

89



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

SELECCION DEL PROCESO DE ACONDICIONAMIENTO DE LA
CORRIENTE DE CO₂ QUE ALIMENTA A UNA PLANTA DE
UREA DE 1000 TMPD., PROCESO STAMICARBON, PARA
ALCANZAR SU CAPACIDAD DE DISEÑO.

TESIS MANCOMUNADA
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A N:

FRANCISCO PADILLA NORIEGA
JAVIER DIAZ MENDEZ



MEXICO, D. F.

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

1994



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO :



EXÁMENES PROFESIONALES
FAC. DE QUÍMICA

Presidente	Prof. Alejandro Anaya Durand
Vocal	Prof. Jorge Trinidad Martínez Montes
Secretario	Prof. Claudio Armando Aguilar Martínez
1er suplente	prof. Yolanda Lozada Gómez
2do suplente	prof. Humberto Rangel Dávalos

Sitio donde se desarrolló el tema :

Facultad de Química, UNAM

Fertilizantes Químicos Mexicanos, S. A. de C. V.

Asesor :



Ing. Claudio Armando Aguilar Martínez

Sustentantes :



Francisco Padilla Noriega

Javier Díaz Méndez

A mis hermanos.

Con especial cariño para Armando.

A mis padres.

Con inmenso cariño a BEBA.

A mis hijos : Armando y Ariadna.

INDICE

I.- PREFACIO	1
II.- MARCO CONCEPTUAL	2
III.- REQUERIMIENTOS	5
IV.- PROBLEMÁTICA	8
V.- GENERALIDADES	10
VI.- DESCRIPCIÓN DEL PROCESO STAMICARBON	15
A.- INTRODUCCIÓN	15
B.- RECEPCIÓN DE MATERIAS PRIMAS	15
C.- SECCIÓN DE SÍNTESIS	19
D.- SECCIÓN DE ABSORCIÓN Y RECIRCULACIÓN	23
E.- SECCIÓN DE EVAPORACIÓN Y APERDIGONADO	27
F.- SECCIÓN DE DESORCIÓN	31
VII.- ESTABLECIMIENTO DE LAS OPCIONES DE SOLUCIÓN	34
A.- ANÁLISIS PRELIMINAR DE LAS OPCIONES DE SOLUCIÓN	35
VIII.- ANÁLISIS TÉCNICO DE LAS OPCIONES DE SOLUCIÓN	36
A.- ANÁLISIS DE LA CORRIENTE DE CO ₂	36
B.- CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA	39
IX.- DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE ENFRÍAMIENTO PROPUESTOS	41
A.- CAMBIADOR DE CALOR ENFRÍADO POR AIRE	41

B.- CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO CON AMONIACO	50
C.- CAMBIADOR DE CALOR CON CICLO DE REFRIGERACION	51
D.- CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AGUA	76
X.- ANALISIS ECONOMICO DE LAS OPCIONES DE SOLUCION	84
A.- METODOS DE EVALUACION	85
1.- TASA INTERNA DE RENDIMIENTO	85
2.- VALOR PRESENTE NETO	85
3.- TIEMPO DE RECUPERACION DE LA INVERSION	86
4.- RELACION COSTO BENEFICIO	86
XI- CONCLUSIONES	100
XII.- BIBLIOGRAFIA	103

I.- PREFACIO

La planta de urea no opera al 100 % de su capacidad instalada, porque una de las materias primas, el CO_2 no es suministrado a las condiciones de diseño con respecto a su temperatura.

El interés primordial de la tesis es lograr el aprovechamiento de la capacidad instalada total, por medio de un proceso de acondicionamiento de la corriente de CO_2 .

Es importante que los recursos con que se cuenta sean aprovechados en forma total, ya que las pérdidas no se limitan a producción no obtenida sino que siempre traen consigo desajustes de otro tipo, en este caso la alta temperatura del CO_2 es acompañada de un exceso de humedad que es necesario eliminar, la humedad incrementa la corrosión, que a su vez, acorta la vida de las tuberías, equipos y accesorios.

Todo lo anterior redundará en un incremento de los costos de operación y mantenimiento, e incluso aumenta la posibilidad de fallas inesperadas o accidentes.

II.- MARCO CONCEPTUAL

La metodología empleada consiste en los pasos siguientes :

- Concepción y definición del problema.
- Generación de opciones de solución.
- Análisis preliminar de las opciones de solución.
- Análisis técnico.
- Análisis económico.

El primer paso consiste en plantear el problema con claridad, para lo cual es necesario tener un conocimiento adecuado del proceso.

Cuando se enfrenta a una decisión, lo primero que se tiene que hacer es determinar los posibles cursos de acción que se pueden seguir. La existencia de diferentes cursos de acción es un requisito indispensable en el proceso de toma de decisiones.

Este paso del proceso de toma de decisiones requiere que se generen todas las opciones posibles. Lo anterior significa que se debe tener mucho cuidado en tratar de incluir todas las opciones. Para esto, debemos estar capacitados para reconocer cuando ya se han agotado los diferentes cursos de acción a través de los cuales una decisión puede ser tomada. La recomendación anterior es muy importante, puesto que sería muy indeseable descubrir una mejor forma de hacer las cosas, después de habernos comprometido irreversiblemente en otro curso de acción.

Ya se mencionó que es recomendable generar todas las opciones disponibles para una determinada decisión, sin embargo, esto no quiere decir que todo el tiempo se este generando nuevas opciones, y postergando por consiguiente la decisión, sino que se debe fijar un cierto tiempo para dejar de generar opciones y empezar a analizar las disponibles. El tiempo dedicado al análisis del punto anterior es clave para que el proceso de toma de decisiones no sea demasiado lento.

Antes de proceder a diseñar los equipos propuestos, es necesario hacer un análisis preliminar de las opciones de

solución, con objeto de rehazar aquellas opciones que no sean realizables, que sean muy costosas, e incluso que afecten el medio ambiente o la seguridad de la planta y los trabajadores.

A continuación se procede al diseño de los equipos propuestos, la precisión calculada depende de la exactitud deseada del estimado. Para los estimados de prediseño, el equipo debe ser especificado rápidamente y sin gran detalle, esto es debido a que generalmente los presupuestos para realizar esta parte del trabajo son limitados.

Si se decide continuar con el proyecto después de realizado el prediseño del equipo, lo que sigue es un estimado de contratista o control detallado del proyecto, en donde todos los detalles acerca de la construcción del equipo deben especificarse hasta el grado de poder ordenar el equipo a algún vendedor o poder fabricarlo en la planta. Los equipos diseñados deben cumplir con los requerimientos fijados por el proceso, proporcionar un servicio sin problemas, a un costo mínimo, con las leyes del medio ambiente y las normas de seguridad establecidas.

Por lo que se refiere al análisis económico, sus metas primordiales son; la determinación y análisis de beneficios que se obtienen de la inversión de capital y la mejor inversión entre varias opciones.

En las operaciones industriales es frecuente que sea posible producir resultados equivalentes por medios diferentes, aunque los resultados físicos pueden ser aproximadamente iguales, los gastos y los recursos empleados pueden variar considerablemente.

Debido a que los costos y los beneficios se considera que ocurrirán en el futuro, es necesario considerar en forma anticipada a la decisión de realizar una inversión, una cierta medida de rentabilidad mínima.

Los métodos matemáticos para la evaluación de la rentabilidad de una inversión mas comunes son:

- Tasa interna de rendimiento.
- Flujo de efectivo descontado.

- Valor presente neto.
- Costo capitalizado.
- Tiempo de recuperación de la inversión.
- Relación costo beneficio.

Cada método es de uso específico para analizar un cierto tipo de proyecto de inversión, por lo que se deben seleccionar los métodos más adecuados.

III.- REQUERIMIENTOS

El proceso de producción de urea STANICARBON, requiere como materias primas amoniaco anhidro y bióxido de carbono en forma gaseosa.

Las condiciones que fija este proceso en los límites de batería son los siguientes:

AMONIACO

NH ₃	TEMPERATURA	0° C
	PRESION	SATURADO A LA TEMPERATURA
	H ₂ O	0.2 % PESO
	ACEITE	10 ppm MAXIMO
	AZUFRE	NO DETECTABLE

BIOXIDO DE CARBONO

CO ₂	99.2 % VOL.	CO ₂ (MINIMO)
	0.8 % VOL.	H ₂ (MAXIMO)
	0.2 % VOL.	N ₂ (MAXIMO)
	PRESION	1.33 KG/CM ²
	TEMPERATURA	32° C
	H ₂ O	SATURADO A LA PRESION Y TEMPERATURA
	AZUFRE	15 mgrs POR Nm ³ MAXIMO
	MEA	3000 ppm EN PESO MAXIMO

Actualmente el bióxido de carbono es recibido en los límites de batería en las condiciones siguientes:

BIOXIDO DE CARBONO

CO₂

(Promedio de los meses Enero - Junio de 1992)

97.6 % Vol. CO₂ Base húmeda

H₂O Saturado a la Temperatura y Presión

Presión 1.2 Kg/cm² Abs.

Temperatura 50° C

Para alcanzar la capacidad de diseño se requiere que el CO₂ se encuentre a la temperatura de 32 °C, por lo que se origina la necesidad de enfriar esta corriente hasta alcanzar las condiciones deseadas.

La alta temperatura del bióxido de carbono origina que el turbocompresor no sea capaz de enviar al proceso la cantidad de bióxido de carbono suficiente para alcanzar la capacidad de diseño de 1000 TMPD, lo que provoca pérdidas económicas por la falta de aprovechamiento de la capacidad instalada.

Por otra parte, en un esfuerzo por mantener el flujo másico de bióxido de carbono a la planta, se opera el turbocompresor a su máxima capacidad, incrementando el consumo de vapor, en consecuencia se incrementan los consumos de agua tratada y gas natural, lo cual aumenta los costos de producción.

El acondicionamiento de la corriente de bióxido de carbono a las

condiciones de diseño trae como beneficio adicional la disminución de la corrosión en el carbonoducto, equipos y accesorios, debido a que la cantidad presente de agua disminuye y por ende la formación de ácido carbónico disminuye, ya que aunque el bióxido de carbono en si, no es corrosivo, con la presencia del agua se forma el ácido carbónico que es el responsable del ataque corrosivo a las tuberías.

De lo anteriormente mencionado, surge la necesidad de seleccionar un sistema de enfriamiento para acondicionar la corriente de CO_2 con la finalidad de obtener la capacidad de diseño de la planta.

IV.- PROBLEMATICA

Durante los años 1991, 1992 y 1993, el bióxido de carbono suministrado por la refinería de Petróleos Mexicanos, ha estado fuera de especificación en relación a su temperatura y contenido de humedad, con un valor promedio de 50° C de temperatura y, por tratarse de un gas saturado con agua, el contenido de humedad se incrementa en forma proporcional a la temperatura.

Cuando la planta productora de amoniaco de la refinería opera arriba del 90 % de su capacidad, la temperatura del bióxido de carbono se incrementa hasta 80° C.

La capacidad de diseño de la planta de amoniaco de la refinería de Petróleos Mexicanos (Planta diseñada con tecnología de M.W. KELLOG CO.), es de 900 toneladas de amoniaco y de 1000 toneladas de bióxido de carbono como subproducto por día.

La producción real es de aproximadamente 810 toneladas de amoniaco y de 900 toneladas de bióxido de carbono por día.

La mayor parte del bióxido de carbono producido es enviado a la planta de urea, pero también están conectadas a la línea de bióxido de carbono las plantas siguientes: UNIVEX, CO₂ DE MEXICO, LIQUID CARBONIC y además la refinería usa el bióxido de carbono para cubrir sus propias necesidades.

La problemática del bióxido de carbono a alta temperatura es la siguiente:

- 1.- El exceso de agua y la alta temperatura del bióxido de carbono, muy frecuentemente impide operar la planta de urea a su

capacidad de diseño, además la humedad del bióxido acelera la erosión y corrosión en los internos del primero y segundo paso del turbocompresor de CO_2 C-101.

2.- El exceso de agua y la alta temperatura incrementan la corrosión y provocan fugas frecuentes en la tubería que conduce el bióxido de carbono.

3.- Se sobrecargan con agua las trampas de condensado de la tubería que conduce el bióxido de carbono, y los sistemas separadores de líquido instalados en la estación de recompresión y en la planta de urea, también por el exceso de agua se ve afectada su capacidad de extracción de condensado

4.- Otro factor adicional es que se está distrayendo diariamente mano de obra en desaguar los registros de las trampas de condensado de la tubería que conduce el bióxido de carbono.

V.- GENERALIDADES

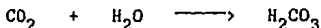
El bióxido de carbono producido en la planta de amoníaco, es removido del gas de síntesis por medio de carbonato caliente regenerativo.

El CO_2 en estado gaseoso fluye por un carbonoducto de 30" de diámetro para llegar a la estación de recompresión en donde se elimina parte del agua de saturación y se envía a la planta de urea con una reducción del diámetro del carbonoducto a 24", en la planta de urea se elimina casi toda el agua de saturación y se le adiciona aire de pasivación (en una proporción tal que alcance 0.75 - 0.85 % en volumen de oxígeno) para después comprimirse de 0.32 Kg/cm^2 a 145 Kg/cm^2 por medio de un turbocompresor centrífugo de cuatro pasos.

La planta de urea necesita 800 toneladas de CO_2 por día para operar al 100 % de su capacidad de diseño, el tecnólogo garantiza que 770 toneladas de CO_2 al 100 % son necesarias para producir 1000 toneladas métricas por día de urea.

El carbonoducto cuya longitud es de 8.65 Km, tiene 21 trampas de condensado instaladas a todo lo largo, siendo necesario desaguar diariamente los registros en los cuales descargan el condensado de las trampas.

La humedad que contiene la corriente de CO_2 reacciona con el gas carbónico de acuerdo a la reacción:



El ácido carbónico formado es el responsable del ataque químico

sobre el carbonoducto y sus accesorios.

PROPIEDADES DEL BIOXIDO DE CARBONO

Fórmula química	CO ₂	
Peso molecular	44.01	
Punto de ebullición a una atm	- 109° F	
Temperatura crítica	88° F	
Presión crítica	1073 lb/in ² abs.	
Calor latente de evaporación		
Punto triple	- 70° F	149.7 Btu/lb
	0° F	120.1 Btu/lb
	32° F	100.9 Btu/lb
Densidad del gas a una atm y 60° F	0.1188 lb/ft ³	
Densidad relativa (aire = 1)	1.528	
Punto triple	- 70° F y 75.1 lb/in ² abs.	
Calor específico		
Gas a 60 °F y 14.696 lb/in ² abs	0.201	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$ a presión cte.
Gas a 60 °F; volumen cte	0.1546	$\frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$ a volumen cte.
Relación de calor específico	$\frac{P \text{ cte}}{V \text{ cte}} = 1.30$	
Conductividad térmica		
- 58 °F	0.0064	$\frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft}}$
32 °F	0.0084	$\frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft}}$
212 °F	0.0128	$\frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft}}$

Viscosidad, gas

0 °F	0.0130 centipoises.
100 °F	0.0155 centipoises.
200 °F	0.0180 centipoises.

Solubilidad en agua

179.7 cc en 100 g de H ₂ O a 0 °F
90.1 cc en 100 g de H ₂ O a 20 °F

El CO₂ es un compuesto muy estable, su densidad es 1.5 veces la del aire, puede existir en los tres estados físicos; sólido, líquido y gas con solo variar la temperatura y la presión.

Estado físico	Presión (atm)	Temperatura (° C)
Gas	10	40
Gas	25	100
Líquido	21	- 18
Sólido	4	- 56

Sinónimos: Anhidrido carbónico
Gas carbónico
"Hielo seco"
CO₂

Aspecto y olor: gas incoloro e inodoro

Propiedades del amoniaco.

Color	incoloro.
Olor	Picante e irritante.
Peso molecular	17.03 gr-mol.
Punto de ebullición a 760 mm Hg.	- 28.0 °F.
Temperatura crítica	271.4 °F.
Presión crítica (absoluta)	1 657.0 lb/in ²
Densidad del vapor en el punto de ebullición y 760 mm Hg.	0.05555 lb/ft ³
Densidad del líquido en el punto de ebullición y 760 mm Hg.	0.6819 lb/ft ³
Calor específico del vapor a 15 °F y 760 mm Hg:	
Cp	0.52 Btu/(lb °F)
Cv	0.39 Btu/(lb °F)
Calor latente de evaporación en el punto de ebullición y 760 mm Hg.	589.40 Btu/(lb °F)
Viscosidad absoluta:	
Vapor a 0° F (32 °F)	0.00918 centipoises.
Líquido a - 33.5 (28 ° F)	0.266 centipoises.
Solubilidad en agua	Muy soluble.
solubilidad en alcohol	Soluble.

VI.- DESCRIPCION DEL PROCESO STAMICARBON

A. INTRODUCCION

Con el fin de apoyar los requerimientos expresados en el punto III y de comprender la razón de aceptación o rechazo de las opciones que posteriormente se formularán, se ve la conveniencia de mostrar en forma completa el proceso de obtención de urea mediante la tecnología de Stamicarbon, aunque no es el objeto directo de la tesis aquí desarrollada, además se muestra la necesidad de mantener las materias primas dentro de los parámetros especificados, principalmente de temperatura y plantear mediante el anterior entendimiento del proceso, las posibles opciones de acondicionamiento de la corriente de CO_2 .

B. RECEPCION DE MATERIAS PRIMAS (diagramas # 1 y # 2)

El bióxido de carbono a baja presión procedente de Pemex fluye por una tubería de 3.22 km de longitud y 30" de diámetro para llegar a la estación de recompresión, a lo largo de la tubería, existen 10 trampas con su respectivo foso para eliminar el condensado.

A su llegada a la estación de recompresión, el CO_2 fluye a través de un cambiador de calor adaptado, el cual prestaba servicio en otra planta de urea.

A continuación el CO_2 pasa por un tanque separador de condensado D-202, a una temperatura y presión de 100 °F y 1.56 psi, de donde es succionado por un soplador C-201.

A la descarga del soplador el CO_2 pasa a través de un enfriador E-201 el cual utiliza agua de la torre de enfriamiento CT-201.

Posteriormente el CO_2 fluye a un separador de condensado D-203,

a la salida del separador la tubería reduce el diámetro a 24" para continuar su trayectoria a los límites de batería de la planta de urea.

La longitud de la tubería de la estación de recompresión a la planta de urea es de 3.15 km y tiene 11 trampas con su respectivo foso para separar el condensado.

A su llegada a la planta, la línea de CO_2 tiene un sistema separador de condensado, el cual opera por medio de un controlador de nivel automático. El condensado es acumulado en un foso de donde es enviado al drenaje por medio de la bomba P-122, la cual opera a control automático de nivel.

La corriente de CO_2 entra a la sección inferior de un tanque separador de líquidos D-115, este tanque consta de dos secciones cada una de ellas con su respectivo control automático de nivel, en el interior del tanque en ambas secciones hay filtros de CO_2 los que eliminan las impurezas y partículas de condensado. La sección superior está conectada a la línea de recirculación del compresor C-101.

El CO_2 con una temperatura de 32°C y 0.33 Kg/cm^2 abs. de presión es comprimido por medio de un turbocompresor centrífugo de cuatro pasos; el primero, segundo y tercer paso, cuentan con un enfriador y un separador de líquidos e impurezas cada uno de ellos.

A la descarga del cuarto paso de compresión a una temperatura de 122°C y una presión de 150 Kg/cm^2 man. el CO_2 es enviado al descompositor de alta presión E-101.

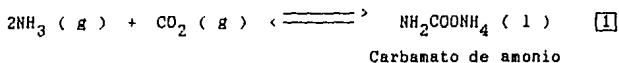
La planta de urea con proceso de fabricación STAMICARBON

(desarrollado en Holanda) con descompositor de carbonato (Stripper) y de reciclado total, tiene una capacidad de diseño de 1,000 toneladas métricas por día (330,000 TM/año).

La diferencia fundamental de este proceso en relación con otros, es la descomposición del carbonato de amonio, del efluente del reactor, con CO_2 fresco a la presión de síntesis, en un descompositor especialmente diseñado, con suministro externo de calor.

La presión de operación es de 145 Kg/cm^2 , esta presión es relativamente baja en comparación con los procesos de urea de reciclado parcial.

En esencia, la producción de urea se lleva a cabo por medio de dos reacciones. La primera es la condensación del amoníaco y CO_2 gaseosos a alta presión y alta temperatura:

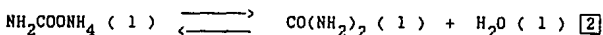


$$\Delta H_{\text{Carbonato}} = - 28 \text{ KCal/mol}$$

$$P = 110 \text{ atm abs.}, \quad T = 160 \text{ }^\circ\text{C}$$

Esta reacción es fuertemente exotérmica y se lleva a cabo espontáneamente y en su totalidad, siempre y cuando el calor sea retirado.

La segunda reacción es la deshidratación del carbonato de amonio líquido, esta es una reacción endotérmica que se lleva a cabo en fase líquida:



$$\Delta H_{\text{Urea}} = 3 - 4 \text{ KCal/mol}$$

$$T = 160 - 190 \text{ }^\circ\text{C}$$

Esta reacción se lleva a cabo a una temperatura de 160 a 190 $^\circ\text{C}$ y una presión de 100 - 250 atmósferas con una conversión de 50 - 70 %, el tiempo necesario para alcanzar el equilibrio es de 20 - 30 minutos.

Las soluciones en la sección de síntesis de urea son muy corrosivas, el componente agresivo es el carbonato de amonio.

La prevención de la corrosión en las plantas de urea es llevada a cabo por medio de: El uso de ciertos aceros inoxidables, el contenido de oxígeno en las corrientes del proceso y las características tecnológicas del mismo.

La corrosión en una planta de urea es incrementada por la temperatura alta, la concentración del carbonato de amonio y la baja concentración del oxígeno disuelto.

La adición de oxígeno y el mantenimiento de una concentración suficientemente alta de oxígeno en las corrientes del proceso, son un requisito para la prevención de la corrosión en los equipos.

La corrosión en el acero inoxidable se lleva a cabo durante el contacto con la fase líquida, no así en la fase gas, a menos que ocurra una condensación localizada.

La mayor parte de los equipos de la planta de urea están fabricados con acero inoxidable del tipo 316L y donde las condiciones de corrosión son muy severas, se utilizó una aleación especial, como en el caso de los tubos distribuidores del

descompositor de carbonato, fabricados con 25Cr - 22Ni - 2Mo.

