

241 57-A



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE QUÍMICA

**DISEÑO DE UNIDADES DE
ALMACENAMIENTO Y DISTRIBUCIÓN
DE GASES EN CONDICIONES
CRIOGENICAS**

TESIS MANCOMUNADA

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE

INGENIERO QUÍMICO

P R E S E N T A N :

MARIO VIRGILIO NAVA CASTILLO

GUILEBALDO RECHY BRITO



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.

INDICE

1.	Introducción	7
2.	Generalidades	9
2.1.	Descripción del sistema de almacenamiento y distribución de gases.	9
2.2.	Fluidos seleccionados.	12
3.	Selección del sistema de refrigeración.	25
3.1.	Refrigeración por eyección de vapor o vacío.	25
3.2.	Refrigeración por absorción.	27
3.2.1.	Sistema de amoniaco.	27
3.2.2.	Sistema de bromuro de litio.	28
3.3.	Refrigeración mecánica.	29
3.4.	Selección del esquema de refrigeración.	30
3.5.	Alternativas de proceso para la refrigeración mecánica.	31
4.	Método de cálculo y selección de los equipos y accesorios	42
4.1.	Tipos de recipientes para almacenamiento. ..	42
4.2.	Material de construcción.	42
4.3.	Determinación del espesor de la coraza del tanque.	53
4.4.	Aislamiento.	68
4.5.	Espesor del aislamiento.	74
4.6.	Contribuciones a la carga térmica de la unidad.	79
4.6.1.	Calor transferido.	79
4.6.2.	Calor que se debe eliminar de las corrientes de alimentación.	94
4.6.3.	Llenado del tanque de almacenamiento y pipas.	94

INDICE

1.	Introducción	7
2.	Generalidades	9
2.1.	Descripción del sistema de almacenamiento y distribución de gases.	9
2.2.	Fluidos seleccionados.	12
3.	Selección del sistema de refrigeración.	25
3.1.	Refrigeración por eyección de vapor o vacío.	25
3.2.	Refrigeración por absorción.	27
3.2.1.	Sistema de amoniaco.	27
3.2.2.	Sistema de bromuro de litio.	28
3.3.	Refrigeración mecánica.	29
3.4.	Selección del esquema de refrigeración.	30
3.5.	Alternativas de proceso para la refrigeración mecánica.	31
4.	Método de cálculo y selección de los equipos y accesorios	42
4.1.	Tipos de recipientes para almacenamiento. ..	42
4.2.	Material de construcción.	42
4.3.	Determinación del espesor de la coraza del tanque.	53
4.4.	Aislamiento.	68
4.5.	Espesor del aislamiento.	74
4.6.	Contribuciones a la carga térmica de la unidad.	79
4.6.1.	Calor transferido.	79
4.6.2.	Calor que se debe eliminar de las corrientes de alimentación.	94
4.6.3.	Llenado del tanque de almacenamiento y pipas.	94

4.7.	Compresores.	96
4.8.	Bombas.	97
4.9.	Equipo de transferencia de calor.	105
	4.9.1. Chaquetas de enfriamiento.	105
	4.9.2. Serpentes.	108
	4.9.3. Cambiadores de calor de tubos y coraza.	110
4.10.	Válvulas de seguridad.	158
4.11.	Discos de ruptura.	170
4.12.	Sistema de desfogue y servicios auxiliares. .	175
4.13.	Métodos de estimación de costos.	207
5.	Ejemplos.	223
	5.1. Unidad de almacenamiento y distribución de amoníaco.	223
	5.2. Unidad de almacenamiento y distribución de etileno.	230
	5.3. Tanque de almacenamiento de óxido de etileno para una planta de productos tensoactivos.	234
6.	Conclusiones.	239
7.	Apendice.	243
8.	Bibliografía.	273

I N T R O D U C C I O N

Dentro de la industria petroquímica se presenta la necesidad de almacenar gases en grandes volúmenes en centros de producción y consumo. La peculiaridad de estas sustancias vitales para el desarrollo de la economía nacional es que generalmente deben almacenarse y enviarse como líquidos, lo que requiere diseños especiales, equipo y materiales de construcción.

Hasta hace algunos años, una gran parte del equipo para la construcción de las terminales de distribución y almacenamiento era adquirido en el extranjero. De acuerdo a nuestra situación económica hoy, es indispensable que la industria nacional provea del equipo y sus partes de repuesto, para evitar la fuga de divisas.

