agua o salmuera
Agua desmineralizada	Agua	300-500	.001	Agua o salmuera	Aire, N ₂ , etc.
Soluciones de 10-25% de etanolamino (MEA o DEA)	Soluciones de agua, DEA o MEA	140-200	.003	Agua o salmuera	Mezclas de gases que contienen
Combustóleo	Agua	15-25	.007	Vaporizadores	
Combustóleo	Petróleo	10-15	.008	Amoníaco anhidro Cloro Cloro	Condensación
Gasolina	Agua	60-100	.003		Condensación
Aceites pesados	Aceites pesados	10-40	.004		Aceite ligero transferencia
Aceites pesados	Agua	15-50	.005	Propano, butano, etc. Agua	Condensación
Corriente reformadora rica en hidrógeno	Corriente reformadora rica en hidrógeno	90-120	.002		Condensación
Queroseno o gasoil	Agua	25-50	.005		
Queroseno o gasoil	Petróleo	20-35	.005		
Queroseno o comb. para jet	Tricloroetileno	40-50	.0015		
Agua para la cubierta	Agua	230-300	.002		
Aceite lub. (baja viscosidad)	Agua	25-50	.002		
Aceite lub. (alta viscosidad)	Agua	40-80	.003		
Aceite lubricante	Petróleo	11-20	.006		
Nafta	Agua	50-70	.005		
Nafta	Petróleo	25-35	.005		
Disolventes orgánicos	Agua	50-150	.003		
Disolventes orgánicos	Salmuera	35-90	.003		
Disolventes orgánicos	Disolventes orgánicos	20-60	.002		
Derivados de aceite de resina, aceites vegetales, etc.	Agua	20-50	.004		

CORRIENTE CALIDA		CORRIENTE FRIA		Btu/(pie ² °F hr)	Kcal/(m ² °C hr)
Agua	Agua	140	- 280	86	- 1400
Solventes orgánicos	Agua	45	- 130	215	- 645
Gases	Agua	2.6	- 45	13	- 215
Aceites Livianos	Agua	60	- 160	300	- 770
Aceites Pesados	Agua	10	- 45	50	- 215
Solventes orgánicos	Aceites Livianos	20	- 70	100	- 345
Agua	Salmuera	105	- 210	515	- 1030
Solventes orgánicos	Salmuera	26	- 90	130	- 430
Gases	Salmuera	2.6	- 45	13	- 215
Solventes orgánicos	Solventes org.	20	- 62	100	- 300
Aceites Pesados	Aceites Pesados	8	- 44	40	- 215
Vapor	Agua	260	- 700	1290	- 3440
Vapor	Aceites Livianos	44	- 140	215	- 690
Vapor	Aceites Pesados	9	- 80	40	- 390
Vapor	Solventes org.	105	- 210	515	- 1030
Vapor	Gases	3.5	- 35	17	- 170
Fluidos de intercambio (tipo Dowtherm)					
Vapor	Aceites Pesados	8	- 53	38	- 260
	Baja viscosidad ($\mu < 2$ cP)	210	- 700	1030	- 3440
	Alta viscosidad ($\mu < 2$ cP)	105	- 210	515	- 1030

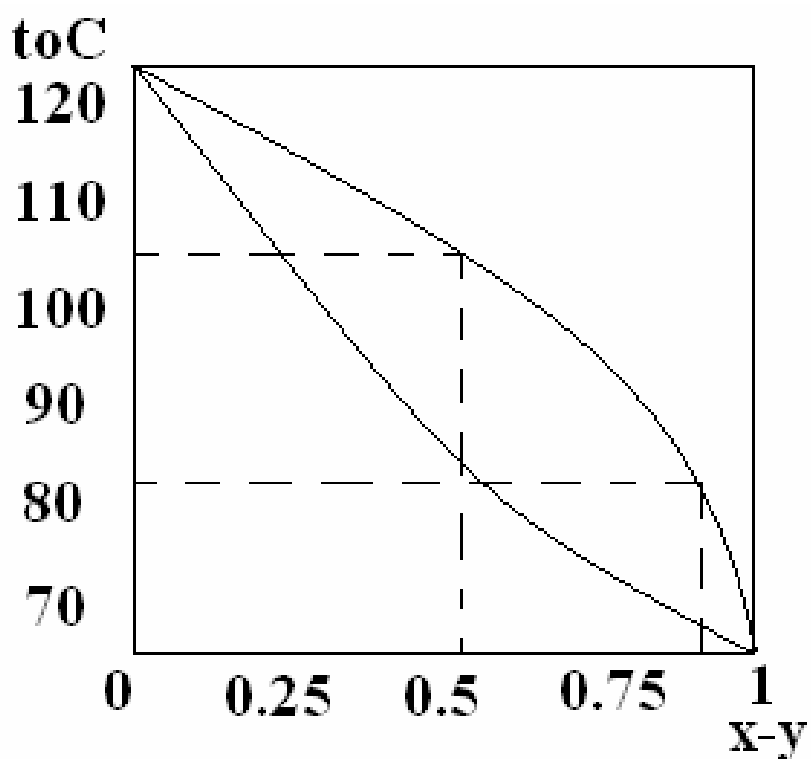
Anexo 5. Diámetro Exterior y Espesores más frecuentes en el mercado en tuberías de hasta 300mm.