El proceso STAMICARBON para la fabricación de urea para su mejor comprensión se divide en las siguientes secciones:

C. SECCION DE SINTESIS (diagrama # 3)

El amoniaco anhidro líquido procedente de Pemex, se suministra a la planta de urea por una tubería de 7 km de longitud y 8" de diámetro, a una presión de 12 Kg/cm² y una temperatura de - 1 °C a 10 °C, recibándose en tanques esféricos del sistema de almacenamiento, se tiene la opción de recibir el amoniaco directamente.

Del sistema de almacenamiento, el amoniaco se bombea a la planta de urea , para recibirse en el tanque de balance D-201, a una presión de 8 Kg/cm² y 0 °C , en donde es succionado por una de las bombas de amoniaco de alta presión P-101 A/B, para inyectarlo al tope del condensador de alta presión E-102 a una presión de 160 Kg/cm² a través del eyector J-106.

Condensador de alta presión E-102.

La función de este equipo es convertir a las materias primas, amoniaco y bióxido de carbono en un compuesto intermedio, carbonato de amonio, de acuerdo a la reacción química (1).

La reacción procede rápidamente con liberación de calor, y la mayor parte del bióxido de carbono se transforma en carbonato de amonio, debido a que esta reacción es fuertemente exotérmica, es necesario controlar la temperatura alimentando una mezcla de agua tratada y condensado a la carcasa del condensador, generándose vapor de 3.5 Kg/cm².

El carbonato de amonio formado, bióxido de carbono residual y

amoníaco en exceso salen por el fondo del condensador hacia el reactor R-101

Las condiciones de operación del condensador son:

Presión 140 Kg/cm²

Temperatura 165 °C

Relación molar 2.85 (NH₃/CO₂) fase líquida.

Reactor R-101

El carbamato de amonio líquido formado en el condensador de alta presión E-102, conjuntamente con el bióxido de carbono que no reaccionó y el amoníaco en exceso fluyen para alimentarse por el fondo del reactor R-101, conforme la mezcla asciende el 45 % del carbamato de amonio se deshidrata convirtiéndose en urea y agua, en forma simultánea el bióxido de carbono residual se sigue transformando en carbamato de amonio con el consiguiente desprendimiento de calor, de tal manera que en la parte superior del reactor la temperatura es de 180 - 183 °C, mientras que en el fondo la temperatura es de 170 °C.

La conversión del carbamato de amonio a urea y agua se verifica de acuerdo a la reacción (2), esta reacción se lleva a cabo con una eficiencia del 58.5 %.

La reacción es ligeramente endotérmica y parcial, procede más lentamente en comparación con la formación de carbamato, por lo tanto el volumen del reactor debe ser tal que permita un tiempo de residencia suficiente para lograr el equilibrio.

En la parte superior del reactor R-101, se separan las dos fases, la fase gaseosa fluye hacia el lavador de gases de alta presión E-103 (Scrubber) y la fase líquida se conduce por el

rebosadero central para alimentarse al descompositor de carbonato de alta presión E-101 (Stripper) por medio de la válvula de control de nivel.

Las condiciones de operación del reactor son:

Presión	140 kg/cm ²	
Temperatura	170 °C	Fondo del reactor.
	180 - 183 °C	Tope del reactor.
Relación molar	2.8 (NH ₃ /CO ₂)	Fase líquida.

Lavador de gases de alta presión E-103 (scrubber)

La función del lavador de gases es absorber la mayor parte del bióxido de carbono y amoníaco procedentes de la fase gaseosa que sale del reactor.

La fase gaseosa alimentada del reactor esta formada por amoníaco, bióxido de carbono e inertes (Nitrógeno, Oxígeno e Hidrógeno), esta mezcla de gases llega al lavador y se pone en contacto con la solución líquida de carbonato de amonio de reciclo, procedente del sistema de baja presión, por esta acción y por el enfriamiento proporcionado al sistema, la mayor parte de amoníaco y bióxido de carbono se condensan, formando una solución de carbonato de amonio, la que se alimenta al condensador de alta presión E-102 por medio del eyector J-106.

Los gases no condensados consistentes en inertes y pequeñas cantidades de amoníaco y bióxido de carbono fluyen por la parte superior de lavador para enviarse al absorbador T-107 por medio de la válvula reductora de presión.

El enfriamiento al sistema se lleva a cabo recirculando agua tratada por el exterior de los tubos del cambiador de calor E-103,

por medio de una de las bombas P-105 A/B.

La condensación del amoniaco y bióxido de carbono provoca la concentración de hidrógeno y oxígeno, elementos que forman una mezcla potencialmente explosiva.

El lavador de gases de alta presión E-103, esta diseñado con un disco interno de seguridad, el que se romperá absorbiendo el impacto en caso de que ocurra alguna explosión.

Las condiciones de operación del lavador de gases de alta presión E-103 son :

Presión	140 kg/cm ²
Temperatura	160 °C

Descompositor de carbonato de alta presión E-101 (Stripper)

La función de este equipo es eliminar la mayor parte del carbonato de amonio que acompaña a la solución de urea procedente del reactor, este proceso se lleva a cabo descomponiendo el carbonato de amonio en sus reactantes, amoniaco y bióxido de carbono.

La fase líquida alimentada del reactor esta formada por urea, carbonato de amonio, amoniaco y agua, esta solución fluye hacia el distribuidor de la parte superior en donde se esparce para descender en forma de película por cada uno de los 1600 tubos del equipo.

La descomposición se lleva a cabo cuando la película de solución se pone en contacto con el bióxido carbono introducido a contracorriente, el cual causa que la presión parcial del amoniaco disminuya, y como resultado el carbonato empieza a descomponerse y a consumir calor.

El calor requerido por la reacción se le proporciona alimentando vapor de 24.5 kg/cm^2 a la carcasa del cambiador de calor por medio del saturador D-108.

La parte gaseosa resultante del proceso de descomposición (amoniaco y bióxido de carbono) conjuntamente con el bióxido de carbono alimentado, fluyen por la parte superior del equipo para enviarse al tope del condensador de alta presión E-102.

La fase líquida con un 57 % de urea, carbanato de amonio y agua, se envía controlando el nivel, hacia la columna rectificadora T-101.

Las condiciones de operación del cambiador de calor de alta presión E-101 son:

Presión 140 kg/cm^2

Temperatura $165 \text{ }^\circ\text{C}$

D. SECCION DE ABSORCION Y RECIRCULACION (diagrama # 4)

La sección de absorción esta formada por el absorbedor T-107 y su equipo auxiliar, su función es recuperar el amoniaco y bióxido de carbono que acompañan a los inertes procedentes de la sección de síntesis.

La sección de recirculación la forman los siguientes equipos:

Columna rectificadora T-101

Calentador de Recirculación E-105

Condensador de carbanato de amonio de baja presión E-106

Lavador de gases de venteo T-105

La función de esta sección es concentrar la solución de urea y recuperar el amoniaco y bioxido de carbono, para reciclarlos en forma de carbanato de amonio a la sección de síntesis.

La corriente gaseosa procedente del lavador de gases de alta presión E-103, formada por: amoníaco, bióxido de carbono e inertes, fluye hacia el fondo de la sección empacada con anillos pall del absorbedor T-107.

Dentro del absorbedor la corriente gaseosa asciende a través de la columna empacada, a su paso por la misma los gases de amoníaco y bióxido de carbono se enfrían y condensan al ponerse en contacto con las soluciones alimentadas a contracorriente por medio de las bombas P-118 A/B y P127 A/B del tanque de solución amoniacal TK-102.

Los inertes son enviados a la atmósfera por medio de la válvula reguladora de presión.

La solución amoniacal se envía por medio de una válvula de control de nivel hacia el lavador de gases de venteo T-105, después de pasar por el enfriador E-122.

Las condiciones de operación del absorbedor T-107 son:

Presión 6 kg/cm²

Temperatura 45 °C

Recirculación.

La corriente líquida procedente del descompositor de carbonato de alta presión E-101, está formada por: urea, carbonato de amonio y agua, la solución fluye hacia la parte superior de la columna rectificadora T-101, a través de una válvula reductora de presión, debido a que la presión se reduce bruscamente una gran cantidad del carbonato de amonio se descompone en los reactantes amoníaco y bióxido de carbono.

La fase líquida desciende a través de una columna empacada

recibiendo a contracorriente los gases calientes de amoniaco y bióxido de carbono obtenidos del carbanato de amonio descompuesto en el calentador de recirculación E-105.

La fase gaseosa formada por amoniaco, bióxido de carbono y agua, fluye hacia el condensador de carbanato de baja presión E-106 y de este al lavador de gases de venteo T-105.

La fase líquido formada por: urea, agua y trazas de carbanato de amonio, se envía por medio de una válvula de control de nivel hacia el tanque flash D-105, el tanque opera a vacío, por este efecto todo el carbanato residual se descompone en amoniaco y bióxido de carbono.

La mezcla gaseosa sale por la parte superior del tanque flash D-105, hacia el condensador E-113.

La solución de urea a una concentración del 75 % y 0.6 % de amoniaco se envía hacia el tanque de urea a través de una pierna barométrica al sistema de evaporación.

Las condiciones de operación de la columna rectificadora T-101 son:

Presión 3.5 kg/cm²

Temperatura 135 °C

Condensador de carbanato de amonio de baja presión E-106

La función de este condensador es transformar en carbanato de amonio, el bióxido de carbono y amoniaco provenientes de la columna rectificadora T-101 y del desorbedor I, T-102.

Al entrar las corrientes de alimentación, una parte del bióxido de carbono y amoniaco es absorbida por la solución amoniacal diluida procedente del rebosadero del lavador de gases de venteo

T-105.

La mezcla de gases y líquido fluye en forma ascendente por la carcasa y se enfría con el agua de enfriamiento que circula a través del haz tubular del condensador, por efecto del enfriamiento se condensan casi en su totalidad los gases de amoniaco y bióxido de carbono formándose carbonato de amonio.

La solución de carbonato de amonio y los gases residuales rebosan del condensador para alimentarse al lavador de gases T-105.

Las condiciones de operación del condensador son :

Presión 1.85 kg/cm²

Temperatura 75 °C

Lavador de gases de venteo T-105 (diagrama # 5)

Este equipo recibe todo el amoniaco y bióxido de carbono recuperados en los sistemas de absorción, recirculación y desorción, ya sea como carbonato de amonio o en estado libre.

La función del lavador de gases de venteo, consiste en recuperar el amoniaco y bióxido de carbono que acompañan a los incondensables de las soluciones alimentadas.

En el fondo del lavador se separan las dos fases de la mezcla alimentada del condensador de carbonato de amonio de baja presión E-106, la fase líquida formada por la solución de carbonato de amonio fluye a la succión de las bombas de carbonato de alta presión, para recircularse al lavador de gases de alta presión, a 140 kg/cm² y 75 °C de temperatura.

La fase gaseosa asciende por el ducto de salida hacia la sección empacada en donde el amoniaco y bióxido de carbono son absorbidos por la solución amoniacal fría procedente del

absorbedor T-107.

Todo el carbonato de amonio formado pasa a la charola colectora de nivel y después fluye hacia la bomba de recirculación P-117 A/B, de ahí se envía al enfriador E-122, en donde se une con la solución amoniaca del absorbedor T-107, y se recircula hacia la columna rellena, por medio de una esprea aspersora.

El nivel de la charola se regula derramando líquido por su rebosadero hacia el fondo del condensador de carbonato E-108.

Los incondensables salen por el tope del lavador para enviarse al condensador final E-114, de la sección de evaporación y de este a la chimenea de venteo D-119.

Las condiciones de operación del lavador de gases de venteo T-105 son:

Presión	1.65 kg/cm ²
Temperatura	75 °C

E. SECCION DE EVAPORACION Y APERDIGONADO (diagramas # 6 y # 7)

La sección de evaporación tiene como objetivo concentrar la solución de urea en dos pasos, hasta tener urea fundida con una concentración aproximada de 99.8 %.

Primer paso de evaporación

La función de este paso es concentrar la solución de urea de 75 hasta un 95 %.

La solución de urea del tanque TK-101, se envía con la bomba P-111 A/B, hacia el evaporador del primer paso E-108, en donde se calienta hasta 128 °C con vapor de 3.5 kg/cm².

La solución de urea a 128 °C fluye hacia el separador del primer paso D-108, en donde por efecto del vacío se desprende

vapor de agua con trazas de amoniaco los que se envían al sistema de condensación del primer paso de evaporación.

La urea separada en D-106 con 95 % de concentración y 128 °C fluye hacia el calentador del segundo paso E-110.

El sistema de condensación del primer paso de evaporación está formado por los condensadores E-131 y E-109, que operan en serie para condensar el vapor de agua y trazas de amoniaco por medio de agua de enfriamiento y el vacío generado por el eyector del primer paso J-102.

La solución amoniacal o condensado del proceso que sale del condensador E-119, se descarga por una pierna barométrica al compartimiento "A" del tanque de solución amoniacal TK-102.

Las condiciones de operación del primer paso de evaporación son:

Presión - 370 mmHg (255 mmHg abs.)

Temperatura 128 °C

Segundo paso de evaporación

La función de este paso es concentrar la solución de urea de 95 hasta un 99.8 %.

La solución de urea que entra al evaporador del segundo paso E-110, asciende por los tubos verticales para calentarse con vapor de 8.2 kg/cm² pasando al separador del segundo paso D-107, en donde por efecto del vacío se separa el agua con trazas de amoniaco de la urea fundida.

La urea fundida a 138 °C y una concentración del 99.8 % fluye a la succión de la bomba P-112 A/B, para alimentarse a la canastilla rotatoria A-101 A/B, en la torre de aperdigonado PT-101.

El vapor de agua desprendido conjuntamente con trazas de amoníaco, se envía al sistema de condensación del segundo paso de evaporación a través del primer eyector J-103.

El sistema de condensación del segundo paso de evaporación está formado por los condensadores E-111, E-112 y E-114, que operan con agua de enfriamiento y en serie a través de los eyectores J-103, J-104 y J-105.

Todo el condensado procedente de los condensadores se descarga por piernas barométricas al compartimiento "A" del tanque de solución TK-102.

Las condiciones de operación del segundo paso de operación son:

Presión - 600 mmHg (mínimo) (25 mmHg abs.)

Temperatura 138 °C

En los dos pasos de evaporación es crítico el control de las temperaturas, porque cualquier incremento de temperatura aumenta la hidrólisis de la urea y la formación de polímeros indeseables como el biuret.

Aperdigonado (diagrama # 7)

La función de este sistema, es dar el acabado final a la urea producida, para la operación de aperdigonado se utiliza una canastilla rotatoria A-101 A/B, instalada en la parte superior de la torre de aperdigonado PT-101, la canastilla está dotada de un número de perforaciones por donde sale la urea fundida y opera a una velocidad de 220 RPM.

En la operación de aperdigonado, la urea fundida se alimenta a la canastilla rotatoria la que al girar dispersa la urea en

pequeñas gotas que descienden por gravedad en el interior de la torre de aperdigonado PT-101.

Las gotas forman perdigones durante la caída libre, y solidifican como resultado del calor removido por el aire que fluye en contracorriente, el cual es inducido por cuatro ventiladores B-102 A/B/C/D instalados en la parte superior de la torre.

Los perdigones de urea a 85 °C son recolectados en el fondo de la torre, de ahí se alimentan por medio del raspador M-101 al transportador M-102 para enviarse al departamento de envase y embarque para su envasado y/o a la bodega de urea a granel.

En el tope de la torre de aperdigonado PT-101, se tiene instalado el lavador evaporativo T-106, este equipo es una torre empacada con silletas y tiene como función recuperar el polvo de urea arrastrado por el aire que succionan los ventiladores y al mismo tiempo evaporar el condensado del proceso (agua de reacción), de esta manera se reducen las emisiones sólidas y se elimina la descarga de líquidos contaminantes al drenaje industrial.

El aire succionado por los ventiladores B-102 al contacto con los perdigones de urea se calienta y arrastra una cierta cantidad de polvo fluyendo hacia el fondo del lavador evaporativo T-106 para llegar a la columna empacada en donde recibe a contracorriente el condensado del proceso, en esta forma el polvo de urea es retenido disolviéndose en la solución, y el aire con un mínimo de emisiones se descarga a la atmósfera.

El condensado del proceso proveniente del tanque TK-105, se alimenta con la bomba P-121 A/B via el tanque colector D-120, de aqui el condensado fluye a la succión de la bomba P-125 A/B, para ser enviado a la columna empacada del lavador evaporativo T-106 estableciendo una recirculación en el sistema.

La solución recirculada por el lavador evaporativo se calienta hasta 57°C en los condensadores E-131 y E-135 al alimentar esta solución a la columna empacada por la acción del aire se evapora el 95 % del condensado el que se descarga a la atmósfera junto con el aire.

Por la acción de evaporación del condensado, la solución recirculada se concentra hasta un 35 % de urea la que se descarga en forma continua al tanque de urea TK-101.

A una capacidad del 100 % de la planta de urea se evaporan aproximadamente $520\text{ m}^3/\text{día}$ de condensado.

F. SECCION DE DESORCION (diagrama # 8)

El objetivo del sistema de desorción es recuperar el amoniaco y el bióxido de carbono del condensado amoniaco del proceso, para evitar la contaminación y las pérdidas de materias primas.

La operación de desorción se lleva a cabo en los desorbedores I y II conforme a lo siguiente:

Desorbedor I T-102

La solución amoniaco a 42°C , procedente del tanque de solución amoniaco TK-102, se bombea al precalentador E-124 para calentar la solución a 70°C y alimentarse al plato superior del desorbedor I T-102, la solución amoniaco a su paso por los 17

platos de la columna contacta con el vapor que a 142°C y en contracorriente fluye del fondo hacia la sección superior del desorbedor, de tal forma que la solución se calienta y parte del vapor enfría y condensa.

Por efecto del calentamiento, todo el amoníaco y bióxido de carbono, así como parte del agua se evapora separándose de la solución, para salir por la parte superior del desorbedor a una temperatura de 116°C vía el condensador de carbamato de baja presión E-105.

El líquido residual con trazas de amoníaco con 142°C pasa al fondo del desorbedor, de donde se envía con la bomba P-120 A/B al precalentador E-115, en donde se calienta a $183 - 191^{\circ}\text{C}$ con vapor de 24.6 kg/cm^2 , para finalmente alimentarse en el primer plato del desorbedor II T-104.

Las condiciones de operación del desorbedor I T-102 son:

Presión 3.0 kg/cm^2
Temperatura 116°C (máxima)

Desorbedor II T-104

Al entrar la solución caliente al desorbedor, se expande de 17 a 3.0 kg/cm^2 produciendo una disminución súbita de la presión (flasheo) con separación del vapor y disminución de la temperatura hasta 142°C .

El vapor desprendido formado por agua y trazas de amoníaco a 142°C , se alimenta al fondo del desorbedor I T-102, para utilizarse como agente de desorción.

El líquido remanente fluye por los 10 platos de la columna del

desorbedor II T-104, a su paso, se desprenden las trazas de amoniaco debido al calentamiento producido al contactar en contracorriente con el vapor generado a 142°C en el recalentador E-129.

La solución caliente llega al fondo del desorbedor II T-104, y fluye por circulación natural al recalentador E-129, en donde se mantiene una temperatura de 142°C utilizando vapor de 8 kg/cm^2 .

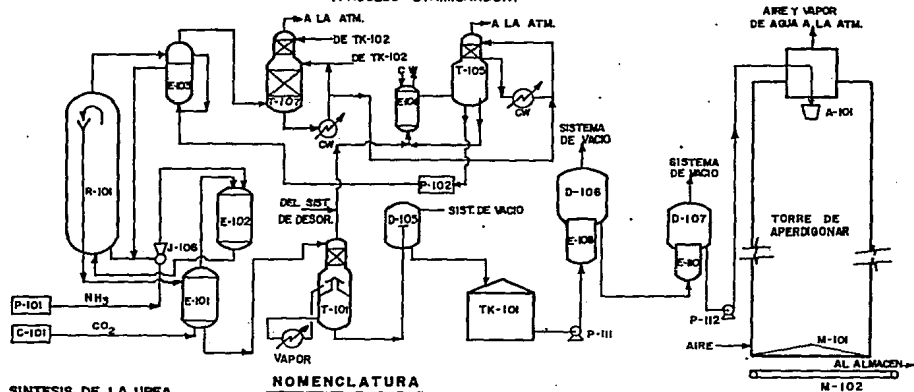
Finalmente la solución residual a 142°C , con aproximadamente 50 ppm de amoniaco y 1 % de urea, pasa al tanque de condensados del proceso TK-105, enfriándose en el precalentador del desorbedor I E-124, hasta $94 - 113^{\circ}\text{C}$, por intercambio con la solución amoniacal fría (42°C) enviada del tanque TK-102.

Las condiciones de operación del desorbedor II T-104 son:

Presión	3.0 kg/cm^2
Temperatura	$183 - 191^{\circ}\text{C}$

DIAGRAMA GENERAL DE FLUJO DE LA PLANTA DE UREA II

(PROCESO STAMICARBON)



SINTESIS DE LA UREA

- C-101 COMPRESOR DE CO_2
- P-101 BOMBA DE NH_3
- R-101 REACTOR
- E-101 STRIPPER
- E-102 CONDENSADOR DE CARBAMATO DE ALTA PRES.
- E-103 LAVADOR DE GASES DE ALTA PRESION

ABSORCION Y RECIRCULACION

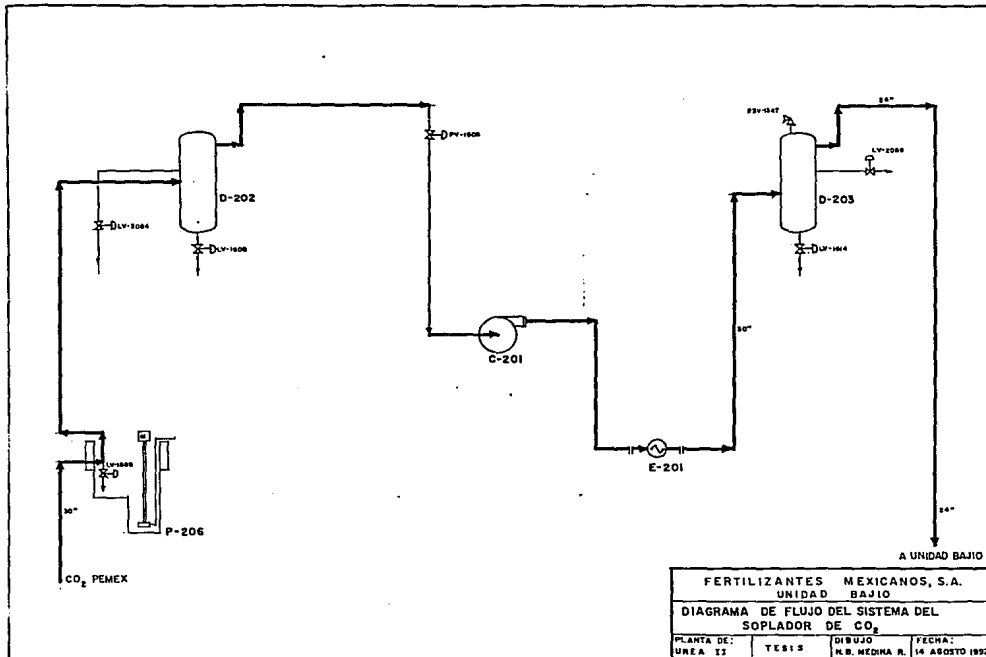
- T-107 ABSORBEDOR
- E-106 CONDENSADOR DE CARBAMATO DE B.P.
- E-105 LAVADOR DE GASES VENTED
- P-102 BOMBA DE CARBAMATO DE A.P.