Con objeto de favorecer el crecimiento de la industria metal-mecánica, se han hecho estudios acerca del consumo de bienes de capital y se ha tratado de futurizar su demanda. Los resultados de estos estudios hechos en base a las plantas en operación y las que se encuentran en construcción son muy amplios. Es necesario que se inicie una normalización en aquellas áreas en las que por su sencillez, sea factible un acondicionamiento de los procesos a las zonas climatológicas del país y al uso de equipo sencillo de operar, con el cual esté familiarizado el operador.

Los centros de producción y consumo de gases se localizan en regiones geográficas bien delimitadas y pueden ser analizados para tratar de normalizar el proceso de refrigeración y el equipo que deberá usarse para apoyar a la industria de bienes de capital.

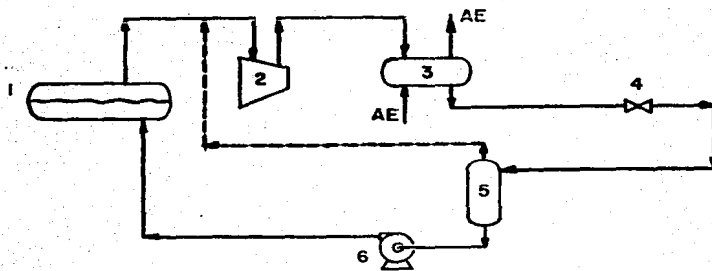
El presente trabajo describe, de manera general, el diseño de un sistema de refrigeración. Resaltando algunos aspectos como las propiedades físicas y químicas de los fluidos a almacenar, a los métodos de cálculo, a la selección de equipos y accesorios y a lo que fue y seguirá siendo punto de gran importancia, la estimación de costos.

2. GENERALIDADES

2.1. Descripción del sistema de almacenamiento y distribución de gases.

Para cada sistema de almacenamiento se determina su capacidad en función de la producción o consumo de la planta. Se pueden aplicar varios criterios, una unidad puede recibir el producto de un turno o un día, que se considera la capacidad mínima razonable. El número de unidades depende del tiempo que tarda un tanque en dar un ciclo de operación. Sin embargo, por seguridad, se debe tener una capacidad igual al doble del valor mínimo.

Veamos un sistema típico de almacenamiento.



El gas se almacenará en estado líquido, en un recipiente a presión y cubierto por aislamiento (1). Los vapores generados por las operaciones de descarga, suministro y almacenamiento deberán ser licuados, esto es comprimirlos (2), poste-

riormente enfriarlos (3), luego hacerlos pasar a través de una válvula de expansión (4) y finalmente acumular el líquido en un recipiente (5) antes de bombearlo al tanque de almacenamiento; todo esto para mantener constantes las condiciones de operación de la unidad.

El sistema de refrigeración debe tener la capacidad de comprimir los vapores resultantes en las operaciones de descarga, almacenamiento y distribución; deberá eliminar la carga térmica de las corrientes de alimentación y condensar los vapores para recircular el líquido a la temperatura y presión de almacenamiento. Los incondensables se eliminan a través de un purgador de inertes.

Existen dos casos generales de almacenamiento; el primero es almacenar a presión atmosférica y temperatura criogénica, el otro es almacenar a temperatura ambiente y presión elevada. No debemos olvidar que la presión a la que vamos a almacenar es la variable a optimizar. En el primer caso donde almacenamos a presión atmosférica no se requiere de un espesor del tanque muy grande, esto nos lleva a un menor costo del mismo y a una necesidad mayor de refrigeración; en el segundo caso, por el contrario, se maneja presión alta, y como consecuencia, se requiere un espesor mayor y el costo se incrementa considerablemente, pero la necesidad de refrigeración sería menor.

El sistema de refrigeración será seleccionado de acuerdo con las necesidades de cada unidad.

Las dimensiones del tanque son función de la capacidad, y pueden considerarse tres tipos: cilíndrico, salchicha (cilíndrico horizontal), y esférico. El tanque debe ser aislado para evitar pérdidas de energía y por protección al personal. El tipo de aislante y espesor deben analizarse, y determinarse el óptimo económico.

2.2 Fluidos seleccionados

Para poder comparar el método de selección del equipo para almacenamiento de gases, en condiciones criogénicas, en unidades con capacidades mayores a 7.00 m³, se consideran los siguientes fluidos: amoníaco, etileno y óxido de etileno.