<i>Diámetro exterior mm</i>	<i>Espesor normal mm</i>	<i>Espesores (mm)</i>
8	1,5	2 y 2,5
10	1,5	2 y 2,5
12	1,5	2, 2,5 y 3
14	2	2,5 y 3
16	2	2,5 y 3
18	2	2,5, 3, 3,5 y 4
20	2	2,5, 3, 3,5 y 4
22	2	2,5, 3, 3,5 y 4
24	2	2,5, 3, 3,5 y 4
25	2	2,5, 3, 3,5, 4, 4,5 y 5
26	2	2,5, 3, 3,5, 4, 4,5 y 5
28	2	2,5, 3, 3,5, 4, 4,5 y 5
30	2,5	3, 3,5, 4, 4,5 y 5
32	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5 y 6
35	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
38	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
41,5	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
44,5	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 y 7
51	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7 y 8
54	2,5	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7 y 8
57	2,75	3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8 y 9
60	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8 y 9
63,5	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9 y 10
70	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, y 10
76	3	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10 y 11
83	3,25	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10 y 11
89	3,25	3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12
95	3,5	4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12
102	3,5	4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11 y 12
108	3,75	4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 14
121	4	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12 y 14
133	4	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14 y 16
146	4,25	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14 y 16
152	4,25	4,5, 5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16 y 18
159	4,5	5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16 y 18
171	4,5	5, 5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18 y 20
191	5,25	5,5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20 y 22
216	6	7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20 y 22
241	6,25	7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22 y 24
267	6,5	7, 8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22 y 24
292	7	8, 9, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 24 y 26

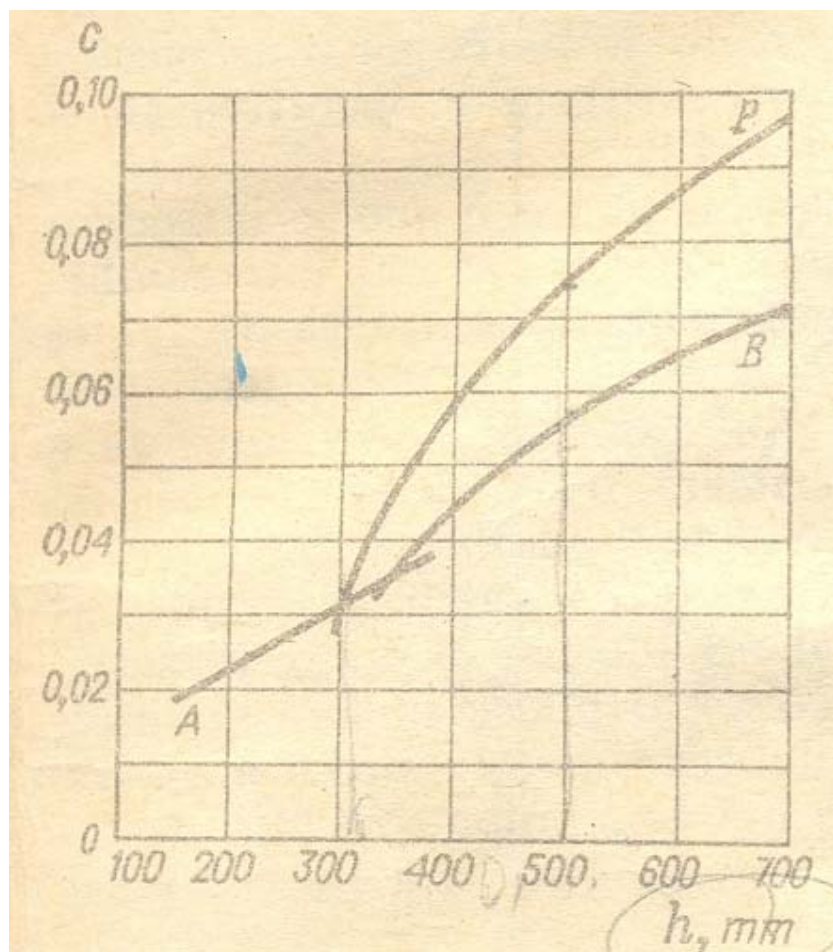
Anexo 6. Diámetro Exterior, separación entre los tubos en pulgadas y configuración.