NOMENCLATURA

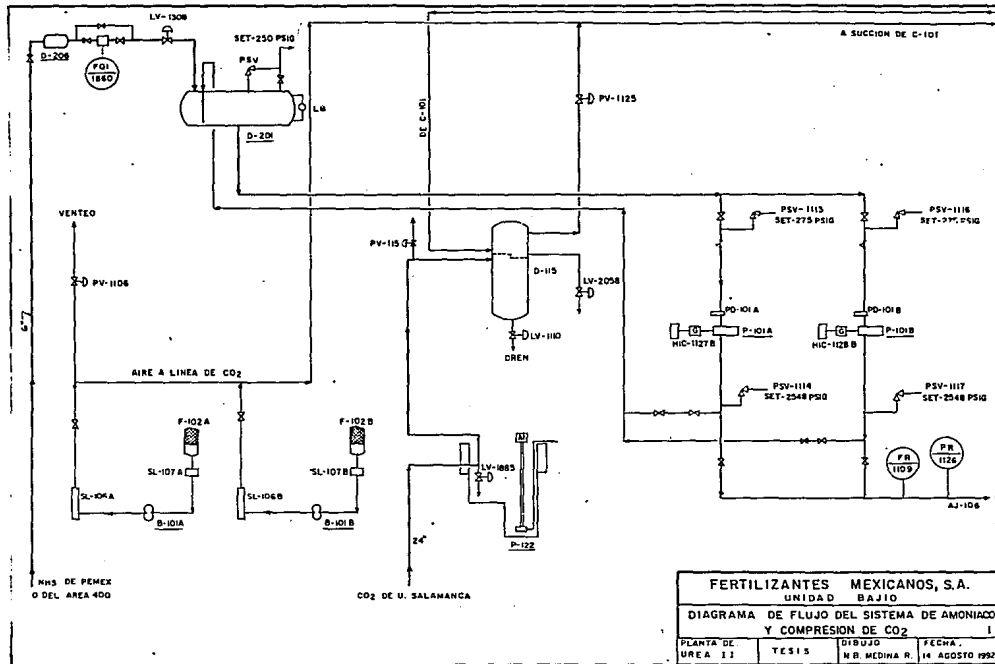
- T-101 COLUMNA RECTIFICADORA
- D-105 TANQUE DE FLASH.

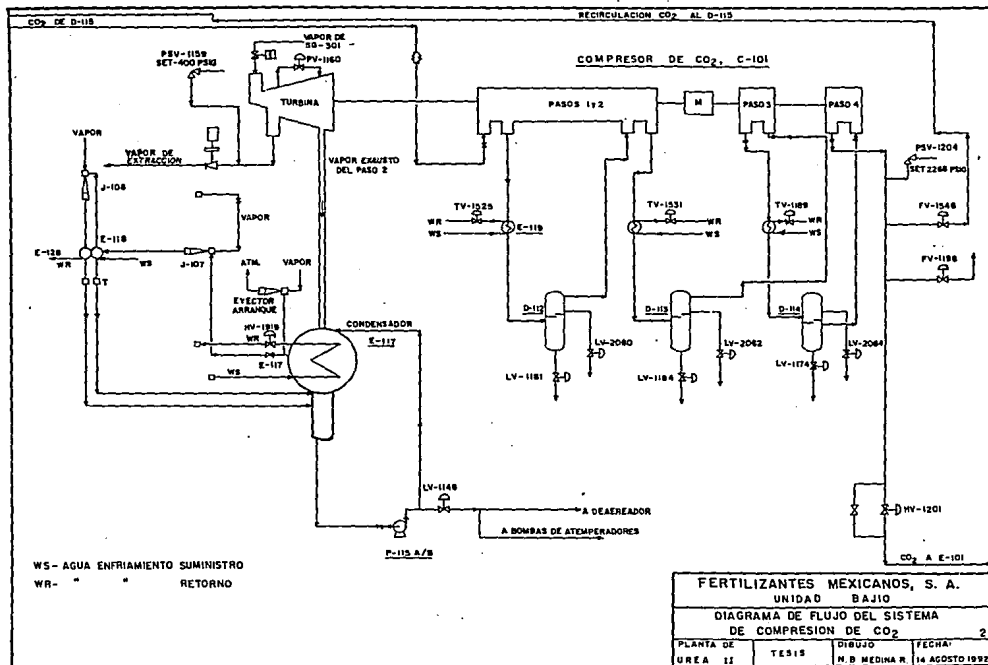
EVAPORACION Y APERDIGONADO

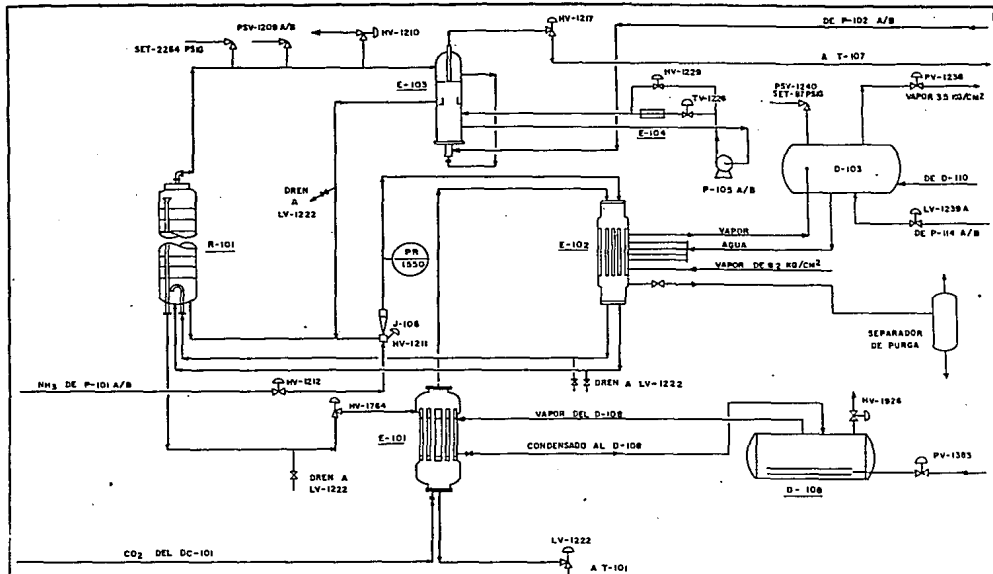
- TK-101 TANQUE DE ALMACENAMIENTO DE UREA
- E-108 1er. PASO DE EVAPORACION
- E-110 2do. PASO DE EVAPORACION
- E-112 BOMBA DE UREA FUNDIDA
- A-101 GRASILLA DE APERDIGONAR
- M-101 RASPADOR
- M-102 BANDA TRANSPORTADORA DE UREA



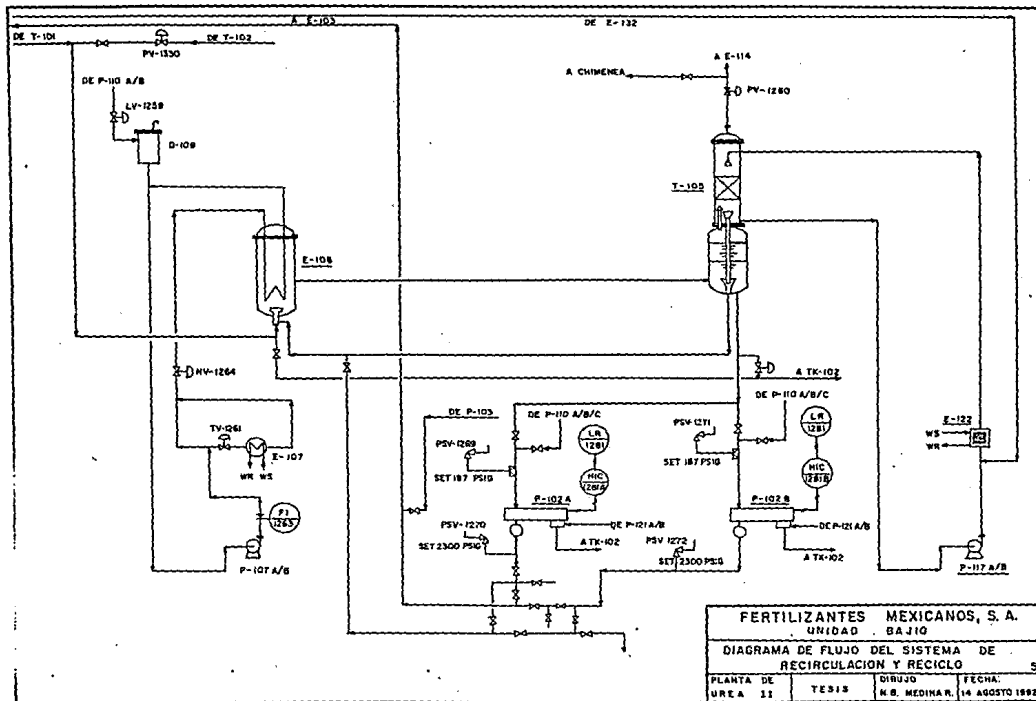
FERTILIZANTES MEXICANOS, S.A.			
UNIDAD BAJIO			
DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DEL SOPLADOR DE CO ₂			
PLANTA DE: UREA II	TESIS	DIBUJO H.B. MEDINA R.	FECHA: 14 AGOSTO 1952



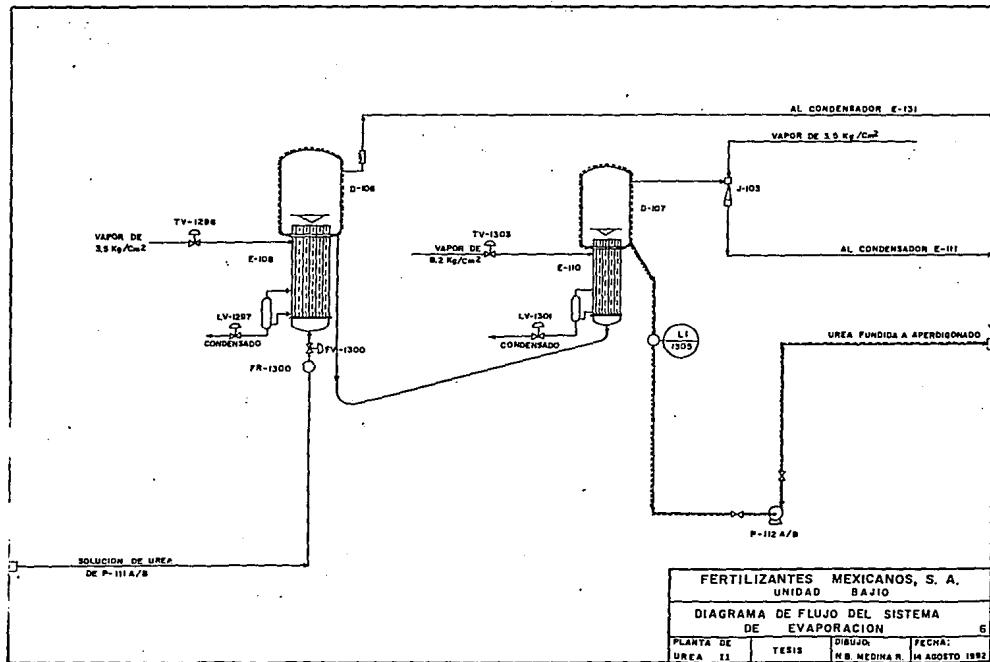




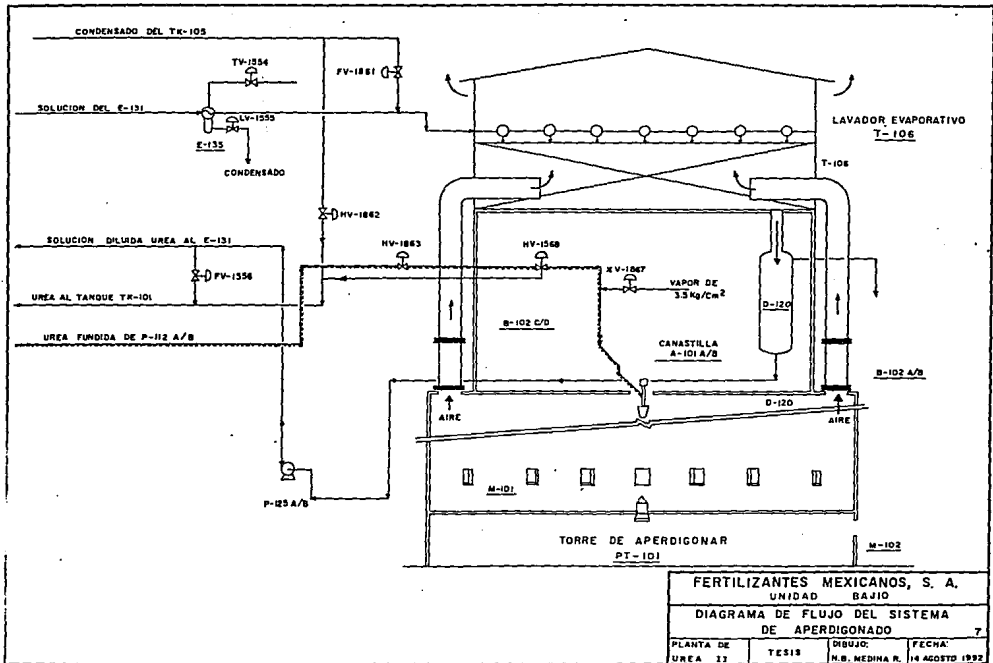
FERTILIZANTES MEXICANOS, S. A.			
UNIDAD		BAJIO	
DIAGRAMA DE FLUJO DE LA			
SECCION DE SINTESIS 3			
PLANTA DE	TESIS	DIBUJO	FECHA:
UREA II		M.B. MEDINA R.	14 AGOSTO 1992
PLANTA DE			



FERTILIZANTES MEXICANOS, S.A.			
UNIDAD BAJIO			
DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE RECIRCULACION Y RECICLO			
5			
PLANTA DE UREA II	TESIS	DIBUJO N.B. MEDINA R.	FECHA: 14 AGOSTO 1982



FERTILIZANTES MEXICANOS, S. A.			
UNIDAD		BAJIO	
DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE EVAPORACION			
		6	
PLANTA DE UREA 11	TESIS	DIBUJO: M.B. MEDINA R.	FECHA: 14 AGOSTO 1992



FERTILIZANTES MEXICANOS, S. A.

UNIDAD BAJIO

DIAGRAMA DE FLUJO DEL SISTEMA DE APERDIGONADO

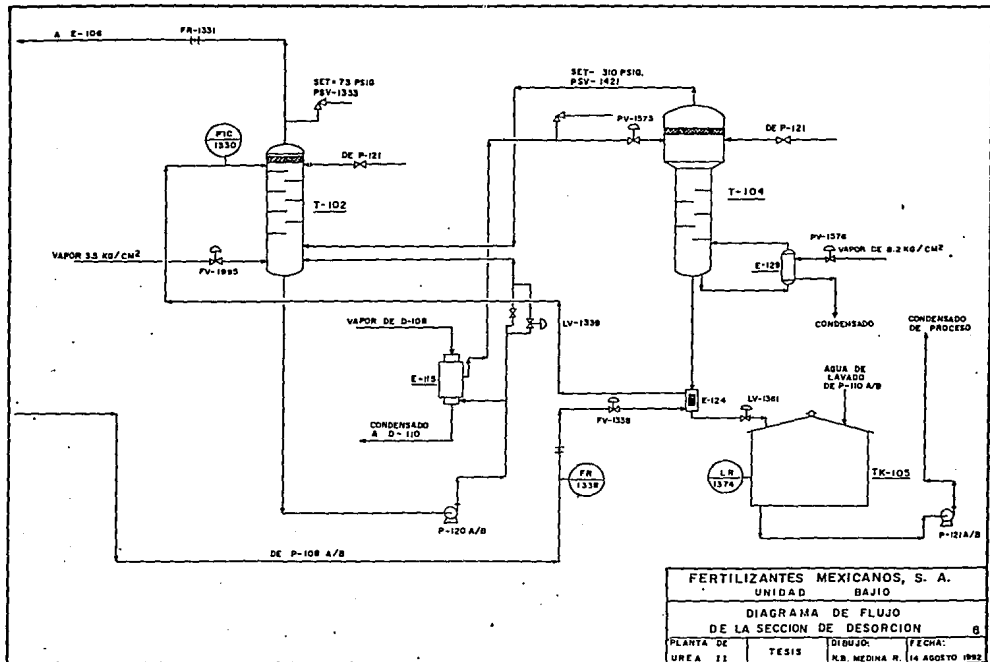
7

PLANTA DE UREA 13

TESIS

DIBUJO: N.B. MEDINA R.

FECHA: 14 AGOSTO 1992



VII.- ESTABLECIMIENTO DE LAS OPCIONES DE SOLUCION

En función de los requerimientos del proceso, la corriente de CO_2 se debe acondicionar de una temperatura de 50°C a 32°C , para alcanzar la capacidad de diseño.

Para resolver este requerimiento se deben plantear opciones viables, tanto técnica como económicamente, de tal forma que con los mínimos equipos, conexiones y servicios auxiliares se pueda alcanzar el objetivo de enfriar la corriente de CO_2 .

Las opciones que se pueden plantear para resolver este requerimiento son:

- 1.- Un cambiador de calor enfriado por aire.
- 2.- Utilizar la corriente de amoniaco que se consume en la planta de urea, como medio de enfriamiento en un cambiador de calor de tubos y coraza.
- 3.- Un sistema de refrigeración usando amoniaco como refrigerante.
- 4.- Un cambiador de calor de tubos y coraza, que utilice agua de una torre de enfriamiento ya existente.
- 5.- Solicitar al proveedor que entregue las materias primas a las condiciones deseadas.
- 6.- Mantener la corriente a la temperatura de recepción (caliente) y hacer ajustes al sistema de compresión de CO_2 , mediante la modificación de relación de compresión e interenfriamiento.
- 7.- Adicionar un sistema de compresión complementario.
- 8.- Continuar operando la planta a baja capacidad.

A. ANALISIS PRELIMINAR DE LAS OPCIONES DE SOLUCION.

a.- De acuerdo a las condiciones, programas y disposiciones de la planta de urea no es conveniente modificar el proceso debido a que:

1.- La planta está optimizada y cualquier modificación alteraría la eficiencia de la planta y su producción.

2.- Se requiere hacer construcciones, conexiones y trabajos dentro del área de procesamiento.

3.- Por seguridad de la planta se prohíbe hacer maniobras e instalaciones cuando la planta está en operación.

4.- Se requiere hacer análisis de espacios, de terreno y de instalaciones subterráneas (cimentaciones, cableados eléctricos, drenajes, etc.) de tal forma que no se vean afectados por las modificaciones a implementar.

b.- Se dispone de área libre en límites fuera de batería.

c.- Se dispone y es posible ocupar algunos servicios auxiliares de la planta.

d.- Se ha estado solicitando al proveedor que suministre las materias primas en las condiciones deseadas, pero hasta la fecha no ha sido posible recibir el CO₂ frío, debido a problemas internos del proveedor.

De este análisis preliminar y tomando en cuenta los argumentos enunciados, se estableció que las opciones No. 6 y 7 no es conveniente implementarlas, por lo que se decide analizar solamente las opciones No. 1, 2, 3 y 4, por lo cual se procede a predimensionar y costear los equipos requeridos para posteriormente hacer el análisis técnico-económico

correspondiente, y de ahí seleccionar la mejor opción.

En caso de que ninguna opción sea económicamente factible, se procederá a mantener baja la capacidad de la planta (opción No. 8).

VIII.- ANALISIS TECNICO DE LAS OPCIONES DE SOLUCION

A. ANALISIS DE LA CORRIENTE DE CO₂

1.- Las condiciones del CO₂ requeridas en los límites de batería son las siguientes:

Temperatura 90 °F

Presión 17.067 lb/in²

En estas condiciones el CO₂ esta saturado con agua, a continuación se calcula la cantidad de agua presente en el CO₂:

De acuerdo a la ley de Dalton

$$P_{TOTAL} = P_{CO_2} + P_{H_2O}$$

De tablas de vapor:

$$P_{H_2O} \text{ a } 90 \text{ °F} = 0.698 \text{ lb/in}^2$$

Sustituyendo:

$$17.067 = P_{CO_2} + 0.698$$

Despejando:

$$P = 16.369 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Vol \% CO}_2 = \frac{P_{CO_2}}{P_{TOTAL}} 100 = \frac{16.369}{17.067} 100 = 95.91$$

$$\text{Vol \% H}_2\text{O} = \frac{P_{H_2O}}{P_{TOTAL}} 100 = \frac{0.698}{17.067} 100 = 4.09$$

Cálculo del porcentaje en peso:

Base: Una libra-mol de gas

	lb-mol	P.M.	Peso, lb	% Peso
CO ₂	95.81	44	4220.	98.28
H ₂ O	4.09	18	73.6	1.72
			<u>4293.6</u>	<u>100.00</u>

La planta productora de urea consume 1'697 558 lb (770 ton) de CO₂ al 100 % en un día, el consumo por hora es de:

70 731 lb/hr

$$\text{lb de CO}_2 \text{ por lb de H}_2\text{O} = \frac{98.28}{1.72} = 57.14 \text{ lb de CO}_2$$

$$\frac{70\ 731 \text{ lb CO}_2}{57.14 \text{ lb CO}_2/\text{lb H}_2\text{O}} = 1\ 238 \text{ lb H}_2\text{O/hr a } 90^\circ\text{F y } 17.067 \text{ lb/in}^2$$

2.- Condiciones reales del CO₂:

Temperatura 122 °F

Presión 17.067 lb/in² abs.