Antes de iniciar el análisis de las opciones de almacenamiento y del equipo empleado, es muy importante considerar las propiedades de las sustancias que se van a almacenar.

Amoníaco

Es un compuesto hidrogenado del nitrógeno, de fórmula NH₃. Se encuentra en el aire en cantidades muy pequeñas, y en las emanaciones volcánicas. Es producto de la descomposición de las materias orgánicas. Es un gas incoloro de característico olor irritante, que pesa la mitad que el aire y se licúa fácilmente a la temperatura ordinaria y pocas atmósferas de presión.

Temperatura de ebullición	= -33.4 C
Temperatura crítica	= 132.4 C
Temperatura fusión	= -77.7 C
Presión crítica	= 111.5 atm
Presión de vapor (25 C)	= 9.53 atm

El amoníaco líquido anhidro tiene elevado poder disolvente en comparación con muchos cuerpos que se ionizan; dichas soluciones, por lo tanto, son buenas conductoras de la electricidad. Al evaporarse, el amoníaco líquido absorbe mucho calor del ambiente exterior, produciendo un elevado enfriamiento; esta propiedad justifica su uso en la industria del frío. Es muy soluble en agua (a 0 C un volumen de agua diluye 1.148 volúmenes de amoníaco) y la densidad de sus soluciones acuosas disminuye al crecer la concentración. El amoníaco no arde al aire libre, sino únicamente en una atmósfera de oxígeno y con fuerte explosión. En presencia de catalizadores se puede controlar esta reacción de modo que se obtenga ácido nítrico. La característica fundamental del amoníaco es la facilidad con la que se combina directamente con los ácidos para formar compuestos de adición, denominados sales de amonio.

En estos compuestos el grupo NH_4^+ , llamado amonio, se comporta como un catión y sustituye al hidrógeno de los ácidos.

En el laboratorio se prepara el amoníaco tratando las sales de amonio con una base fuerte. La casi totalidad de la producción de amoníaco está ligada a procesos de síntesis que consisten en provocar la combinación directa, en presencia de catalizadores, del hidrógeno y el nitrógeno. La reacción $N_2 + 3H_2 \rightleftharpoons 2NH_3$ es reversible: la temperatura elevada la dirige hacia los reactivos, mientras que la presión alta la

orienta hacia el producto. Para que dicha reacción sea provechosa, desde el punto de vista económico, es necesario encontrar las condiciones de temperatura y presión más adecuadas. El amoniaco se emplea en grandes cantidades para preparar el ácido nítrico, que se obtiene de aquél por oxidación. Se utiliza en la preparación de las sales de amonio y urea empleadas en la agricultura; además se usa en la industria de los colorantes, de la sosa, etc. También se emplean grandes cantidades en la industria del frío. En medicina se utilizan disoluciones acuosas de amoniaco para combatir el dolor y la inflamación producidos por las picaduras de insectos.

Por su propiedad de estimular los centros respiratorios, se emplea como remedio contra la embriaguez y los desmayos.

En México se produce por síntesis directa de hidrógeno proveniente del gas natural y nitrógeno del aire, por reacción catalítica (catalizador níquel). Se requieren 810 m³ de gas natural para producir una tonelada de amoniaco.

Etileno

Hidrocarburo no saturado, primero de la serie etilénica u olefinica, que tiene la fórmula $\text{CH}_2=\text{CH}_2$. El etileno es un gas incoloro, con una densidad relativa de 0.978 respecto al aire:

Temperatura de ebullición	= -104	C
Temperatura de fusión	= -169	C
Temperatura crítica	= 9.6	C
Presión crítica	= 50.7	atm

Es poco soluble en agua, mientras que sí lo es en alcohol y éter; con el aire y el oxígeno forma mezclas explosivas; arde con llama luminosa. La presencia del doble enlace entre los dos átomos de carbono hace que la molécula de etileno sea particularmente reactiva. El etileno es un componente del gas de alumbrado (que lo contiene en un 4 ó 5%), de algunos gases naturales (hasta un 20%) y del gas del cracking (hasta el 10%).

El etileno sirve principalmente para la producción de: polietileno, óxido de etileno, glicol etilénico, alcohol etílico, cloruro de vinilo y para la etilación del benceno (preparación del estireno).

En las plantas productoras de polietileno se llegan a alcanzar presiones hasta de 3400 atm.

Usualmente se maneja por debajo del punto crítico en centros de producción y consumo.