Diámetro del tubo	Separación entre tubos	Configuración
5/8	13/16	Triangular
5/8	7/8	Cuadrada
5/8	7/8	Cuadrada girada
3/4	15/16	Triangular
3/4	1	Triangular
3/4	1	Cuadrada
3/4	1	Cuadrada girada
1	1-1/4	Triangular
1	1-1/4	Cuadrada
1	1-1/4	Cuadrada girada

Anexo 7. Temperatura media del vapor

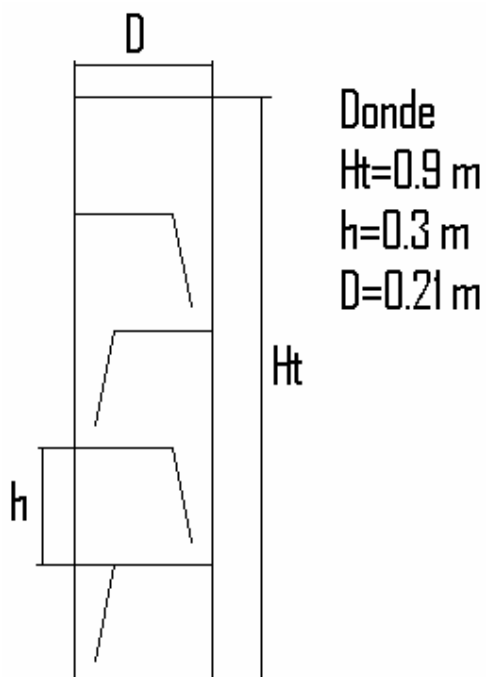


Anexo 8. Valores del coeficiente C para platos perforados (B) y platos de burbujeo con casquetes redondos (A y P)

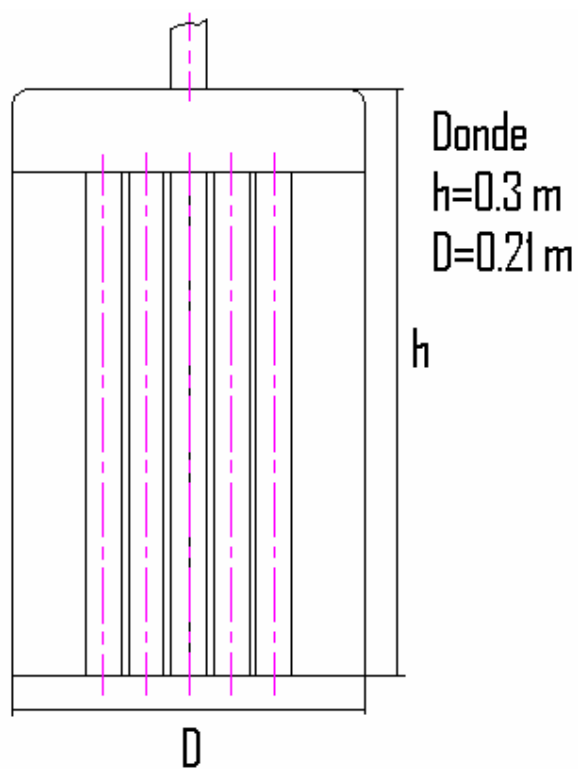


Anexo 9. Dimensiones de los componentes, torre de absorción, rectificador y caldereta.

Torre de absorción



Rectificador.



Caldereta.