Cálculo de la cantidad de agua presente en la corriente de CO₂

en estas condiciones:

$$P_{\text{TOTAL}} = P_{\text{CO}_2} + P_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} \text{ a } 122^\circ\text{F} = 1.788 \text{ lb/in}^2$$

$$17.067 \text{ lb/in}^2 = P_{\text{CO}_2} + 1.788 \text{ lb/in}^2$$

Por lo tanto:

$$P_{\text{CO}_2} = 15.279 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Vol \% CO} = \frac{15.2790}{17.067} 100 = 89.524$$

$$\text{Vol } \% \text{ H}_2\text{O} = \frac{1.788}{17.067} \cdot 100 = 10.476$$

Cálculo del % Peso:

Para una lb-mol de gas

	lb-mol	P.M.	Peso, lb	% Peso
CO ₂	89.524	44.01	3 939.951	95.430
H ₂ O	10.476	18.0	188.673	4.570
			<u>4 128.624</u>	<u>100.000</u>

$$\left(\frac{\text{lb de CO}_2}{\text{lb de H}_2\text{O}} \right) = \frac{95.430}{4.570} = 20.83 \text{ lb}$$

La cantidad de agua por hora:

$$\frac{7\,731 \text{ lb CO}_2}{20.83 \text{ lb CO}_2/\text{lb H}_2\text{O}} = 3\,686 \text{ lb H}_2\text{O/hr a } 122^\circ\text{F y } 17.067 \text{ lb/in}^2$$

B. CALCULO DE LA CARGA TERMICA

Cálculo de la cantidad de calor que es necesario transferir para llevar el CO_2 a las condiciones de diseño:

Carga de calor (122 °F a 90 °F)

$$Q = W_{\text{CO}_2} C_p (T_2 - T_1) + W_{\text{H}_2\text{O}} C_p (T_2 - T_1) + W_{\text{COND.}} \lambda$$

En donde:

$$W_{\text{CO}_2} = 70\,731 \text{ lb/hr}$$

$$C_{p_{\text{CO}_2}} \text{ a temperatura promedio de } 106 \text{ °F} = 0.21 \text{ Btu/lb °F}$$

$$\Delta T = (122 - 90) \text{ °F} = 32 \text{ °F}$$

$$W_{\text{H}_2\text{O}} = 3\,396 \text{ lb/hr}$$

$$C_{p_{\text{CO}_2}} \text{ a temperatura promedio de } 106 \text{ °F} = 0.44 \text{ Btu/lb °F}$$

$$\Delta T = 32 \text{ °F}$$

Considerando que condensa la cantidad de agua resultante de la diferencia entre el agua presente en la corriente de CO_2 saturado a 122 °F y la corriente de CO_2 saturado a 90 °F:

$$\text{H}_2\text{O en CO}_2 \text{ a } 122 \text{ °F} = 3\,396 \text{ lb/hr}$$

$$\text{H}_2\text{O en CO}_2 \text{ a } 90 \text{ °F} = 1\,238 \text{ lb/hr}$$

$$\text{diferencia} = 2\,158 \text{ lb/hr}$$

Calor latente del agua:

$$\lambda = 1\,042.1 \text{ Btu/lb}$$

$$\lambda = \text{Entalpia de evaporación a } 90 \text{ °F}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación y resolviendo:

$$Q = 70\,731 \text{ lb/hr} \times 0.21 \text{ Btu/lb °F} \times 32 \text{ °F} + 3\,396 \text{ lb/hr} \times$$

$$0.44 \text{ Btu/lb °F} \times 32 \text{ °F} + 2\,158 \text{ lb/hr} \times 1\,042 \text{ Btu/lb}$$

$$Q = 2\,771\,880 \text{ Btu/hr}$$

Esta es la cantidad de calor que es necesario transferir para llevar el CO_2 a las condiciones de diseño, y que puede ser transferida por diferentes medios de enfriamiento como aire, agua o refrigerantes.

Como los coeficientes globales de transferencia de calor dependen del fluido de enfriamiento a utilizar y de la geometría del equipo, se procede a predimensionar éstos.

IX.- DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE ENFRIAMIENTO PROPUESTOS.

A.- CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AIRE (CA-501)

Un cambiador de calor enfriado por aire es un equipo que utiliza el aire ambiente para enfriar un fluido.

Los componentes básicos son un haz de tubos o más, a los cuales se les suministra un flujo axial de aire por medio de uno o más ventiladores, un medio motriz, un reductor de velocidad y una estructura soportada y cerrada.

Los cambiadores de calor enfriados por aire, se clasifican en; tiro forzado cuando el haz de tubos esta localizado en el lado de la descarga del ventilador, y tiro inducido cuando el haz de tubos esta localizado en la succión del ventilador.

Los cambiadores de calor enfriados por aire son dimensionados para operar en las temperaturas de aire más calientes (en verano), los cambios de temperatura del aire con las estaciones del año pueden ocasionar sobreenfriamientos indeseables, los cuales se resuelven con la variación de la cantidad del aire que fluye a través de los tubos.

Diseño térmico.

La ecuación básica de transferencia de calor es :

$$Q = U A \Delta T_m$$

En esta ecuación Q es conocida, U y ΔT_m son calculadas, y la ecuación se resuelve para A .

La temperatura del aire ambiente es la temperatura de bulbo seco en verano. Una complicación surge en el cálculo de la LMTD debido a que la cantidad de aire es una variable, y por lo tanto la temperatura de salida del aire no es conocida.

El procedimiento usado inicia con un paso para aproximar la elevación de temperatura del aire. Después de que la temperatura de salida del aire ha sido determinada la LMTD corregida es calculada de la misma manera que para un cambiador de tubos y coraza, salvo que los factores de corrección usados han sido desarrollados para una situación de flujo cruzado existente en los

cambiadores de calor enfriados por aire.

El procedimiento para el diseño térmico consiste en suponer un valor del coeficiente total de transferencia y después probar que es el correcto.

Estimación de la superficie de transferencia, área y potencia del ventilador.

1.- DATOS DEL FLUIDO CALIENTE:

Bióxido de carbono saturado

Fase gas

Propiedades físicas a la temperatura promedio de:

$$\bar{T} = \frac{122 + 90}{2} = 106 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$C_p = 0.22 \text{ Btu/lb }^{\circ}\text{F}$$

$$\mu = 0.015 \text{ cp}$$

$$k = 0.0103 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ }^{\circ}\text{F/ft}}$$

Carga de calor:

$$Q = 2'771\ 980 \text{ Btu/hr}$$

Cantidad de flujo:

$$W_t = 74\ 127 \text{ lb/hr}$$

Temperaturas de entrada y salida:

$$T_1 = 122 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$T_2 = 90 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Factor de ensuciamiento:

$$R_{dt} = 0.001$$

Caída de presión permisible:

$$\Delta P_t = 0.5 \text{ lb/in}^2$$

2.- DATOS DEL FLUIDO FRIO (AIRE):

Temperatura ambiente:

$$t_1 = 85 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Altura sobre el nivel del mar (Datos del INEGI, para la ciudad de Salamanca, Gto.)

1720 m

3.- TIPO DE EQUIPO PROPUESTO (ENFRIADOR POR AIRE):

Tipo	Tiro inducido
Tubos aletados	1" OD con aletas de 5/8" de alto
Arreglo de los tubos	2 1/4" triangular

Primera prueba

1.- Suponer un coeficiente total de transferencia

$$U_x = 0.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \quad (\text{tubos aletados})$$

2.- Elevación aproximada de la temperatura del aire:

$$\Delta t_a = \left[\frac{U_x + 1}{10} \right] \left[\frac{T_1 + T_2}{2} - t_1 \right]$$

$$\Delta t_a = \left[\frac{0.4 + 1}{10} \right] \left[\frac{122 + 90}{2} - 85 \right] = 2.94 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_a = 3 \text{ } ^\circ\text{F}$$

3.- Cálculo de la LMTD

	$^\circ\text{F}$	$^\circ\text{F}$
Bióxido de carbono	122	→ 90
Aire	88	< 85
	35	5

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{34 - 5}{\ln \frac{34}{5}} = 15.12 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Factor de corrección (figura 9.3)

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{122 - 80}{88 - 85} = 10.6$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_2} = \frac{88 - 85}{122 - 85} = 0.08$$

$$F = 0.925$$

$$\Delta T_m = 15.12 \times 0.925 = 13.98 = 14 \text{ } ^\circ\text{F}$$

4.- Cálculo de la superficie requerida

$$A_x = \frac{Q}{U_x \Delta T_m} = \frac{2'771\ 980}{0.4 \times 14} = 494\ 986 \text{ ft}^2$$

5.- Cálculo del área

$$F_a = \frac{A_x}{APSF} = \frac{494\ 986}{178.2} = 2\ 778 \text{ ft}^2$$

6.- Cálculo de la anchura de la unidad, suponiendo una longitud de tubos de 40 ft.

$$\text{Anchura} = \frac{F_a}{L} = \frac{2\ 778}{40} = 69.4 \text{ ft}$$

7.- Cálculo del número de tubos

$$N_t = \frac{A_x}{(APF)(L)}$$

$$N_t = \frac{494\ 996}{5.58 \times 40} = 2\ 218 \text{ tubos}$$

8.- Cálculo de la masa velocidad suponiendo un paso

$$G_t = \frac{144 W_t N_p}{3600 N_t A_t}$$

$$G_t = \frac{144 \times 74127 \times 1}{3600 \times 2218 \times 0.5945} = 2.25 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

9.- Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P_t = \frac{f Y L N_p}{\phi} + B N_p$$

$$\phi = \frac{\mu}{\mu_w}$$

Como μ es aproximadamente igual a μ_w entonces $\phi = 1$

$$\Delta P_t = \frac{0.003 \times 1.2 \times 40 \times 1}{1} + 0.012 (1) = 0.16 \text{ psi}$$

10.- Cálculo del número de Reynolds modificado

$$N_{*} = \frac{D_i G_t}{\mu} = \frac{0.87 \times 2.25}{0.015} = 130$$

11.- Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el

lado de los tubos

$$h_t = \frac{J k \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}}{D_i}$$

$$h_t = \frac{840 \times 0.0103 \left(\frac{0.22 \times 0.015 \times 2.42}{0.0103} \right)^{1/3} \times 1}{0.87}$$

$$h_t = 9.13 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

12.- Cálculo de la cantidad de aire

$$W_a = \frac{Q}{0.24 \Delta t_a} = \frac{2'771\ 980}{0.24 \times 3} = 3'849\ 972 \text{ lb/hr}$$

13.- Cálculo de la masa velocidad del aire

$$G_a = \frac{W_a}{F_a} = \frac{3'849\ 972}{2\ 778} = 1\ 386 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

14.- De la figura 9.9

$$h_a = 6.2 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

15.- Cálculo del coeficiente total de transferencia de calor

$$\frac{A_x}{A_i} = \frac{A_a D_o}{D_i} = \frac{21.4 \times 1.0}{0.87} = 24.6$$

$$\frac{1}{U_x} = \left[\frac{1}{h_t} \right] \left[\frac{A_x}{A_i} \right] + R_{dt} \left[\frac{A_x}{A_i} \right] + R_m + \frac{1}{h_a}$$

Se desprecia R_m (resistencia del metal)

$$\frac{1}{U_x} = \frac{1}{9.13} \times 24.6 + 0.001 \times 24.6 + \frac{1}{8.2}$$

$U_x = 0.347$ que es aproximada a $U_x = 0.4$

Se considera satisfactoria la suposición de U_x

16.- Cálculo del área mínima del ventilador

$$FAPF = \frac{\text{Area de Ventilador}}{\text{Ventilador}} = \frac{0.40 \text{ FA}}{\text{No. de Ventiladores}}$$

$$FAPF = \frac{0.40 \times 2 \text{ 778}}{6} = 185 \text{ ft}^2$$

Suponiendo seis ventiladores

17.- Diámetro de ventilador

$$D.V = \sqrt{\frac{FAPF}{0.785}} = \sqrt{\frac{185}{0.785}} = 16 \text{ ft redondeado arriba}$$

18.- Cálculo de la caída de presión estática

$$\text{De la figura 9.10 y } G_a = 1 \text{ 386 } \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$FP = 0.033$$

DR = 0.79 de la figura 9.13

$$\Delta P_a = \frac{0.033 \times 6}{0.79} = 0.25 \text{ in}$$

19.- Cálculo del volumen de aire real

$$ACFM = \frac{0.222 W_a}{DR}$$

$$\text{ACFM} = \frac{0.222 \times 3\,849\,872}{0.79} = 1\,081\,891 \text{ total}$$

Por ventilador:

$$\text{ACFM} = \frac{1\,081\,315}{6} = 180\,315 \text{ ft}^3/\text{min}$$

20.- Presión total por ventilador

$$\text{PF} = P_a + \left[\frac{\text{ACFM}}{4\,000 \left[\frac{\pi D^2}{4} \right]} \right]^2 \quad (\text{DR})$$

$$\text{PF} = 0.25 + \left[\frac{180\,315}{4\,000 \times 0.785 \times 16^2} \right]^2 (0.79) = 0.289 \text{ in}$$

21.- Potencia aproximada por ventilador

$$\text{HP} = \frac{(\text{ACFM} / \text{VENTILADOR}) (\text{PF})}{6\,370 \times 0.70}$$

$$\text{HP} = \frac{180\,315 \times 0.289}{6\,370 \times 0.70} = 11.72 \text{ HP}$$

El motor comercial que se utilizará, dando un 20% de exceso de potencia es de 15 HP.

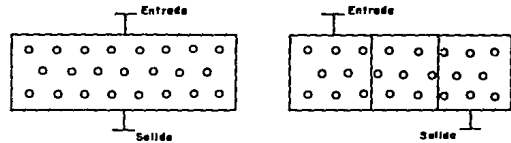
RESUMEN DE RESULTADOS:

Se requiere una unidad de 89.4 ft x 40 ft, con una superficie extendida de 494 996 ft², 6 ventiladores de 16 ft de diámetro y 6 motores con una potencia de 15 HP.

Las condiciones y características de este equipo se muestran en la hoja de datos.

MTD Factores de corrección
1 paso- Flujo cruzado

FIG. 9-3
ARREGLOS DE TUBOS



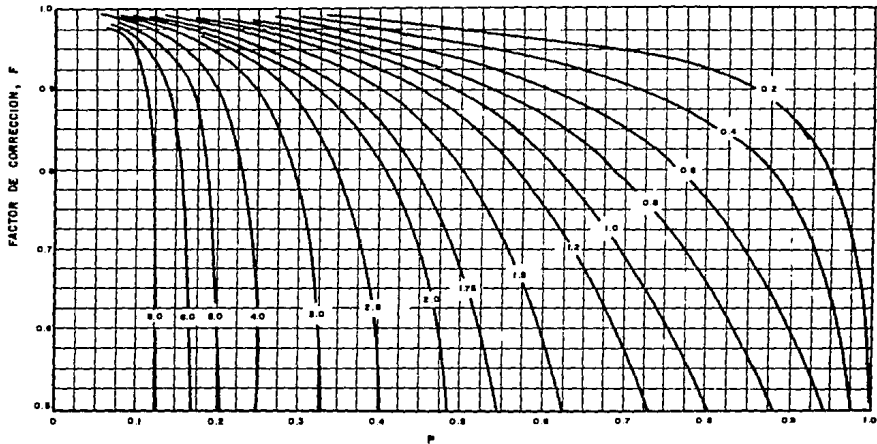
Nomenclatura

T_1 = Temperatura de entrada; lado tubos

T_2 = Temperatura de salida; lado tubos

t_1 = Temperatura de entrada; lado aire

t_2 = Temperatura de salida; lado aire



$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1}$$

FIG. 9-9

COEFICIENTE DE PELICULA DEL AIRE

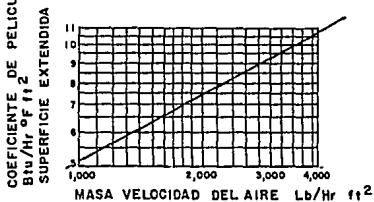
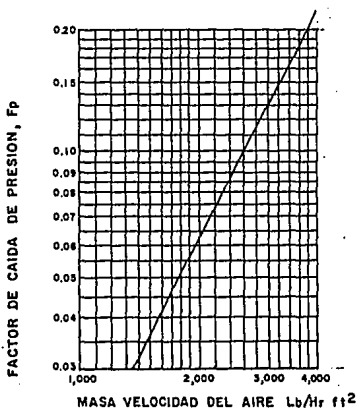


FIG. 9-10

CAIDA DE PRESION ESTATICA DEL AIRE





FACULTAD DE QUÍMICA, UNAM

PLANTA FERTILIZANTES QUÍMICOS MEXICANOS		CONTRATO N°	HOJA 1 DE 1
LOCALIZACIÓN	SALAMANCA, GUANAJUATO	REQUISICIÓN N°	FECHA 24 JUN 1983
ELEVACION	SA-501	FECHA PER	APROBADA POR
N° UNIDAD	UNA		

CAMBIADORES DE CALOR ENFRIADOS POR AIRE

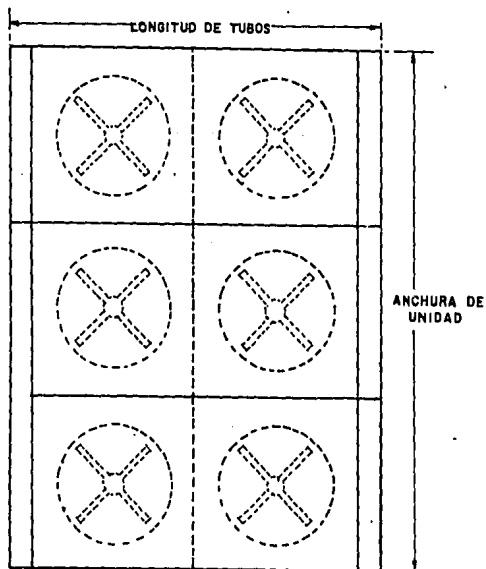
1 SERVICIO **ENFRIADOR DE CO₂ SATURADO**
 2 CAUSA TÉCNICA **2771980** BTU/HR RECIRCULACION DE AIRE REQUERIDA **INTERNA, EXTERNA**

4 FLUIDO		CO₂ SATURADO		DATOS DEL AIRE	
5 FLUJO TOTAL	LBS/HR	74127		CARGO EN MASA 1081891 ACFM LBS/HR	
		INTERIOR DE TUBOS			
		ENTRADA	SALIDA		
8 LÍQUIDO	LBS/HR			TEMPERATURA DE AIRE ENTRADA 85 °F	
9 CAPACIDAD ESPECÍFICA	BTU/HR-°F			TEMPERATURA MEDIA A LA ENTRADA 70 °F	
10 COND. TÉRMICA	BTU/HR-°F-FT			TEMPERATURA MEDIA A LA SALIDA 88 °F	
11 CALOR ESPECÍFICO	BTU/LB °F			ALZURA SOBRE NIVEL DEL MAR 5643 FT	
12 VISCOSIDAD	CENTIPOISE			EQUIPO RECARICADO	
				VENTILACIONES-TIPO	
				NÚMERO 6	
				DIÁMETRO 16 FT	
				NÚMERO DE ASPAS 5	
				MATERIAL DE LAS ASPAS ALUMINIZADAS	
				RPM VENTILADOR 1750 VELOC. PERIFÉRICA FT/MIN	
				POTENCIA A LA ENTRADA, VENTILADOR	
				POTENCIA TOTL. A LA ENTRADA	
				TIPO DE ACOPLAMIENTO SHAFER (24-402) (MORGAN)	
				TIPO DE ENGRANE	
				FABRICANTE	
				TIPO DE ACOPLAMIENTO	
				FABRICANTE	
				TIPO DE MOTOR CLASSET DIVI	
				RPM 1750	
				HP C/U 15 HP. TOTAL 90	
				VOLTS 440 CICLOS 60 FASES 3	
20 DATOS ADICIONALES EN HOJA N°				ESTRUCTURA	
21 TEMPERATURAS DE OPERACION	°F	122	90	TIPO DEL FABRICANTE	
22 PRESIONES DE OPERACION	PSIG	5	5	N° CLAROS	
23 VELOCIDADES DE OPERACION	FT/SEG			CARGA DEL VIENTO DE DISEÑO	
24 CAIDA DE PRESION (NOTA A)	PSI	PERMIBLE 0.5 CALC. 0.16		ACABADO	
25 TEMPERATURA DE DISEÑO	°F	180			
26 PRESION DISEÑO	PSIG	34			
27 FACTOR DE ENF. SUPLEN. N°	BTU/HR-°F-FT	0.001			
28 TOLERANCIA MIN. CORRECCION	IN	0.01 MAX			
29 ANEJO DE FLUJO	POR CIENTO DE	X			
30 NÚMERO DE SECCIONES	SOFT	9			
31 PASOS POR SECCION	SOFT	1			
32 SUPERFICIE POR SECCION	SOFT	LISA		ALETADA/TIPO ALETA	
33 SUPERFICIE TOTAL	SOFT	LISA 494996		ALETADA	
34 L.N.T.D.	SOFT	15			
35 CORRECCION N.T.D.	SOFT	14			
36 COEF. TOTAL DE DISEÑO	SOFT	LISA		ALETADA 0.35	
37 COEF. DE DISEÑO	SOFT	LISA		PLACA ESTAMPADA (SI, NO)	
38 COEF. DE DISEÑO	SOFT	LISA		PESO TOTAL	
39 MATERIALES (SER. ALETA DE ESPERTOS, N.A. RADIOPAPIADO)			SECCIONES 6		ANCHO
40 TUBOS	AC, INOX.		221A		NO. DE TUBOS POR SECCION 370
41 ALETA	ALUMINIZADAS		1		D. EST. LONGITUD IN 40 FT
42 CARBONES	AC.		51A		ALZURA ALETA IN
43 TAPONES DE TUBOS			RECTO		ESPECIF. IN. - NO. POR IN. - PITCH
44 ESTRUCTURA			RECTO		
45 SOPORTE DE TUBOS			RECTO		EQUIDIST. TUBO - NO. A ESTACION IN
46 BOQUILLAS (NOTA B)	N°	DIAM. IN	SERIE & CARA	VER FIGURA ANEXA	
47 ENTRADA	1	24	RF		
48 SALIDA	1	24	RF		
49 MANGNE	2	1	RF		
50 VENTED	2	1	RF		
51 CONEXIONES P/LANQUETTER	2	1	CODE 600#		
52 CONEXIONES P/TRENQUELOP	2	3/4	CODE 600#		
53 NOTAS					
54					
55					
56					

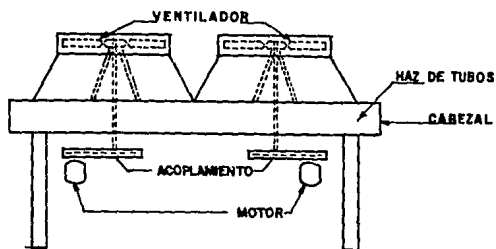
NOTA A: PARA CAIDAS DE PRESION ESTABLECIDAS EN CONEXIONES DE DISEÑO INCLUISE LA CARGA ESTÁTICA ENTRE CENTROS DE BRIDAS DE ENTRADA Y SALIDA

C: LAS UNIDADES DE LAS PLACAS EN ESTAS DE DISEÑO DEBERAN ESTAR DE ACUERDO CON LAS ESP. U.S. DEL CÓDIGO ASME

B: POR ASA BIEN ÚLTIMO SUPLENTO



VISTA DE PLANTA



VISTA EN ALZADO

TIRO INDUCIDO

B.- CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO CON AMONIACO (CN-501)

El consumo de amoniaco en la planta de urea es de 1 278 660 libras por día (580 ton/día), con una temperatura promedio de 32 °F (0 °C).