Almacenar cantidades comerciales a presiones moderadas y en fase gaseosa no es práctico, y se requiere hacerlo en la fase líquida a temperatura reducida o en fase gaseosa a alta presión. El etileno puede ser almacenado en fase líquida a cualquier temperatura a lo largo de su curva de presión de vapor, debajo de su punto crítico.

Como base pueden establecerse las condiciones de operación de algunas unidades de almacenamiento que ya operan: -40 C y con capacidades alrededor de 140 000 pies cúbicos ó 4 000 metros cúbicos.

El etileno es extremadamente inflamable, una pequeña fuga en una junta de la tubería o alguna válvula, es capaz de iniciar la ignición. Además, es difícil detectar su presencia, a temperatura y presión ambiente es incoloro y sólo puede percibirse un ligero olor dulce, tampoco irrita los ojos o el tracto respiratorio. La concentración máxima de etileno permisible en el aire para prevenir una explosión o fuego es de 5500 ppm. Los límites de flamabilidad fluctúan entre 2.7 a 36% en mol. De acuerdo con estos límites de flamabilidad, es recomendable que todas las válvulas de seguridad se encuentren conectadas a quemadores de campo y no descarguen a la atmósfera. Nunca se deberá creer que cuando los recipientes

Usualmente se maneja por debajo del punto crítico en centros de producción y consumo.

Almacenar cantidades comerciales a presiones moderadas y en fase gaseosa no es práctico, y se requiere hacerlo en la fase líquida a temperatura reducida o en fase gaseosa a alta presión. El etileno puede ser almacenado en fase líquida a cualquier temperatura a lo largo de su curva de presión de vapor, debajo de su punto crítico.

Como base pueden establecerse las condiciones de operación de algunas unidades de almacenamiento que ya operan: -40 C y con capacidades alrededor de 140 000 pies cúbicos ó 4 000 metros cúbicos.

El etileno es extremadamente inflamable, una pequeña fuga en una junta de la tubería o alguna válvula, es capaz de iniciar la ignición. Además, es difícil detectar su presencia, a temperatura y presión ambiente es incoloro y sólo puede percibirse un ligero olor dulce, tampoco irrita los ojos o el tracto respiratorio. La concentración máxima de etileno permisible en el aire para prevenir una explosión o fuego es de 5500 ppm. Los límites de flamabilidad fluctúan entre 2.7 a 36% en mol. De acuerdo con estos límites de flamabilidad, es recomendable que todas las válvulas de seguridad se encuentren conectadas a quemadores de campo y no descarguen a la atmósfera. Nunca se deberá creer que cuando los recipientes

tes operan en serie una sola conexión a quemadores de campo sea suficiente, cada tanque deberá tener su propio acceso.

Oxido de etileno

El óxido de etileno es un compuesto muy reactivo y algunas de sus reacciones son incontrolables; no es corrosivo. Su olor es semejante al éter etílico y en fuertes concentraciones muy irritante.

Temperatura de ebullición	=	13.5	C
Temperatura de fusión	=	111.3	C
Temperatura critica	=	196.0	C
Presión critica	=	71.0	atm
Presión de vapor (25 C)	=	1.4	atm

Es incoloro, muy volátil y sus límites de explosividad son de 3 al 100% en volumen de aire. Su principal uso es como producto intermedio para la elaboración de derivados petroquímicos secundarios como etilenglicoles y etanolaminas. Es una sustancia altamente inflamable. Cuando se le almacena en estado líquido puede formarse un polímero gelatinoso, la reacción es lenta, pero se cataliza por medio de óxidos, cloruros metálicos o álcalis que elevan la temperatura y presión en que se almacena.

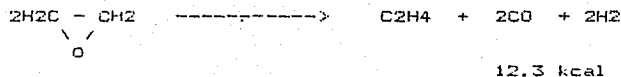
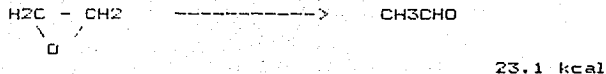
Los vapores de óxido de etileno son muy inestables y se descomponen dando como subproductos: oxígeno, metano, etileno, monóxido de carbono e hidrógeno. Debido a la inflamabilidad de estos gases, deberá preverse que las válvulas de alivio en

tanques y líneas u otros equipos se conecten a un sistema de quemadores de campo para evitar un incendio.