A continuación, se calcula la temperatura T_2 del amoniaco después del intercambio de calor:

$$Q = W_{NH_3} C_p (T_2 - T_1)$$

En donde Q, es la cantidad de calor que es necesario transferir:

$$Q = 2\,771\,980 \text{ Btu/hr}$$

$$W_{NH_3} = 1\,278\,660 \text{ lb/día} = 53\,278 \text{ lb/hr}$$

$$C_p \text{ del } NH_3 \text{ a } 32 \text{ °F} = 1.098 \frac{\text{Btu}}{\text{lb °F}}$$

$$T_1 = 32 \text{ °F}$$

Sustituyendo los datos y resolviendo:

$$T_2 = \frac{Q}{W C_p} + T_1$$

$$T_2 = \frac{2\,771\,980}{1.098 \times 53\,278} + 32 = 79.4 \text{ °F} (26.3 \text{ °C})$$

Esta temperatura, modifica en forma substancial las condiciones a las cuales opera la planta normalmente, obligando a rediseñar equipos, sustituir bombas y modificar las condiciones de operación.

C.- CAMBIADOR DE CALOR CON CICLO DE REFRIGERACION (CK-501)

Refrigeración mecánica

Puede ser definida como la eliminación de calor por el gasto de energía mecánica.

Dentro de la refrigeración mecánica existen varios métodos distintos :

- Refrigeración por compresión.
- Refrigeración por absorción.
- Refrigeración al vacío.
- Refrigeración con bombas térmicas.

Se selecciona la refrigeración por compresión, la cual consiste en un ciclo en el que se llevan a cabo cuatro procesos físicos, que operan uno después de otro en el orden siguiente (diagrama No. 10):

- Evaporación.
- Compresión.
- Condensación.
- Expansión.

El líquido refrigerante es evaporado a baja presión en el evaporador donde se enfría el fluido de proceso en este caso el CO_2 .

Coficiente de operación (COP)

Es la relación del efecto de refrigeración al trabajo de compresión, entre mayor sea el valor del COP mayor es la eficiencia del ciclo, para mejorar el COP es necesario disminuir la irreversibilidad del ciclo, esto se logra bajando la presión por etapa con varias válvulas de expansión y con la ayuda de los economizadores los cuales son tanques separadores de gas-líquido.

1.- Para el cálculo de este cambiador de calor, se utilizará un sistema de refrigeración usando amoníaco como refrigerante.

Ciclo de refrigeración simple (diagrama No. 9):

Calor que es necesario transferir en el evaporador:

$$Q = 2\,771\,980 \text{ Btu/hr}$$

Se cuenta con agua de enfriamiento a una temperatura de 80°F .

El bióxido de carbono saturado se enfriará de 122°F a 90°F , si se considera una diferencia mínima de temperaturas de 10°F entre la temperatura final del fluido caliente y la temperatura inicial del fluido frío, entonces, la temperatura del amoníaco será de 80°F .

Del diagrama No. 10 entalpia-presión del amoníaco:

En el punto (1)

$$T_1 = 100^\circ\text{F}$$

$$P_1 = 212 \text{ psia} - 12 = 200 \text{ psig}$$

12.089 lb/in^2 es la presión barométrica en la ciudad de Salamanca, Gto., la cual se redondea al valor de 12 lb/in^2 .

$$H_1 = - 1\,220 \text{ Btu/lb}$$

En el punto (2)

$$T_2 = 80^\circ\text{F}$$

$$P_2 = 152 \text{ psia} - 12 = 140 \text{ psig}$$

$$H_2 = - 1\,220 \text{ Btu/lb}$$

En el punto (3)

$$T_3 = 80^\circ\text{F}$$

$$P_3 = 152 \text{ psia} - 12 = 140 \text{ psig}$$

$$H_3 = - 744 \text{ Btu/lb}$$

Flujo de amoníaco:

$$W_{NH_3} = \frac{Q}{H_3 - H_2} = \frac{2\,771\,980}{-744 - (-1\,220)} = 5\,823 \text{ lb/hr}$$

En el punto (4)

$$P_4 = P_1 = 200 \text{ psig}$$

$$H_4 \text{ ISOENTROPICA} = -726 \text{ Btu/lb}$$

$$\Delta H_{IDEAL} = H_4 \text{ ISO} - H_3 = -726 - (-744) = 18 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Eficiencia de compresión} = 0.75$$

Eficiencia = f (ft^2/min) reales a la succión.

$$\Delta H_{REAL} = \frac{\Delta H_{IDEAL}}{\eta} = \frac{18}{0.75} = 24 \text{ Btu/lb}$$

$$\Delta H_{REAL} = H_4 - H_3$$

$$\text{Despejando: } H_4 = \Delta H_{REAL} + H_3$$

$$H_4 = 24 + (-744) = -720$$

$$T_4 = 155 \text{ }^\circ\text{F}$$

Potencia del compresor:

$$\text{HP} = \frac{W_{NH_3} \times \Delta H_{REAL}}{2\,545 \frac{\text{Btu/hr}}{\text{HP}}} = \frac{5\,823 \times 24}{2\,545} = 55 \text{ HP}$$

Calor en el condensador:

$$Q_C = W_{NH_3} (H_4 - H_1)$$

$$Q_C = 5\,823 (-720 - (-1\,200)) = 2\,911\,500 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{C.O.P} = \frac{H_3 - H_2}{H_4 - H_3} = \frac{-744 - (-1\,220)}{-720 - (-744)} = 19.8$$

Ciclo de refrigeración con economizador:

$$\text{Relación de compresión} = \frac{P_{DESCARGA} \text{ (absoluta)}}{P_{SUCCION} \text{ (absoluta)}}$$

Cálculo de la relación de compresión:

$$R_1 = R_2 = \sqrt{\frac{P_4}{P_3}} = \sqrt{\frac{212}{152}} = 1.18$$

Presión de succión

1^o Etapa 140 psig (152 psia)

2^o Etapa 167.2 psig (179.4 psia)

Presión de descarga

1^o Etapa 167.2 psig (179.4 psia)

2^o Etapa 200 psig (212 psia)

Del diagrama presión-entalpia del amoniaco

En el punto (1)

$$T_1 = 100 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P_1 = 200 \text{ psig}$$

$$H_1 = - 1 \text{ 220 Btu/lb}$$

En el punto (5)

$$T_5 = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P_5 = 167.2 \text{ psig (179.4 psia)}$$

$$H_5 = - 1 \text{ 220 Btu/lb}$$

En el punto (6)

$$T_6 = T_5 = 90 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$H_6 = - 1 \text{ 232 Btu/lb}$$

En el punto (2)

$$T_2 = 80 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$P_2 = 140 \text{ psig}$$

$$H_2 = - 1 \text{ 232 Btu/lb}$$

En el punto (3)

$$T_3 = T_2 = 80 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$P_3 = 140 \text{ psig}$$

$$H_3 = -744 \text{ Btu/lb}$$

En el punto (7)

$$T_7 = 80 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$H_7 = -745 \text{ Btu/lb}$$

$$L_6 = \frac{Q_{\text{EVAPORACION}}}{H_3 - H_2} = \frac{2\,771\,880}{-744 - (-1\,232)} = 5\,680 \text{ lb/hr}$$

Del balance de masa y energía:

$$L_1 = L_6 + V_7$$

$$V_7 = L_6 \frac{H_6 - H_1}{H_1 - H_7}$$

$$V_7 = 5\,680 \frac{-1\,232 - (-1\,220)}{-1\,220 - (-745)} = 143 \text{ lb/hr}$$

Flujo total de amoníaco:

$$L_1 = L_6 + V_7 = 5\,680 + 143 = 5\,823 \text{ lb/hr}$$

En el punto (4)

Primera etapa

$$P'_4 = P_5 = 167.2 \text{ psig (179.4 psia)}$$

$$H'_4 \text{ ISO} = -736 \text{ Btu/lb}$$

$$\Delta H_{\text{IDEAL}} = H'_4 \text{ ISO} - H_3 = -736 - (-744) = 8 \text{ Btu/lb}$$

Eficiencia = 0.75

$$\Delta H_{\text{REAL}} = \frac{\Delta H_{\text{IDEAL}}}{\eta} = \frac{8}{0.75} = 10.6$$

$$\Delta H_{\text{REAL}} = H'_4 - H_3$$

Por lo tanto:

$$H_4' = \Delta H_{\text{REAL}} + H_3 = 10.8 + (- 744)$$

$$H_4' = - 733.4 \text{ Btu/lb}$$

$$T_4' = 118 \text{ }^\circ\text{F}$$

Segunda etapa:

Temperatura y entalpia de mezcla:

	lb/hr	$^\circ\text{F}$	$^\circ\text{R}$
Flujo de primera etapa	5 680 (97.5)	118	578
Vapor del economizador	143 (2.5)	90	550
Total	5 823 (100.2)		

$$T_{\text{MEZCLA}} = (0.975 \times 578) + (0.025 \times 550) = 577.3 \text{ }^\circ\text{R}$$

$$T_{\text{MEZCLA}} = 117.3 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$H_{\text{MEZCLA}} = \frac{V_7 H_7 + L_8 H_3}{V_7 + L_8}$$

$$H_{\text{MEZCLA}} = \frac{143 (- 745) + 5 680 (- 744)}{143 + 5 680} = - 744 \text{ Btu/lb}$$

$$P_4 = P_1 = 200 \text{ psig}$$

$$H_4 \text{ ISO} = - 733 \text{ Btu/lb}$$

$$\Delta H_{\text{IDEAL}} = H_4 \text{ ISO} - H_{\text{MEZCLA}} = - 733 - (- 744) = 11 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Eficiencia} = 0.75$$

$$\Delta H_{\text{REAL}} = \frac{11}{0.75} = 14.6 \text{ Btu/lb}$$

$$H_4 = \Delta H_{\text{REAL}} + H_{\text{MEZCLA}} = 14.6 + (- 744) = - 729.4 \text{ Btu/lb}$$

$$T_4 = 136 \text{ }^\circ\text{F}$$

Potencia del compresor:

Primera etapa:

$$\text{HP} = \frac{L_6 \Delta H_{\text{REAL}}}{2545 \frac{\text{Btu/hr}}{\text{HP}}} = \frac{5880 \times 14.6}{2545} = 32.5 \text{ HP}$$

Segunda etapa:

$$\text{HP} = \frac{L_1 \Delta H_{\text{REAL}}}{2545 \frac{\text{Btu/hr}}{\text{HP}}} = \frac{5823 \times 14.6}{2545} = 33.4 \text{ HP}$$

$$\text{HP}_{\text{TOTAL}} = 32.5 + 33.4 = 66 \text{ HP}$$

Calor en el condensador:

$$Q_c = L_1 (H_4 - H_1) = 5823 (-729.4 - (-1220))$$

$$Q_c = 2856764 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{EVAPORACION}}}{2545 \text{ HP}} = \frac{2771860}{2545 \times 66} = 16.5$$

$$\text{COP}_{\text{IDEAL}} = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

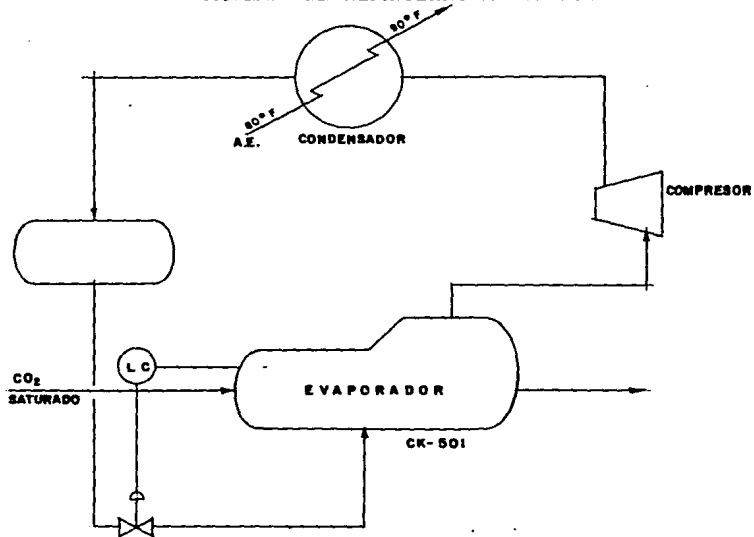
$$T_1 = 100 \text{ } ^\circ\text{F} = 560 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$T_2 = 80 \text{ } ^\circ\text{F} = 540 \text{ } ^\circ\text{R}$$

$$\text{COP}_{\text{IDEAL}} = \frac{540}{560 - 540} = 27$$

En el caso presente no se aplica el ciclo de refrigeración con economizador por que la diferencia comparada del COP es despreciable.

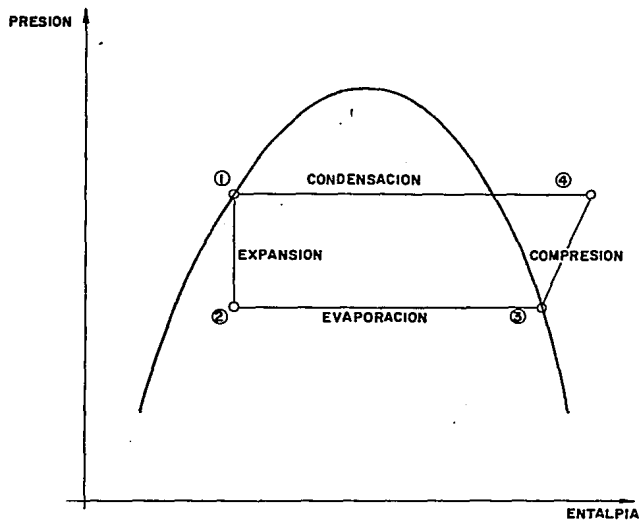
SISTEMA DE REFRIGERACION SIMPLE



CICLO DE REFRIGERACION SIMPLE
DIAGRAMA 09

TESIS
STUDY
H.B. MEDINA R.
ENERO 84

DIAGRAMA ENTALPIA-PRESION DEL AMONIACO



AMONIACO	ENTALPIA	PRESION
DIAGRAMA # 10		
TESIS	DIBUJO PADILLA/DIAZ	ENERO 94

2.- Cálculo de un desobrecalentador-condensador de amoníaco.

Un flujo de 5 823 lb/hr de NH_3 a 136°F y 200 psig (212 psig) se enfrían a 100°F y 200 psig, y condensan a esa misma temperatura.

El enfriamiento se realiza con agua de una torre de enfriamiento de una temperatura de 80°F a 90°F .

Se permite una caída de presión de 2.0 lb/in^2 para el amoníaco y de 10 lb/in^2 para el agua de enfriamiento, con un factor de ensuciamiento R_d máximo de 0.003 combinado.

Se hace uso de un cambiador horizontal 1-4 de $23 \frac{1}{4}$ " DI con 352 tubos de $\frac{3}{4}$ " , 16 BWG, 16' de longitud, arreglo triangular de 1" y con deflectores espaciados 12".

Balance de calor:

Amoníaco

Desobrecalentamiento:

$$\bar{C}_p \text{ de } 130^\circ\text{F a } 100^\circ\text{F} \quad \bar{T} = 118^\circ\text{F} \quad \bar{C}_p = 0.52 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

$$q = 5\,823 \times 0.52 (136 - 100) = 109\,007 \text{ Btu/lb}$$

Condensación:

$$\text{Entalpia del } \text{NH}_3 \text{ vapor a } 100^\circ\text{F y } 100 \text{ psia} = - 745 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{Entalpia del } \text{NH}_3 \text{ líquido a } 100^\circ\text{F y } 212 \text{ psia} = - 1\,220 \text{ Btu/lb}$$

$$q_c = 5\,823 (- 745 - (- 1\,220)) = 2\,765\,925 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_{\text{TOTAL}} = q_d + q_c = 2\,874\,932 \text{ Btu/hr}$$

$$W_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2\,874\,932}{(90 - 80)} = 287\,493 \text{ lb/hr}$$

Δt balanceada:

Desobrecalentamiento:

	NH ₃		H ₂ O		Dif.
T ₁	136	Alta T.	80	t ₂	46
T ₂	100	Baja T.	89.6	t ₁	10.4
	<u>38</u>	Diferencia	<u>0.4</u>		

Condensación:

	NH ₃		H ₂ O		Dif.
	100	Alta T.	89.6		10.4
	<u>100</u>	Baja T.	<u>80.</u>		<u>20</u>
	0		9.6		

$$\Delta t_d = \text{LMTD} = \frac{46 - 10.4}{\ln \frac{46}{10.4}} = 24 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t_c = \text{LMTD} = \frac{20 - 10.4}{\ln \frac{20}{10.4}} = 15 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\frac{q_d}{\Delta t_d} = \frac{108\ 007}{24} = 4\ 542$$

$$\frac{q_c}{\Delta t_c} = \frac{2\ 765\ 925}{15} = 184\ 395$$

$$\Delta t_{\text{BALANCEADA}} = \frac{Q}{\Sigma q/\Delta t} = \frac{2\ 765\ 925}{188\ 937} = 15.2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Fluido caliente, amoníaco por la coraza:

$$a_s = \text{ID } C' \frac{B}{144 P_T} = 23.25 (0.25) \frac{12}{144 (1)} = 0.484 \text{ ft}^2$$

Desobrecalentamiento:

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{5\ 823}{0.484} = 12\ 031 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$A T_A = \frac{136 + 100}{2} = 118 \text{ } ^\circ\text{F NH}_3 \text{ gas:}$$

Propiedades del NH_3 gas:

$$\mu = 0.011 (2.42) = 0.0266 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

$$k = 0.0157 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/lb}}$$

$$D_e = \frac{0.73}{12} = 0.0608 \text{ ft}$$

Donde $D_e = 0.73 \text{ ft}$ con DE tubos = $3/4''$

Paso 1" triangular

$$R_{es} = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0.0608 (12\ 031)}{0.0266} = 27\ 489$$

$$J_H = 98$$

$$\left[\frac{c \mu}{k} \right] = \left[\frac{0.52 (0.0266)}{0.0157} \right]^{1/3} = 0.96$$

$$h_o = J_H \frac{k}{D_e} \left[\frac{c \mu}{k} \right] = 98 \frac{0.0157}{0.0608} 0.96 = 24.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Fluido frío, agua por los tubos:

$$a_t' = 0.302 \text{ in } \frac{\text{área de flujo por tubo}}{2}$$

$$a_t = \frac{N_t a_t'}{144 n} = \frac{352 (0.302)}{144 (4)} = 0.185 \text{ ft}^2$$

$$G_t = \frac{w}{a_t} = \frac{287\ 493}{0.185} = 1\ 554\ 016 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$V = \frac{1\,554\,016}{3\,800 \times 62.5} = 6.9 \frac{\text{ft}}{\text{seg}}$$

A una temperatura t_a de 85°F :

$$\mu = \frac{0.8 \times 2.42}{0.62} = 2.18 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

$$D = \frac{12}{0.62} = 0.0517 \text{ ft}$$

$$Re_t = \frac{D G_t}{\mu} = \frac{0.0517 \times 1\,554\,016}{2.18} = 36\,854$$

De la figura 25 de Kern:

$$h_i = 1\,470 \text{ Btu}/(\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$$

$$h_{io} = h_i \frac{ID}{OD} = 1\,470 \frac{0.62}{0.75} = 1\,215 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$U_d = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1\,215 \times 24.3}{1\,215 + 24.3} = 23.8 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$A_d = \frac{q_d}{U_d (\Delta t_d)} = \frac{109\,007}{23.8 \times 24} = 191 \text{ ft}^2$$

Condensación:

Se supone que la condensación ocurre en un 65 % de la longitud del tubo.

$$L_c = 18' \times 0.65 = 10.4 \text{ ft}$$

$$G'' = \frac{W}{L N^{2/3}} = \frac{5823}{10.4 \times 352^{2/3}} = 11.2 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

Suponer: $\bar{h} = h_o = 1\,000$

Temperatura promedio de condensación:

$$T_v = 100^\circ\text{F}$$

$$t_w = t_a + \frac{h_o}{h_{io} + h_o} (t_v - t_a)$$

$$t_w = 85 = \frac{1\,000}{1\,215 + 1\,000} (100 - 85) = 92^\circ\text{F}$$

$$t_f = \frac{t_v + t_w}{2} = \frac{100 + 92}{2} = 96 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Densidad relativa, viscosidad y conductividad térmica del amoniaco a la temperatura de 95 $^\circ\text{F}$

$$S_f = 0.587$$

$$\mu_f = 0.1 \times 2.42 = 0.242 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

$$k = 0.29 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft}}$$

De la figura 12.9 de Kern:

$$\bar{h} = h_o = 1\,040 \text{ Btu}/(\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F})$$

Se considera satisfactoria la suposición de $h_o = 1\,000$

Coefficiente total de condensación:

$$U_o = \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} = \frac{1\,215 \times 1\,040}{1\,215 + 1\,040} = 560 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$A_c = \frac{q_c}{U_c \Delta t_c} = \frac{2\,765\,925}{560 \times 15} = 329 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area total} = A_d + A_c = 191 + 329 = 520 \text{ ft}^2$$

Comprobación de la longitud supuesta para la condensación:

$$\frac{A_c}{A_c + A_d} = \frac{329}{329 + 191} = 63.3 \%$$

Se considera satisfactoria la longitud supuesta de 65 %

Coefficiente total balanceado:

$$U_o = \frac{\sum UA_c}{\sum A_c} = \frac{23.8 \times 191 + 560 \times 329}{191 + 329} = 363 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Coefficiente total de diseño:

$$A = N_t \times L \times A_t = 352 \times 16 \times 0.1963 = 1\,105 \text{ ft}^2$$

$$U_d = \frac{Q}{A \Delta t} = \frac{2\,874\,932}{1\,105 \times 15.2} = 171 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Factor de obstrucción disponible:

$$R_d = \frac{U_c - U_b}{U_c \times U_b} = \frac{363 - 171}{363 \times 171} = 0.003$$

Factor de obstrucción recomendado:

$$R_d = 0.002 \quad \text{para el agua}$$

$$R_d = 0.001 \quad \text{para el amoniaco}$$

Factor de obstrucción recomendado total:

$$R_d \text{ total} = 0.003$$

Cálculo de la caída de presión:

Para el desobrecalentamiento:

$$R_e = 36 \ 829$$

$$f = 0.0016$$

Número de cruces

$$L_d = 18 \times 0.37 = 5.92$$

$$0.37 = (100 - 63.3) / 100$$

$$\frac{12 \ L}{B} = \frac{12 \times 5.92}{12} = 5.92 \text{ redondeando} = 6$$

Cálculo de la temperatura promedio del amoniaco en estado gas:

$$\bar{T} = \frac{136 + 100}{2} = 118 \ ^\circ\text{F}$$

$$\rho_{\text{NH}_3 \text{ GAS}} (118 \ ^\circ\text{F}) = 0.01451 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 0.8 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$D_s = \frac{23.25}{12} = 1.94 \text{ ft}$$

$$\Delta P_d = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{2 g D_e \rho \phi_s}$$

$$\Delta P_d = \frac{0.0016 \times 12\,031^2 \times 1.84 \times 6}{2 \times 4.17 \times 10^8 \times 0.0608 \times 0.8 \times 1} = 0.06 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Condensación:

$$R_e = \frac{D_e G}{\mu} = \frac{0.0608 \times 12\,031}{0.1 \times 2.42} = 3\,023$$

$$f = 0.0026$$

$$\rho_{\text{NH}_3 \text{ LIQUIDO}} (118^\circ \text{F}) = 35.26 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

Número de cruces:

$$L_c = N + 1$$

$$L_c = 12 \times \frac{10.08}{12} = 10$$

$$\Delta P_c = \frac{0.0026 \times 12\,031^2 \times 1.84 \times 10}{2 \times 4.17 \times 10^8 \times 0.0608 \times 35.26 \times 1} = 0.004 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$\Delta P_s = \Delta P_d + \Delta P_c = 0.06 + 0.004 = 0.06 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Caída de presión por el lado de los tubos:

$$R_{et} = 36\,854$$

$$f = 0.00019$$

$$\Delta P_t = \frac{f G_t^2 L n}{2 g \rho D \phi_t}$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00019 \times 1\,554\,016^2 \times 16 \times 4}{2 \times 4.17 \times 10^8 \times 0.0517 \times 62.5 \times 1} = 10.9 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

A pesar de que la caída de presión por el lado de los tubos es ligeramente mayor que la permitida ($10 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$) el cambiador de calor se considera satisfactorio.

3.- Cálculo y dimensionamiento del evaporador tipo Kettle, empleado para enfriar a la corriente de CO_2 en el sistema de refrigeración:

Se supone el siguiente cambiador.

El bióxido de carbono saturado con agua, entra a 122°F y sale a 90°F , y fluye dentro de los tubos.

Por la coraza fluye amoníaco líquido a 80°F , el cual se evapora isotérmicamente.

El haz de tubos es de un solo paso y 472 tubos de 1" DE, 16 BWG, 16' de longitud y con un arreglo triangular de $1\frac{1}{4}$ ".

La coraza es de 31" ID.

Se permite una caída de presión de 0.5 psig en los tubos.

El factor de ensuciamiento permisible es 0.001 tanto en el lado de los tubos como en el de la coraza.

Base de cálculo: una hora

	lb/hr	lb-mol/hr
CO_2	70 731	1 807.5
H_2O	<u>3 398</u>	<u>188.6</u>
Total	74 127	1 796.1

$$\text{Presión total} = 0.35 \text{ kg/cm}^2 + 0.85 \text{ kg/cm}^2 = 1.2 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Presión barométrica en Salamanca, Gto.} = 0.85 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Presión total} = 4.978 \text{ lb/in}^2 + 12.089 \text{ lb/in}^2 = 17.067 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Presión Parcial de agua} = \frac{188.6}{1\ 796.1} (17.067) = 1.792 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Punto de rocío (a esta presión)} = 122^\circ\text{F}$$

$$\text{Peso molecular promedio } M_n = \frac{74\ 127}{1\ 796.1} = 41.27$$

Cálculo del condensado a la entrada y salida:

Entrada:

$$\text{Presión de vapor de agua, } p_v = 1.788 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Presión del inerte, } p = 17.067 - 1.788 = 15.279 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Presión total} = 17.067 \text{ lb/in}^2$$

Salida:

Presión parcial del agua a $90^{\circ}\text{F} = 0.698 \text{ lb/in}^2$

Presión de vapor de agua, $p_v = 0.698 \text{ lb/in}^2$

Presión del inerte, $p_g = 16.369 \text{ lb/in}^2$

Presión total = 17.067 lb/in

Libras mol de vapor a la salida = $1\ 607.5 \frac{(0.698)}{16.369} = 68.5$

Libras mol de condensado = $188.6 - 68.5 = 120$

Carga de calor:

Selección de intervalos de temperatura; 122, 144, 104, 98 y 90°F , y cálculo de la carga de calor q para cada intervalo.

a.- Intervalo de $122 - 114^{\circ}\text{F}$

De las tablas de vapor:

$p_v (114^{\circ}\text{F}) = 1.429 \text{ lb/in}^2$

$p_g = 17.067 - 1.429 = 15.638 \text{ lb/in}^2$

Moles de vapor remanentes = $1\ 607.5 \frac{1.429}{15.638} = 146.7$

Moles de vapor de agua condensada = $188.6 - 146.7 = 41.7$

Calor de condensación:

$41.7 \times 18 \times 1\ 028.6 + 0.44 (122 - 114) \times 41.7 \times 18 =$
 $= 774\ 709 \text{ Btu}$

Calor del vapor no condensado:

$146.7 \times 18 \times 0.44 (122 - 114) = 9\ 295 \text{ Btu}$

Calor de los no condensables:

$70\ 731 \times 0.213 (122 - 114) = 120\ 718 \text{ Btu}$

Calor total para el intervalo = $904\ 720 \text{ Btu}$

b.- Intervalo de $114 - 104^{\circ}\text{F}$

$p_v (104^{\circ}\text{F}) = 1.0689 \text{ lb/in}^2$

$p_g = 17.067 - 1.0689 \text{ lb/in}^2$

Moles de vapor remanentes = $1\ 607.5 \frac{1.0689}{15.998} = 107.4$

Moles de vapor de agua condensada = $146.7 - 107.4 = 39.3$

Calor de condensación:

$39.3 \times 18 \times 1\ 034.1 + 0.44 (114 - 104) \times 39.3 \times 18 =$
 $734\ 635 \text{ Btu}$

Calor del vapor no condensado:

$107.4 \times 18 \times 0.44 (114 - 104) = 8\ 506 \text{ Btu}$

Calor de los no condensables:

$$70\ 731 \times 0.21 \times (114 - 104) = 148\ 535 \text{ Btu}$$

Calor del agua ya condensada:

$$41.7 \times 18 \times 1 \times (114 - 104) = 7\ 506 \text{ Btu}$$

$$\text{Total para el intervalo} = 899\ 182 \text{ Btu}$$

c.- Intervalo de 104 - 96 °F

$$P_v (96\ ^\circ\text{F}) = 0.8403 \text{ lb/in}^2$$

$$P_g = 17.067 - 0.8403 = 16.227 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Moles de vapor remanentes} = 1\ 607.5 \frac{0.8403}{16.227} = 83.24$$

$$\text{Moles de vapor de agua condensada} = 107.4 - 83.24 = 24.1$$

Calor de condensación:

$$24.1 \times 18 \times 1\ 038.7 + 0.44 (104 - 96) 24.1 \times 18 = 452\ 115 \text{ Btu}$$

Calor del vapor no condensado:

$$83.24 \times 18 \times 0.44 (104 - 96) = 5\ 274 \text{ Btu}$$

Calor de los no condensables:

$$70\ 731 \times 0.21 (104 - 96) = 118\ 828 \text{ Btu}$$

Calor del agua ya condensada:

$$81 \times 18 \times 1 (104 - 98) = 11\ 664 \text{ Btu}$$

$$\text{Total para el intervalo} = 587\ 881 \text{ Btu}$$

d.- Intervalo de 96 - 90 °F

$$P_v (90\ ^\circ\text{F}) = 0.698 \text{ lb/in}^2$$

$$\text{Moles de vapor remanentes} = 1\ 607.5 \frac{0.698}{16.368} = 68.5$$

$$\text{Moles de vapor de agua condensada} = 83.24 - 68.5 = 14.7$$

Calor de condensación:

$$14.7 \times 18 \times 1\ 042.1 + 0.44 (96 - 90) 14.7 \times 18 = 276\ 438 \text{ Btu}$$

Calor del vapor no condensado:

$$68.5 \times 18 \times 0.44 (96 - 90) = 3\ 255 \text{ Btu}$$

Calor de los no condensables:

$$70\ 731 \times 21 (96 - 90) = 89\ 121 \text{ Btu}$$

Calor del agua ya condensada

$$105.1 \times 18 \times 1 (96 - 90) = 11\ 383 \text{ Btu}$$

$$\text{Total para el intervalo} = 380\ 197 \text{ Btu}$$

Cálculo de la ΔT integrada: (gráfica anexa)

Lado vapor $^{\circ}\text{F}$	Q Btu/hr	NH_3 $^{\circ}\text{F}$	Vapor- NH_3 ΔT
122	0	80	42
144	904 720	80	34
104	1 803 902	80	24
96	2 391 783	80	16
90	2 771 980	80	10

$\Delta X (10^{\circ})$	\bar{Y}	$\bar{Y} \Delta X (10^{\circ})$	$\Sigma \bar{Y} \Delta X (10^{\circ})$
0.2	41.0	8.2	8.2
0.2	39.5	7.9	16.1
0.2	37.8	7.56	23.66
0.2	36.0	7.2	30.86
0.2	34.0	6.8	37.66
0.2	32.0	6.4	44.06
0.2	30.0	6.0	50.06
0.2	27.8	5.56	55.62
0.2	25.3	5.06	60.68
0.2	22.8	4.56	65.24
0.2	20.2	4.04	69.28
0.2	17.3	3.46	72.74
0.2	14.3	2.86	75.60
0.17	11.6	1.972	77.572

$$\Delta T_{\text{INTEGRADA}} = \frac{77.572 \times 10^{\circ}}{2\ 771\ 980} = 28^{\circ}\text{F}$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos, bióxido de carbono saturado:

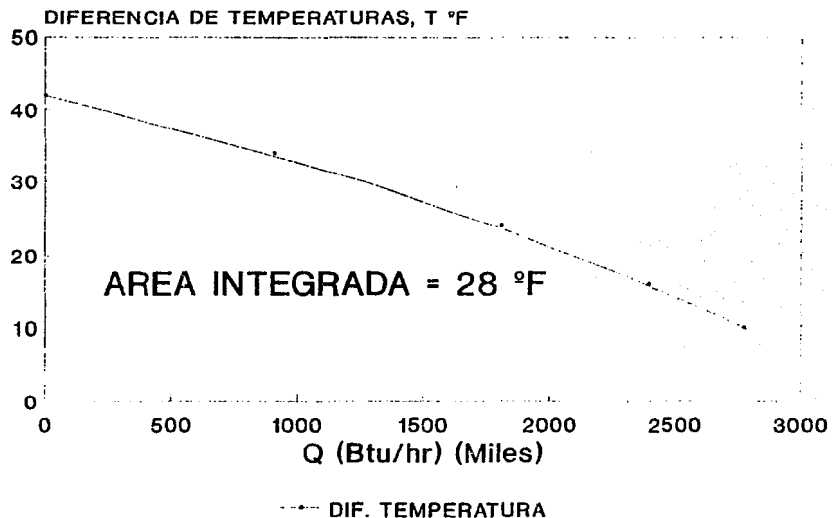
Coeficiente de condensación

$$G_e = \bar{G}_L + G_g (\rho_L / \rho_v)^{1/2}$$

\bar{G}_L .- masa velocidad promedio del condensado que entra y sale

$$G_L_{\text{ENTRADA}} = 0$$

CALCULO DE DIFERENCIAL DE TEMPERATURA



$$G_L \text{ SALIDA} = 120 \text{ lb-mol} = 2 \ 160 \text{ lb/hr}$$

$$\overline{G}_L = \frac{0 + 2 \ 160}{2} = 1 \ 080 \text{ lb/hr}$$

a_t .- área de la sección transversal al flujo

$$a_t = N_t \frac{\pi \text{ ID}^2}{4 \times 144} = 472 \frac{\pi \times 0.87^2}{4 \times 144} = 1.947 \text{ ft}^2$$

$$\overline{G}_L = \frac{1 \ 080}{1.947} = 554.7 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

\overline{G}_g .- masa velocidad promedio del vapor que entra y sale

$$\overline{G}_g = \frac{74 \ 127 + 71 \ 967}{2} = 73 \ 047 \text{ lb/hr}$$

$$\overline{G}_g = \frac{73 \ 047}{1.947} = 37 \ 518 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$\overline{G}_g \left(\rho_L / \rho_g \right)^{1/2} = 37 \ 518 \left(62.4 / 0.11 \right)^{1/2} = 893 \ 584 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$G_o = 554.7 + 893 \ 584 = 894 \ 139 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

Temperatura promedio del condensado:

Lado Vapor °F	NH ₃ °F	Diferencia °F	Promedio °F
122	80	101	83
90	80	85	

Propiedades físicas del condensado a la temperatura promedio de 83 °F.

$$\rho_L = 62.4 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$C_{pL} = 1.0 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

$$\mu = 0.78 \times 2.42 = 1.887 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}}$$

$$k = 0.356 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft}}$$

$$R_e = \frac{D G_e}{\mu_L} = \frac{0.0725 \times 894 \ 139}{1.887} = 34 \ 354$$

Con R_e y figura 10.63 Ludwig:

$$\phi = \frac{h_{em} D}{k_a} \left[\frac{C_p \mu_L}{k_a} \right]^{1/3} = 150$$

Aplicando 0.85 al factor ϕ para estar del lado seguro.

$$\phi = 128$$

$$h_i = \frac{128 \times 0.356}{0.0725} \left[\frac{1 \times 1.887}{0.356} \right]^{1/3} = 953$$

$$h_{i_o} = 1 \ 096 \frac{0.87}{1} = 953$$

Coefficiente del calor sensible del gas:

Propiedades físicas medias

$$\overline{C_p} = 0.22 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

$$\overline{k} = 0.0103 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F/ft}}$$

$$\mu = 0.037 \frac{\text{lb}}{\text{ft hr}}$$

$$R_e = \frac{0.0725 \times 37 \ 518}{0.037} = 73 \ 515$$

De la figura 10.44 Ludwig:

$$h_i = j_m \frac{k}{D} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{1/3} = 180 \frac{0.0103}{0.0725} \left[\frac{0.22 \times 0.037}{0.0103} \right]^{1/3} = 23.6$$

$$h_{i_o} = 23.8 \frac{0.87}{1} = 20.8 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Coefficiente del lado de la coraza (amoniaco).

Cálculo del coeficiente de convección libre (o natural) h_c del amoniaco.

$$\frac{h_c D_o}{k} = 0.47 \left[\left[\frac{D_o^3 \rho_f^2 g \beta \Delta t}{\mu^2} \right] \left[\frac{c \mu_f}{k} \right] \right]^{0.25}$$

Ecuación 10.13 de Kern, empleada para convección libre fuera de los tubos, para banco de tubos horizontales.

En donde:

D_o .- Diámetro exterior del tubo.

$$D_o = \frac{1}{12} = 0.0833 \text{ ft}$$

ρ .- Densidad del líquido.

$$\rho_{\text{NH}_3}^{\text{NH}_3} = 37.48 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

g .- Aceleración de la gravedad.

$$g = 4.18 \times 10^8 \frac{\text{ft}}{\text{hr}^2}$$

β .- Coeficiente de expansión térmica.

$$\beta = 1.36 \times 10^{-3} (1/^\circ\text{F})$$

Δt .- Diferencia de temperatura entre la pared caliente y el fluido frío.

$$T_{\text{CALIENTE}} = \frac{122 + 80}{2} = 106 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{FRIO}} = 80 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta t = 106 - 80 = 26 \text{ } ^\circ\text{F}$$

μ .- Viscosidad.

$$\mu_{\text{NH}_3}^{\text{NH}_3} = 0.1 \text{ cp} \times 2.42 = 0.242 \frac{\text{lb}}{\text{ft hr}}$$

$$C_p = 1.16 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

$$k = 0.28 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{ft}}$$

$$h_c = 0.47 \frac{k_f}{D_o} \left[\left[\frac{D_o^3 \rho_f^2 g \beta \Delta t}{\mu^2} \right] \left[\frac{c \mu_f}{k} \right] \right]^{0.25}$$

$$h_c = 0.47 \frac{0.28}{0.0833} \left[\frac{[0.0833^3 \times 37.48^2 \times 4.18 \times 10^8 \times 1.36 \times 10^{-3} \times 26]}{0.242^2} \right] \times$$

$$\times \left[\frac{1.16 \times 0.242}{0.28} \right]^{0.25} = h_c = h_o = 194 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Superficie de condensación:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{i_o}} + R_i \frac{D_o}{D_i} + R_r + R_o + \frac{1}{h_o}}$$

Se desprecia R_r

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{953} + 0.001 \frac{1}{0.87} + 0.001 + \frac{1}{194}} = 120 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Calor de condensación del vapor de agua a 90°F

$$Q = m \lambda$$

$$m = 120 \frac{\text{lb-mol}}{\text{hr}} = 2 \ 160 \frac{\text{lb-mol}}{\text{hr}}$$

$$\lambda_{90^\circ\text{F}} = 1 \ 042.9 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$$

$$Q = 2 \ 160 \times 1 \ 042.9 = 2 \ 252 \ 664 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$\text{Calor sensible} = Q_{\text{TOTAL}} - Q_{\text{CONDENSACION}} \quad \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

$$Q_{\text{SENSIBLE}} = 2\,771\,980 - 2\,252\,664 = 519\,316 \quad \frac{\text{Btu}}{\text{hr}}$$

Area de condensación :

$$\text{Area} = \frac{Q_{\text{COND.}}}{U \Delta t} = \frac{2\,252\,664}{120 \times 28} = 670 \text{ ft}^2$$

Area de calor sensible:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{20.8} + 0.001 \frac{1}{0.87} + 0.001 + \frac{1}{194}} = 18 \quad \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$\text{Area} = \frac{519\,316}{18 \times 28} = 1\,030 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area total} = 670 + 1\,030 = 1\,700 \text{ ft}^2$$

Factor de seguridad o exceso de área:

Cambiador de calor.

$$A = 472 \times 16 \times 0.2618 = 1\,977 \text{ ft}^2$$

$$\text{F.S.} = \frac{1\,977}{1\,700} = 1.163 = 16.3 \%$$

Coefficiente total de transferencia de calor calculado:

$$U_c = \frac{2\,771\,980}{1\,700 \times 28} = 58.3 \quad \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Coefficiente total de transferencia de calor usado:

$$U_D = \frac{2\,771\,980}{1\,977 \times 28} = 50.0 \quad \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Factor de ensuciamiento:

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{58.3 - 50}{58.3 \times 50} = 0.0028$$

Caída de presión lado de los tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{2 g D_t \rho \phi_t}$$

Donde:

$$R_* = 73\ 515$$

$$f_t = 0.00018$$

$$G_t = 37\ 518\ \text{lb}/(\text{hr ft}^2)$$

$$L = 16\ \text{ft}$$

$$n = 1$$

$$g = 4.17 \times 10^8\ \text{ft}/\text{hr}^2$$

$$D_t = 0.00725\ \text{ft}$$

$$\rho = 0.11\ \text{lb}/\text{ft}^3$$

$$\phi = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00018 \times 37\ 518^2 \times 16 \times 1}{2 \times 4.17 \times 10^8 \times 0.0725 \times 0.11 \times 1} = 0.54\ \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

Conclusiones:

$$R_d \quad \text{calculado} \quad 0.0028$$

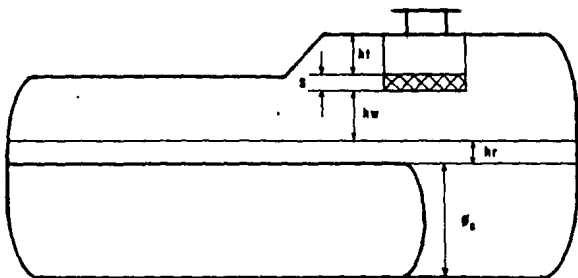
$$R \quad \text{recomendado} \quad 0.0020$$

$$\Delta P_t \quad \text{calculado} \quad 0.54\ \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

$$\Delta P_t \quad \text{permitido} \quad 0.50\ \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}$$

El cambiador de calor se considera satisfactorio.

Dimensionamiento de evaporador tipo Kettle.



ϕ_s Diámetro del cambiador de calor = 31"

hr Altura del nivel = 12"

hw Distancia del nivel máximo de líquido a la malla separadora = 24"

s Espesor de la malla separadora = 6"

ht Distancia entre la malla separadora y el tope del evaporador = 12"

Diámetro Kettle = $\phi_s + hr + hw + s + ht$
 = 31 + 12 + 24 + 6 + 12

Diámetro Kettle = 85"

D. CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AGUA (C-501)

1.- Cálculo de un enfriador de bióxido de carbono saturado con condensación parcial.

Se supone un cambiador horizontal 1-1 para enfriar 74 127 lb/hr de CO_2 saturado con agua de 122 °F a 90 °F, el cual fluye dentro de los tubos.

Por la coraza el agua de enfriamiento entra a 80 °F y sale a 90 °F.

Se permite una caída de presión máxima de 0.5 psi en los tubos y 10 psi en la coraza.

El factor de ensuciamiento por los tubos es de 0.001 y por la coraza de 0.002

El cambiador tiene 538 tubos de 1" DE, 18 BNG, 16' de longitud y arreglo triangular de 1 1/4".

La coraza tiene 33" DI y deflectores espaciados 12".

El CO_2 saturado con agua tiene una presión de 0.35 kg/cm²
(4.978 lb/in² = 5.0 lb/in²).

De los datos obtenidos del balance de calor del cambiador evaporativo tipo kettle:

Intervalo, °F.	q, Btu.
122 - 114	904 720
114 - 104	899 182
104 - 96	587 881
96 - 90	380 187
Total	2 771 980

$$\text{Cantidad total de agua de enfriamiento} = \frac{2\ 771\ 980}{(90 - 80)} = 277\ 198$$

Lado vapor °F	Q Btu/hr	Agua °F	Vapor-agua ΔT
122	0	90	32
114	904 720	86.7	27.3
104	1 803 902	83.5	20.5
96	2 391 783	81.4	14.6
90	2 771 980	80.0	10.0

Cálculo de la ΔT integrada:

(gráfica anexa)

$\Delta X (10^{\circ})$	\bar{Y}	$\bar{Y} \Delta X (10^{\circ})$	$\Sigma \bar{Y} \Delta X (10^{\circ})$
0.2	31.6	6.32	6.32
0.2	30.8	6.16	12.48
0.2	29.8	5.96	18.44
0.2	28.8	5.72	24.16
0.2	27.3	5.46	29.62
0.2	26.0	5.2	34.82
0.2	24.5	4.9	39.72
0.2	23.0	4.6	44.32
0.2	21.3	4.26	48.58
0.2	19.8	3.92	52.50
0.2	17.8	3.52	56.02
0.2	15.5	3.10	59.12
0.2	13.2	2.64	61.76
0.17	11.0	1.87	63.63

$$\Delta T_{\text{INTEGRADA}} = \frac{63.63 \times 10^{\circ}}{2771880} = 22.95 = 23.0^{\circ} F$$

Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el lado de los tubos:

Coeficiente de condensación (se emplea el método de Akers y colaboradores, Ludwig tomo 3).

$$G_e = \bar{G}_L + G_g \left[\rho_L / \rho_v \right]^{1/2}$$

\bar{G}_L .- Masa velocidad promedio del condensado que entra y sale.

$$G_L \text{ entrada} = 0.0$$

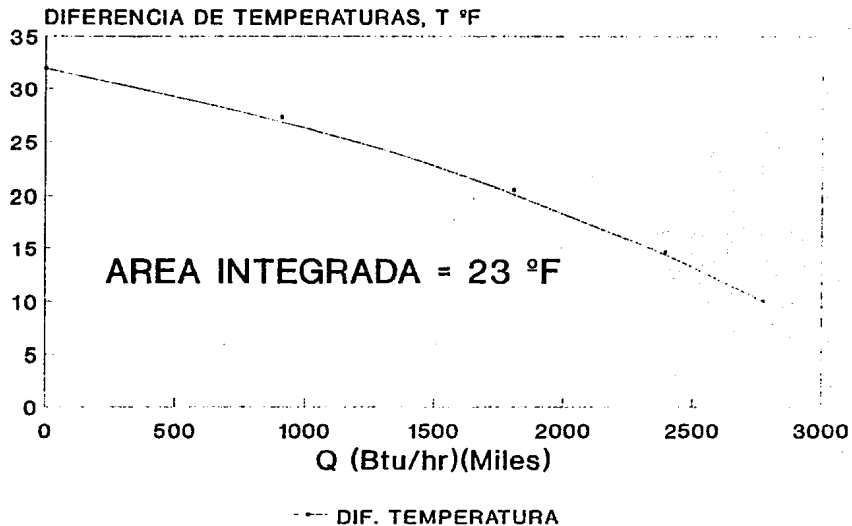
$$G_L \text{ salida} = 120 \text{ lb-mol} = 2160 \text{ lb/hr}$$

$$\bar{G}_L = \frac{0 + 2160}{2} = 1080 \text{ lb/hr}$$

a_t .- Área de la sección transversal al flujo.

$$a_t = N_t \frac{\pi}{4} \frac{ID^2}{144} = 538 \frac{3.14}{4} \frac{0.87}{144} = 2.22 \text{ ft}^2$$

CALCULO DE DIFERENCIAL DE TEMPERATURA



$$\bar{G}_L = \frac{1\ 080}{2.22} = 486.5 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

\bar{G}_g .- Masa velocidad promedio del vapor que entra y sale.

$$\bar{G}_g = \frac{74\ 127 + 71\ 967}{2} = 73\ 047 \text{ lb/hr}$$

$$\bar{G}_g = \frac{73\ 047}{2.22} = 32\ 904 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$\bar{G}_g \left[\rho_L / \rho_v \right]^{1/2} = 32\ 904 (62.4 / 0.11)^{1/2} = 783\ 690 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$G_e = 486.5 + 783\ 690 = 784\ 176.5 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

Temperatura promedio del condensado:

Lado vapor.	Agua.	Diferencia.	Promedio.
$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{F}$	$^{\circ}\text{F}$
122.	90.	106	95.5
90.	80.	85	

Debido a que la diferencia de temperaturas entre el CO_2 y el agua de enfriamiento no es muy grande, se considera que la temperatura promedio integrada es prácticamente igual a la temperatura promedio.

Propiedades físicas del condensado a la temperatura promedio de 95.5°F .

$$\rho_L = 62.4 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$c_{pL} = 1. \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^{\circ}\text{F}}$$

$$\mu = 0.78 \times 2.42 = 1.887 \frac{\text{lb}}{\text{ft hr}}$$

$$R_e = \frac{D G_e}{\mu_L} = \frac{0.0725 \times 784\ 176.5}{1.887} = 30\ 129$$

Con R_e y la figura 10.63 de Ludwig:

$$\phi = \frac{h_{cm} D}{k_a} \left[\frac{C_p \mu}{k_a} \right]^{-1/4} = 145$$

Siendo conservadores, se aplica 0.85 al factor ϕ :

$$\phi = 123$$

$$h_i = \frac{123 \times 0.356}{0.0725} \left[\frac{1. \times 1.887}{0.356} \right]^{1/4} = 1\,053$$

$$h_{io} = 1\,053 \frac{0.87}{1} = 916$$

Coefficiente del calor sensible del gas:

Propiedades físicas medias

$$\overline{C_p} = \frac{70\,731 \times 0.21 + 3\,396 \times 0.44}{74\,127} = 0.22 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}}$$

$$\overline{k} = \frac{70\,731 \times 0.01025 + 3\,396 \times 0.0120}{74\,127} = \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}/\text{ft}}$$

$$\overline{\mu} = \frac{70\,731 \times 0.0155 + 3\,396 \times 0.011}{74\,127} = 0.015 \times 2.42 = 0.037 \frac{\text{lb}}{\text{ft hr}}$$

$$R_e = \frac{0.0725 \times 32\,804}{0.037} = 64\,474$$

De la figura 10.44 de Ludwig:

$$j = 170$$

$$h_i = j_H \frac{k}{D} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{1/4} = 170 \frac{0.0103}{0.0725} \left[\frac{0.22 \times 0.037}{0.0103} \right]^{1/4} = 22.3$$

$$h_{io} = 22.3 \times \frac{0.87}{1} = 19.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

ESTA TESIS NO DEBE
SALIR DE LA BIBLIOTECA

Coefficiente del lado de la coraza (agua)

$$a_s = ID_s C' \frac{B}{144 P_r} = 33 \times 0.25 \frac{12}{144 \times 1.25} = 0.55 \text{ ft}^2$$

$$G_s = \frac{W}{a_s} = \frac{273 \ 416}{0.55} = 497 \ 120 \frac{\text{lb}}{\text{hr ft}^2}$$

$$R_{es} = \frac{0.06 \times 497 \ 120}{2.13} = 14 \ 003$$

$$j_H = 73$$

$$h_o = j_H \frac{k}{D_e} \left[\frac{C_p \mu}{k} \right]^{1/4} = 73 \frac{0.356}{0.06} \left[\frac{1 \times 2.13}{0.356} \right]^{1/4} = 786 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Superficie de condensación:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + r_i (d_o/d_i) + r_i + r_o + \frac{1}{h_o}}$$

Por ser tubería de acero, se considera r_i despreciable:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{916} + 0.001 (1/0.87) + 0.002 + \frac{1}{786}} = 181.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Calor de condensación del vapor de agua a $90 \text{ } ^\circ\text{F}$:

$$Q = \dot{m} \lambda$$

$$\dot{m} = 120 \text{ lb-mol/hr} \times 18 \text{ lb/lb-mol} = 2 \ 160 \text{ lb H}_2\text{O/hr}$$

$$\lambda_{90 \text{ } ^\circ\text{F}} = 1 \ 042.9 \text{ Btu/lb}$$

$$Q = 2 \ 160 \times 1 \ 042.9 = 2 \ 252 \ 864 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Calor sensible} = Q_{\text{TOTAL}} - Q_{\text{CONDENSACION}}$$

$$Q_{\text{SENSIBLE}} = 2 \ 771 \ 980 - 2 \ 252 \ 864 = 519 \ 316 \text{ Btu/hr}$$

Area de condensación:

$$\text{Area} = \frac{Q_{\text{COND.}}}{U \Delta t} = \frac{2\,252\,664}{181.4 \times 23} = 540 \text{ ft}^2$$

Area de calor sensible:

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{22.3} + 0.001 (1/0.87) + 0.002 + \frac{1}{786}} = 20.3 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$\text{Area} = \frac{519\,316}{20.3 \times 23} = 1\,112 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area total} = 1\,112 + 540 = 1\,652 \text{ ft}^2$$

Factor de seguridad o exceso de área:

Cálculo del área del cambiador de calor:

538 tubos, 1" ϕ y 16' de longitud

$$\text{Area} = 538 \times 16 \times 0.2618 = 2\,254 \text{ ft}^2$$

$$\text{Factor de seguridad} = \frac{2\,254}{1\,652} = 1.364 = 36.4 \%$$

Coefficiente total de transferencia de calor calculado:

$$U_c = \frac{2\,771\,980}{1\,652 \times 23} = 73 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Coefficiente total de transferencia de calor usado:

$$U_D = \frac{2\,771\,980}{2\,254 \times 23} = 53.4 \frac{\text{Btu}}{\text{hr ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

Factor de ensuciamiento:

$$R_d = \frac{U_c - U_D}{U_c \times U_D} = \frac{73 - 53.4}{73 \times 53.4} = 0.005$$

Caída de presión lado coraza:

$$\Delta P_s = \frac{f_s G_s^2 D'_s (N_c + 1)}{2 g \rho D_e \phi_s}$$

En donde:

$$Re = 14\ 003$$

$$f_s = 0.0024$$

$$G_s = 497\ 120\ \text{lb}/(\text{hr ft}^2)$$

$$D'_s = 2.75\ \text{ft}$$

$$(N_c + 1) = 16 + 1$$

$$g = 4.17 \times 10^8\ \text{ft}/\text{hr}^2$$

$$\rho_L = 62.4\ \text{lb}/\text{ft}^3$$

$$\phi_s = 1$$

$$D_e = 0.06\ \text{ft}$$

$$\Delta P_s = \frac{0.0024 \times 497\ 120^2 \times 2.75 (16 + 1)}{2 \times 4.17 \times 10^8 \times 62.4 \times 0.06} = 8\ \text{lb}/\text{in}^2$$

caída de presión lado de los tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f_t G_t^2 L n}{2 g D_t \rho \phi_t}$$

En donde:

$$Re = 84\ 474$$

$$f_t = 0.00017$$

$$G_t = 32\ 804\ \text{lb}/(\text{hr ft}^2)$$

$$L = 16\ \text{ft}$$

$$n = 1$$

$$g = 4.17 \times 10^8\ \text{ft}/\text{hr}^2$$

$$D_t = 0.0725\ \text{ft}$$

$$\rho = 0.11\ \text{lb}/\text{ft}^3$$

$$\phi_t = 1$$

$$\Delta P_t = \frac{0.00017 \times 32\ 804^2 \times 16 \times 1}{2 \times 4.17 \times 10^8 \times 0.0725 \times 0.11 \times 1} = 0.45\ \text{lb}/\text{in}^2$$

Conclusiones:

R_d	Calculado	0.005
R_d	Recomendado	0.003
ΔP_s	Calculado	8.0 lb/in ²
ΔP_s	Permitido	10.0 lb/in ²
ΔP_t	Calculado	0.44 lb/in ²
ΔP_t	Permitido	0.5 lb/in ²

El cambiador de calor se considera satisfactorio.

Se verifica que la capacidad de la torre de enfriamiento de la planta de urea puede manejar la carga térmica de este cambiador de calor



FACULTAD DE QUIMICA, UNAM

PLANTA FERTILIZANTES QUIMICOS MEXICANOS	TRABAJO NO. _____	HOJA 1 DE 1
DIRECCION SALAMANCA, GUANAJUATO	REQUISICION _____	FECHA 24 JUN '93
ITEM C-301	POR _____	AP _____
Nº DE UNIDADES UNA		

INTERCAMBIADOR DE CALOR HOJA DE ESPECIFICACIONES

SERVICIO DE LA UNIDAD ENFRIADOR DE CO₂ SATURADO				
TAMAÑO 33" x 16 fl	TIPO _____	POSICION HORIZONTAL		
SUPERFICIE POR UNIDAD 2254		FT ² , M ² _____	CUR./UNID. _____	
SUPERFICIE POR CUERPO _____		FT ² , M ² _____		

RENDIMIENTO DE UNA UNIDAD

FLUIDO CIRCULADO	LB/HR	ENTRADA	LADO CUBIERTA		LADO TUBOS	
			ENTRADA	SALIDA	ENTRADA	SALIDA
TOTAL FLUIDO QUE ENTRA		277 198	277 198	277 198	97 123	
LIQUIDO	LB/HR	277 198	277 198	---	---	---
PESO ESPECIFICO		7.0	7.0	---	---	---
COND. TERMICA	BTU/HR-FT ²	0.586	0.586	---	---	---
CALOR ESPECIFICO	BTU/LB°F	1.0	1.0	---	---	---
VISCOSIDAD	CP	0.9	0.9	---	---	---
PESO MOLECULAR		18	18	---	---	---
VAPOR	LB/HR	---	---	3296	1233	---
CALOR LATENTE	BTU/LB	---	---	---	---	---
PESO MOLECULAR		---	---	44.23	43.91	1807
COND. TERMICA	BTU/HR-FT ²	---	---	0.0103	0.0103	---
CALOR ESPECIFICO	BTU/LB°F	---	---	0.22	0.22	---
VISCOSIDAD	CP	---	---	0.015	0.015	---
DENSIDAD	LB/FT ³	---	---	---	---	---
TEMPERATURA	°F	80	80	122	90	---
PRESION	PSIA	70	60	5	5	---
NUMERO DE PASES		---	---	1	1	---
VELOCIDAD	FT/SEC	---	---	---	---	---
CALOR DE PRESION	BTU/LB	10	PERMITIDO 9.0	CALCULADO 0.5	PERMITIDO 4.4	CALCULADO
TRUCALIDAD	1/HR-FT ²	0.002	---	0.001	---	---
CALOR TRANSFERIDO REAL	BTU/HR-FT ²	277 980	---	---	---	---
VELOCIDAD DE TRANSFERENCIA	BTU/HR-FT ²	73	LIMITE 53	LIMITE (COMERIDA) 720	23	SERVICIO

CONSTRUCCION

PRESION DE DISEÑO	PSIA	100	34
PRESION DE PRUEBA	PSIA	135	---
TEMPERATURA DE DISEÑO	°F	144	176
TUBOS CILINDR. de 3/8	O.D.	1.315	
CUBIERTA A.G.	O.D.	16	
		33"	
		16 fl	
		PASE 1/4"	
TAPA CUBIERTA	CUBIERTA FLOTANTE		
ESPEJO ESTACIONARIO	FLOTANTE		
SOPORTES TUBOS MANIFANGAS	% CORTE		2.5%
LONGITUD DE MANIFANGAS	FT		
TIPO DE JUNTA	TUBOS		ARRISLO
ESPACIOS: CUBIERTA A TAPA	CUBIERTA A ESPEJO		
CABEZA FLOTANTE			
CONDICION PERMITIDA: LADO CUBIERTA	LADO TUBOS		
CONSTRUCCION-A S M E	RECCION DI/1	TEMA _____	CLASE _____
PESO: POR CUBIERTA	LB. M ² DE TUBOS	LB. M ² ULTRA DE AGUA	LB. M ²
OBSERVACIONES:			

REVISOR
PROM.
C.P. MECANICA
C.P.M. 226

X.- ANALISIS ECONOMICO DE LAS OPCIONES DE SOLUCION

1.- Para realizar este análisis, los costos se obtienen de la manera siguiente:

a.- Los costos de los equipos principales se obtienen mediante una cotización y los costos de los accesorios, instalación, instrumentación, etc. se calculan como un porcentaje del costo del equipo principal (Peters y Timmerhaus).

b.- Para la operación y mantenimiento se toma en cuenta a los operadores y personal adecuado a cada uno de los equipos, el salario se calcula en base al salario diario integrado, de la nómina del personal de la planta, y se aplica un factor de 1.85, que es lo que la empresa gasta aproximadamente en cada trabajador, por concepto de prestaciones en general.

Debido a que no se requiere que un trabajador dedique el 100 % de su tiempo al equipo adicional, se considera a criterio que solo ocupará un cierto porcentaje de su trabajo a la operación y mantenimiento de dicho equipo.

Se fija un incremento anual de un 10 % en los costos de mantenimiento y supervisión, por concepto de deterioro del equipo.

c.- Los costos anuales de las refacciones se toman como un porcentaje del equipo principal.

d.- No se incluye capital de trabajo, ya que por tratarse de un complemento para la planta, el capital de trabajo de esta es suficiente.

e.- El período de tiempo considerado para el análisis es de diez años.

f.- La tasa de rendimiento exigida al proyecto, es el interés fijado por los CETES más 4 puntos (se toma un valor promedio aproximado de 14 % de interés anual), es decir, 18 % anual.

g.- La depreciación se supone lineal a un tiempo de diez años.

h.- Se considera un valor de rescate del equipo igual a cero, es decir, el costo de venta del equipo como chatarra es igual a los costos de desmantelamiento y transporte.

2.- Cálculo de los Ingresos

a.- Durante el año de 1992 la planta produjo en promedio 990

ton/día de urea, el costo de producción por tonelada de urea es de N\$ 287.660 (dato obtenido del informe de producción anual de la empresa).

b.- Para una capacidad de 1000 ton/día (con la puesta en servicio del equipo propuesto) el costo de producción es de N\$ 286.388, para el calculo de este valor, se suma el costo de las materias primas para producir 10 ton/día de urea (1000 ton/día - 990 ton/día), además se aplica un porcentaje proporcional al costo de refacciones e instrumentos, gas natural, energía eléctrica, etc.

c.- El costo de venta por tonelada de urea, incluyendo costos por comercialización y venta es de N\$ 495.00, se considera un incremento diferencial de los precios de venta de un 6 % anual, por concepto de mejoras en el proceso de producción.

A.- METODOS DE EVALUACION

1.- TASA INTERNA DE RENDIMIENTO.

En términos económicos la tasa interna de rendimiento representa el porcentaje o la tasa de interés que se gana sobre el saldo no recuperado de una inversión, de esta forma la inversión seleccionada por este método es aquella que obtenga la mayor tasa de rendimiento.

Este método es utilizado para analizar proyectos individuales así como también proyectos mutuamente excluyentes.

2.- VALOR PRESENTE NETO.

El método del valor presente neto es uno de los criterios económicos más ampliamente utilizados en la evaluación de proyectos de inversión. Consiste en determinar la equivalencia en el tiempo cero de los flujos de efectivo futuro que genera un proyecto y comparar esta equivalencia con la inversión inicial, cuando dicha equivalencia es mayor que el desembolso inicial, entonces, es recomendable que el proyecto sea aceptado.

Cuando existen varios proyectos, se recomienda el de mayor valor presente neto, al igual que la tasa interna de rendimiento, es un método útil para analizar proyectos individuales o proyectos mutuamente excluyentes.

3.- TIEMPO DE RECUPERACION DE LA INVERSION

Se calcula sumando año por año las utilidades más la depreciación, hasta igualar a la inversión original. Es una medida de los años requeridos para recuperar la inversión inicial depreciable de los beneficios y depreciación acumulados.

Este método considera únicamente a los primeros años en que se efectúa la inversión, no toma en cuenta los últimos años de vida económica del equipo.

La opción recomendada es aquella que recupera la inversión inicial en el menor tiempo.

4.- RELACION COSTO BENEFICIO

Este método de evaluación económica, se considera a veces como un método suplementario, ya que se utiliza en conjunto con el del valor presente, tasa de rendimiento o el costo anual.

Para utilizar la relación B/C como una técnica de evaluación para opciones mutuamente excluyentes, primero se calcula la relación B/C de cada opción.

Aquellas opciones que tengan una relación B/C total menores a 1.0 se eliminan, todas las opciones que tengan una relación B/C mayor o igual a 1.0, se consideran para hacer un análisis de la relación B/C incremental, y se selecciona la de mayor relación B/C global.

Inversión No 1

Cambiador de calor enfriado por aire

Equipo	Costo N\$ (IVA incluido)
Cambiador de calor enfriado por aire, E	3 850 000
Instalación del equipo, 4 % E	154 000
Instrumentación (instalada), 9 % E	346 500
Tubería (instalada), 1.5 % E	57 750
Instalación eléctrica (instalada), 3 % E	115 500
6 Ventiladores de 16 ft (N\$ 17 163 x 6)	102 978
6 Motores de 15 HP (N\$ 3 950 x 6)	23 700
	<hr/>
D	4 650 428
Ingeniería y supervisión, 1.7 % E	65 450
Gastos de construcción, 8 % E	308 000
	<hr/>
D + I	5 023 878
Honorarios del contratista, 5 % (D + I)	251 194
Contingencias, 10 % (D + I)	502 388
	<hr/>
Inversión de capital fijo	N\$ 5 777 460

Gastos de operación y mantenimiento.

0.5 operador con salario diario integrado de;	
	$\text{N\$ } 92.64 \times 1.85 = \text{N\$ } 171.40/2 = \text{N\$ } 85.70$
0.5 mecánico con salario diario integrado de;	
	$\text{N\$ } 105.61 \times 1.85 = \text{N\$ } 195.40/2 = \text{N\$ } 97.70$
0.5 electricista con salario diario integrado de;	
	$\text{N\$ } 101.02 \times 1.85 = \text{N\$ } 186.90/2 = \text{N\$ } 93.45$
	<hr/>
Total	N\$ 276.85
Por año (365 días)	N\$ 101 050.00

Si se considera un costo de materiales de mantenimiento y supervisión de N\$ 38 500.00

Costos anuales de operación y mantenimiento:

$\text{N\$ } 101\ 050 + \text{N\$ } 38\ 500 = \text{N\$ } 139\ 500$

Capital de trabajo = 0

Depreciación lineal del 10 % anual

Vida útil 10 años

Ingresos:

La planta operando sin el cambiador de calor propuesto trabaja con una capacidad promedio anual de 990 ton/día.

Con la instalación del equipo sugerido, la capacidad es de 1 000 ton/día.

Cálculo de los ingresos:

Para una capacidad de 990 ton/día, el costo de producción por tonelada de urea es de N\$ 287.860

Para una capacidad de 1 000 ton/día, el costo de producción es de N\$ 286.389

El costo de venta por tonelada de urea, incluyendo costos por comercialización y venta, es de N\$ 495

Para 990 ton/día:

Los \$₁ de ganancia por tonelada:

$\text{N\$ } 495 - \text{N\$ } 287.860 = \text{N\$ } 207.340$

Para 1 000 ton/día

Los \$₂ de ganancia por tonelada:

$$\text{N\$ } 495 - \text{N\$ } 286.389 = \text{N\$ } 208.611$$

La diferencia es la ganancia por tonelada con el cambiador de calor:

$$\text{Ganancia} = \$_2 - \$_1 = \text{N\$ } 208.611 - \text{N\$ } 207.340 = \text{N\$ } 1.271/\text{ton}$$

$$\text{Ganancia anual} = \text{N\$ } 1.271/\text{ton} \times 330\ 000 \text{ ton/año} = \text{N\$ } 419\ 430$$

Considerando un incremento diferencial de los precios de venta de un 6 % anual, por concepto de mejoras a la eficiencia en el proceso de producción, y un incremento de un 10 % anual en los costos de mantenimiento y supervisión por concepto de deterioro del equipo.

Flujo de efectivo.

Año	Ingresos	Inversión/Costos	Utilidad (Antes imp)	Utilidad/Neta (imp 35 %)
0		5 777 480		
1	419 430	139 500	279 930	181 955
2	444 596	153 450	291 146	189 245
3	471 272	168 795	302 477	196 610
4	499 548	185 675	313 873	204 017
5	529 521	204 242	325 279	211 430
6	561 292	224 660	336 632	218 811
7	594 970	247 133	347 837	226 094
8	630 668	271 846	358 822	233 234
9	668 508	299 031	369 477	240 180
10	708 618	328 994	379 684	246 795

Año	Flujo de efectivo	Flujo neto de efectivo
0	- 5 777 480	- 5 777 480
1	163 759	- 5 613 701
2	170 320	- 5 443 381
3	176 949	- 5 266 432
4	183 616	- 5 082 816
5	190 288	- 4 892 528
6	196 930	- 4 695 598
7	203 485	- 4 492 113
8	209 911	- 4 282 202
9	216 144	- 4 066 058
10	222 115	- 3 843 943

Resumen:**1.- Tasa interna de retorno**

No existe tasa interna de retorno por tratarse de cifras negativas.

2.- Valor presente neto

El VPN es negativo

3.- Tiempo de recuperación de la inversión

En 10 años no se recupera la inversión

4.- Relación costo beneficio

La relación B/C es negativa

Inversión No. 3

Sistema de enfriamiento utilizando un ciclo de refrigeración.

Equipo	Costo N\$ (IVA incluido)
Evaporador tipo Kettle	242 000
Condensador de amoniaco	132 000
	<hr/>
	E 374 000
Instalación del equipo, 10 % E	37 400
Instrumentación (instalada), 8 % E	33 660
Tubería (instalada), 24 % E	89 760
Instalación eléctrica, 5 % E	18 700
Tanque acumulador	15 000
Compresor de 55 HP	52 579
	<hr/>
	D 621 099
Ingeniería y supervisión, 8 % E	29 920
Gastos de construcción, 8 % E	28 920
	<hr/>
	D + I 680 939
Honorarios del contratista, 5 % (D + I)	34 047
Contingencias, 10 % (D + I)	68 094
	<hr/>
Inversión de capital fijo	N\$ 783 080

Gastos de operación y mantenimiento**Supervisión:**

1 operador con salario diario integrado de:

$$\text{N\$ } 92.64 \times 1.85 = \text{N\$ } 171.40$$

1 mecánico con salario diario integrado de:

$$\text{N\$ } 105.61 \times 1.85 = \text{N\$ } 195.40$$

0.5 electricista con salario diario integrado de:

$$\text{N\$ } 102.02 \times 1.85 = \text{N\$ } 186.90/2 = \text{N\$ } 93.45$$

Total N\$ 480.25

$$\text{Costo anual} = \text{N\$ } 460.25 \times 365 = \text{N\$ } 167\ 991$$

Si se considera un costo de materiales de mantenimiento y supervisión de N\$ 37 400

$$\text{Costo total anual} = \text{N\$ } 460.25 + \text{N\$ } 37\ 400 = \text{N\$ } 205\ 391$$

Flujo de efectivo

Año	Ingresos	Inversión/Costos	Utilidad (Antes imp)	Utilidad/Neta (imp 35 %)
0		783 080		
1	419 430	205 391	214 039	139 125
2	444 596	225 930	218 666	142 133
3	471 272	248 523	222 749	144 787
4	489 548	273 375	228 173	147 012
5	529 521	300 713	228 808	148 725
6	561 292	330 784	230 508	149 830
7	594 970	363 863	231 107	150 220
8	630 868	400 249	230 419	149 772
9	668 508	440 274	228 234	148 352
10	708 818	484 301	224 317	145 808

Año	Flujo de efectivo	Flujo neto de efectivo
0	- 783 080	- 783 080
1	125 213	- 657 867
2	127 920	- 529 947
3	130 308	- 399 639
4	132 311	- 267 328
5	133 853	- 133 475
6	134 847	+ 1 372
7	135 198	+ 136 570
8	134 795	+ 271 385
9	133 517	+ 404 882
10	131 225	+ 536 107

Cálculo de la tasa interna de rendimiento:

Año	Flujo neto de efectivo
0	- 763 080
1	- 657 867
2	- 529 497
3	- 399 639
4	- 267 328
5	- 133 475
6	+ 1 372
7	+ 136 570
8	+ 271 365
9	+ 404 882
10	+ 536 107
	<hr/>
	- 1 421 040

Con $i = 0$, el factor de descuento $\left[\frac{1}{(1+i)^n} \right]$, es igual a la

unidad en todos los años, por lo tanto los valores del flujo neto de efectivo permanecen iguales y no existe tasa interna de retorno debido a que el resultado de la suma algebraica es un número negativo.

Valor presente neto

Año	Factor de descuento $\left[\frac{1}{(1+i)^n} \right]$	Valor presente $i = 18 \%$
0		- 783 080
1	0.8475	- 557 542
2	0.7182	- 380 808
3	0.6086	- 243 220
4	0.5158	- 137 888
5	0.4317	- 57 621
6	0.3704	+ 508
7	0.3139	+ 42 869
8	0.2660	+ 72 183
9	0.2255	+ 91 301
10	0.1911	+ 102 450
Valor presente total =		- 1 850 848

Lo cual significa que esta inversión no se recupera con la tasa exigida de rendimiento.

Resumen:

1.- Tasa interna de rendimiento

No existe TIR por tratarse de cifras negativas

2.- Valor presente neto

El valor presente neto es negativo

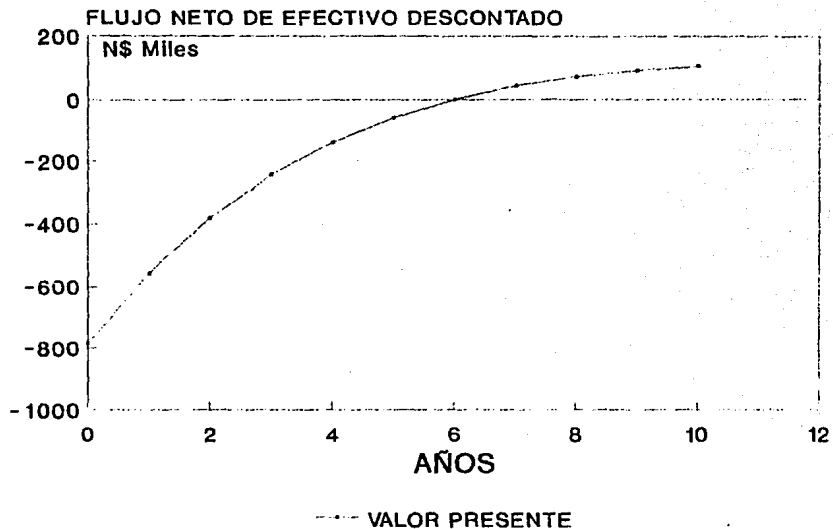
3.- Tiempo de recuperación de la inversión (gráfica anexa)

La inversión se recupera en 5 años, 11 meses

4.- Relación costo beneficio

La relación B/C es negativa

OPCION No. 3



Inversión No 4

Cambiador de calor enfriado con agua de una torre de enfriamiento.

Equipo	Costo N\$ (iva incluido)
Cambiador de calor, E	170 500
Instalación del equipo, 10 % E	17 050
Instrumentación (instalada), 9 % E	15 345
Tubería (instalada), 24 % E	40 920
Instalación eléctrica, 5 % E	8 525
	<hr/>
	D 252 340
Ingeniería y supervisión, 8 % E	13 840
Gastos de construcción, 8 % E	13 840
	<hr/>
	D + I 278 620
Honorarios del contratista, 5 % (D + I)	13 981
Contingencias, 10 % (D + I)	27 962
	<hr/>
Inversión de capital fijo	N\$ 321 563

Gastos de operación y mantenimiento

Supervisión:

0.25 operador con salario diario integrado de:

$$\text{N\$ } 92.64 \times 1.85 = \text{N\$ } 171.40/4 = \text{N\$ } 42.85$$

0.25 mecánico con salario diario integrado de :

$$\text{N\$ } 105.61 \times 1.85 = \text{N\$ } 195.40/4 = \text{N\$ } 48.85$$

$$\text{Total} = \text{N\$ } 91.70$$

Gastos anuales = N\$ 91.70 x 365 = N\$ 33 470

Si consideramos un costo de materiales de mantenimiento y supervisión de N\$ 17 050

Costo total = N\$ 33 470 + N\$ 17 050 = N\$ 50 520

Flujo de efectivo

Año	Ingresos	Inversión/Costos	Utilidad (Antes imp)	Utilidad/Neta (imp 35 %)
0		321 563		
1	419 430	50 520	368 910	239 792
2	444 596	55 572	389 024	252 866
3	471 272	61 129	410 143	266 593
4	489 544	67 242	432 302	280 996
5	529 521	73 986	455 555	296 111
6	561 292	81 363	479 929	311 954
7	594 970	89 499	505 471	328 556
8	630 668	98 449	532 219	345 942
9	668 508	108 294	560 214	364 138
10	708 618	119 124	589 494	383 171

Cálculo de la tasa interna de retorno

Prueba con $i = 70.596\%$

Año	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Valor presente
		$\left[\frac{1}{(1+i)^n} \right]$	
0	- 321 563		- 321 563
1	- 105 751	0.5862	- 61 989
2	+ 121 828	0.3436	+ 41 861
3	+ 361 762	0.2014	+ 72 865
4	+ 614 610	0.1180	+ 72 565
5	+ 811 111	0.0692	+ 80 980
6	+ 1 161 869	0.0406	+ 47 135
7	+ 1 457 570	0.0238	+ 34 662
8	+ 1 788 918	0.0139	+ 24 858
9	+ 2 086 643	0.0082	+ 17 132
10	+ 2 441 497	0.0048	+ 11 894

Total = 0

La TIR = 70.595 %

Valor presente neto:

Año	Flujo neto de efectivo	Factor de descuento	Valor presente
		$\left[\frac{1}{(1+i)^n} \right]$	$i = 18 \%$
0	- 321 563		- 321 563
1	- 105 751	0.8475	- 89 497
2	+ 121 828	0.7182	+ 87 497
3	+ 361 762	0.6086	+ 220 168
4	+ 614 810	0.5158	+ 317 016
5	+ 811 111	0.4371	+ 385 134
6	+ 1 161 069	0.3704	+ 430 358
7	+ 1 457 570	0.3139	+ 457 531
8	+ 1 768 918	0.2660	+ 470 532
9	+ 2 096 643	0.2255	+ 472 793
10	+ 2 441 497	0.1911	+ 468 570

Total = N\$ 2 896 410

El valor neto presente, con la tasa exigida de rendimiento igual al 18 %, es N\$ 2 896 410

Resumen

1.- Tasa interna de rendimiento

TIR = 70. 596 %

2.- Valor presente neto

VNP = N\$ 2 896 410

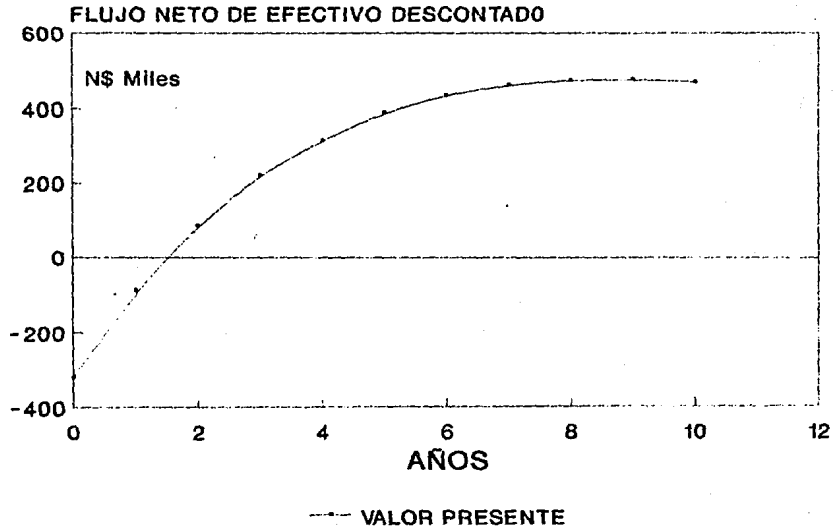
3.- Tiempo de recuperación de la inversión (gráfica anexa)

La inversión se recupera en un año seis meses

4.- Relación costo beneficio

$$B/C = \frac{VPN}{INVERSION} = \frac{2\ 896\ 410}{321\ 563} = 9.0$$

OPCION No. 4



XI.- CONCLUSIONES

ANALISIS TECNICO

De las opciones planteadas y predimensionamiento del equipo de transferencia de calor, para cumplir con las condiciones de enfriamiento requeridas, se observa de acuerdo al cuadro anexo del análisis técnico que los equipos son viables de adquirir y que no tienen ninguna dificultad desde el punto de vista de su construcción, ya que los criterios tomados en el predimensionamiento se establecen materiales de uso común comerciales, de tal forma que su fabricación no es problema.

a.- En el análisis realizado se encuentra que la opción de acondicionar la corriente de CO_2 con un cambiador de calor enfriado por aire, da por resultado un equipo de dimensiones muy grandes, debido a que la temperatura ambiente promedio del aire es muy cercana a la requerida para enfriar el CO_2 .

b.- La opción de enfriamiento con la corriente de amoníaco es desechada por afectar las condiciones de operación de la planta.

c.- El uso de un cambiador de calor con ciclo de refrigeración implica adicionar un proceso extra a la planta, sin embargo, es una opción factible.

d.- La opción mas viable se presenta con un cambiador de calor que aprovecha el agua de un torre de enfriamiento existente.

Del cuadro del análisis técnico se observa que técnicamente la mejor opción es la del cambiador de calor enfriado con agua, ya que únicamente se requiere un equipo de transferencia de calor, que no tiene mayores requerimientos que su cimentación y su conexión a los sistemas de flujo de CO_2 y agua de enfriamiento, no tiene partes móviles, no emplea maquinaria rotativa, el mantenimiento es relativamente bajo y no requiere de suministro de energía eléctrica.

ANALISIS TECNICO
CAMBIADOR DE CALOR:

OPCIONES DE SOLUCION	(a) ENFRIADO POR AIRE	(b) ENFRIAMIENTO CON AMONIACO	(c) CICLO DE REFRIGERACION	(d) C/AGUA TORRE DE ENFRIAMIENTO
CARGA DE CALOR	2 771 980 Btu/hr	2 771 980 Btu/hr	2 771 980 Btu/hr	2 771 980 Btu/hr
EQUIPO	CAMBIADOR DE CALOR CON TUBOS ALETADOS	OPCION DESCARTADA POR AFECTAR A LAS CONDICIONES DE OPERACION DE LA PLANTA	EVAPORADOR TIPO KETTLE	CONDENSADOR PARCIAL
DIMENSIONES:	UNIDAD DE: 70 ft x 40 ft		85" x 16 ft	33" x 16 ft
TUBOS:	1" OD CON ALETAS DE 5/8" DE ALTO		1" DE	1" DE
Lt	40 ft		16 ft	16 ft
Nt	2 218 tubos		472 tubos	538 tubos
AREA TOTAL	494 996 ft ²		1 977 ft ²	2 254 ft ²
EQUIPOS ADICIONALES:	6 VENTILADORES DE 16 ft DE DIAMETRO 6 MOTORES DE 15 HP		CONDENSADOR DE AMONIACO Q=2 874 932 Btu/hr Ot= 1" DE Lt= 16 ft Nt= 352 tubos Area= 1 105 ft ² COMPRESOR DE 55 HP TANQUE ACUMULADOR DE AMONIACO	

ANALISIS ECONOMICO

a.- Cambiador de calor enfriado por aire.

Se observa que la inversión inicial es muy alta, con un periodo de recuperación mayor a 10 años, con un VPN negativo y no cumple con la tasa de rendimiento mínima exigida.

b.- Cambiador de calor con enfriamiento de la corriente de amoniaco.

La opción es eliminada técnicamente.

c.- Cambiador de calor con ciclo de refrigeración.

El balance económico (Inversión inicial y los ingresos, costos de operación y mantenimiento, mano de obra, etc.) no cubre la tasa de rendimiento exigida (18 %) y el valor presente neto resulta negativo.

d.- Cambiador de calor enfriado con agua.

Esta opción tiene una inversión inicial moderada, su tasa de rendimiento es mayor a la exigida, obteniéndose una de 70.586 % y ofrece altos beneficios con periodo corto de recuperación de la inversión inicial de un año seis meses, y un VPN positivo.

ANALISIS ECONOMICO

OPCIONES DE SOLUCION	DESCRIPCION	INVERSION	UTILIDAD ANUAL N\$ (a)	VPN N\$ (b)	TIR	PRC
No 1	CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR AIRE	5 777 460	419 430	NEGATIVO	-----	EN DIEZ AÑOS NO SE RECUPERA LA INVERSION
No 2	CAMBIADOR DE CALOR ENFRIADO POR LA CORRIENTE DE AMONIACO	OPCION DESCARTADA	-----	-----	-----	-----
No 3	CAMBIADOR DE CALOR CON CICLO DE REFRIGERACION	783 080	419 430	-1 850 648	-----	5 AÑOS 11 MESES
No 4	CAMBIADOR DE CALOR CON AGUA DE TORRE DE ENFRIAMIENTO	321 563	419 430	+2 896 410	70.596	1 AÑO 6 MESES

NOTAS:

- (a).- UTILIDAD ANUAL PARA EL PRIMER AÑO CON UN INCREMENTO DEL 6 % ANUAL
- (b).- LA TASA DE RENDIMIENTO EXIGIDA AL PROYECTO FUE DE: CETES + 4 PUNTOS = 18%

La opción seleccionada tanto técnica como económicamente es la de implantar un cambiador de calor enfriado con agua de una torre de enfriamiento existente, porque la inversión inicial es la menor, tiene el mayor valor presente neto, con la tasa de rendimiento más alta y el periodo de recuperación de capital es el menor, equivalente a un año seis meses.

Además esta opción cubre las necesidades requeridas (es capaz de bajar la temperatura del CO_2 a 32°F), el equipo y sus accesorios son de uso común y puede ser fabricado sin grandes problemas.

Su instalación no interfiere con el proceso , y se puede esperar un paro programado de la planta para hacer las interconexiones en un mínimo de tiempo, indirectamente se puede adaptar como un intercambiador de by-pass.

La implementación del equipo proporciona el aumento de la producción, sin afectar el proceso que actualmente se encuentra optimizado.

El aumento de la productividad en los procesos se logra mediante la complementación de equipos para eliminar desviaciones de las condiciones de diseño mediante la metodología de un análisis técnico económico como el aquí realizado.

XII.- BIBLIOGRAFIA.

- 1.- Kern, D.Q.: "Procesos de transferencia de calor", Editorial CECSA.
- 2.- Ludwig, E.E. : "Applied process design for chemical and petrochemical plants", Gulf Publishing Company, Houston, Texas, McGraw-Hill.
- 3.- Perry, J.H.: "Chemical Engineers handbook", 5^o Ed., McGraw-Hill Kogakusha.
- 4.- Rohsenow.W.M. : "Handbook of heat transfer", McGraw-Hill.
- 5.- Compressed gas asociation, inc.: "Anhydrous ammonia" G-2 1984, 1235 Jefferson Davis Highway, Arlington, VA 22202.
- 6.- Max S. Peters, Klaus D. Timmerhaus, "Plant design and economics for chemical engineers" fourth edition, McGraw-Hill.
- 7.- A.P.I Standard 661. First Edition, "Air Cooled Heat Exchangers for General Refinery Services".
- 8.- Briggs & Young, "Convention Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch of Tubes". Chemical Engineers Progress Symposium Series.
- 9.- Cook, E. H. "Air Cooled Heat Exchangers", Chemical Engineering May 25, 1964, July 6 1964, and August 3 1964.
- 10.- Gardner, K. A. "Efficiency of Extend Surfaces" Trans ASME, Volume 67. 1945.
- 11.- Robinson & Briggs. "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Bank of Finned Tubes", Chem. Engr. Progress Symposium Series, NO. 64 1966.
- 12.- Process Cooling Systems. Selection
Here are the systems to choose from and some reasons for choosing.
L. Gazzi and R. pasero.
Hydrocarbon Processing. October, 1970
- 13.- Cryogenics
V. C. Williams
Chemical EEngineering. November 16, 1970
- 14.- Which Refrigeration Cycle is best
Ruble L. Huff
- 15.- Elliot Compressor Refresher 1972

- 16.- Fluid Thermodynamic Properties for Light Petroleum Systems
Kenneth E. Starling
Gulf Publishing Company
- 17.- Coss Bu, Raúl : "Proyectos de Inversión", Editorial Limusa
- 18.- Taylor, George A. : "Ingeniería Económica", Editorial
Limusa.
- 19.- Blank, Leland T., Tarquin, Anthony J.: "Ingeniería
Económica", Segunda edición, McGraw-Hill.