El óxido de etileno es inflamable y su punto de inflamabilidad para el estado líquido es -57 C , la temperatura de ignición de los vapores en el aire es de 429 C . Como todos los gases inflamables forma en aire mezclas explosivas. Algunos autores indican que para mezclas de 80% en adelante ya no se presentan explosiones; sin embargo, en algunos casos se ha comprobado que aun en mezclas pobres en aire puede presentarse una explosión. Cuando se almacena óxido de etileno, es importante tomar en cuenta que tanto la fase líquida como la gaseosa pueden explotar. El óxido de etileno líquido se polimeriza en recipientes cerrados, cuando se eleva la temperatura o se pone en contacto con materiales catalizadores, provocando una explosión.

La polimerización del óxido de etileno puede presentarse desde temperaturas de -10 C , la reacción es muy lenta y el calor de polimerización puede ser eliminado y evitar una elevación de la temperatura. Cuando se tienen temperaturas altas o la presencia de materiales específicos, la velocidad de polimerización aumenta. Cuando se eleva la temperatura pueden presentarse reacciones de descomposición con velocidad muy grande.

Las reacciones pueden ser:



La explosión se dispara con un aumento de temperatura de 570 a 1200 C en 0.002 segundos.

El riesgo de explosión por una rápida formación de vapores puede eliminarse diluyendo óxido de etileno con un gas inerte. Las mezclas no inflamables pueden ser más de 35% de nitrógeno, 28% de dióxido de carbono ó 25% de metano ó 15% de propano.

Para el almacenamiento o distribución del óxido de etileno se tomarán todas las precauciones sugeridas y el equipo eléctrico que se utilice cumplirá con las normas de equipo a prueba de explosión. No es necesario que las herramientas que se empleen en el mantenimiento o en la operación de las unidades sean antichispa, cuando se mantenga un colchón de gas inerte en el tanque.

Cuando se siguen estas indicaciones, también es prudente tomar en cuenta que puede ser explosivo el vapor formado, aun cuando esté libre de aire y que su peligrosidad aumenta al diluirse. La presión parcial del gas inerte debe mantenerse en un nivel que ofrezca seguridad. La presión parcial es función de la temperatura, y por lo tanto, de la presión de vapor de óxido de etileno.

El almacenamiento del óxido de etileno, para evitar la polimerización, debe hacerse en recipientes a presión, aislados térmicamente, a una temperatura de -10°C . Como fluido de enfriamiento pueden ser internos (serpentin interno) o externo, también puede hacerse con un sistema de compresión (de los vapores) y enfriamiento de los vapores en una unidad externa de intercambio de calor, seguida de una expansión para retornar el líquido a las condiciones de almacenamiento del tanque.

Condiciones típicas de almacenamiento para amoniaco

De las tres sustancias que estamos estudiando, el amoniaco es el fluido que más facilidades presenta para su almacenamiento; esto lo podemos comprobar al analizar la curva de presión de vapor contra temperatura.

El amoniaco a temperatura ambiente (25 C) puede ser almacenado en estado líquido en condiciones de presión muy accesibles; por ejemplo, podemos tener liquido a 25 C y 10 kg/cm² de presión, podemos hacerlo también a 20 ó 25 kg/cm² a la misma temperatura, naturalmente en la medida que suba la presión se incrementan nuestros costos. El amoniaco igual que el óxido de etileno y el etileno puede ser subenfriados para guardar un margen de seguridad en su almacenamiento en estado líquido.

Condiciones típicas de almacenamiento para etileno

Si observamos la curva de presión de vapor contra temperatura para el etileno, nos dice que a mayor temperatura la presión de vapor se incrementa. Abajo de ésta nos representa el estado gaseoso y arriba de la curva el estado líquido.

Analizando la curva, determinamos que a temperatura ambiente (25 C) el estado físico del etileno es gaseoso.

Se entiende que las condiciones de almacenamiento para cualquier gas deben ser por abajo de las condiciones críticas. En este caso, mientras más cerca estemos de la presión crítica (51 atm) la pared de nuestro recipiente de almacenamiento será más gruesa. Al comprimir el gas en alto grado nos obli-

ga a utilizar materiales muy resistentes a la presión y temperatura. El trabajar a altas temperaturas nos obliga a aumentar el área de transferencia en los cambiadores de calor, esta última situación junto con las dos anteriores tienen como resultado el considerable aumento en el costo de nuestros equipos. Por otro lado, sabemos que es difícil lograr temperaturas bajo cero en altos rangos. Haciendo una evaluación técnico-económica, determinamos las condiciones típicas de almacenamiento para el etileno, condiciones que deberán estar abajo de las condiciones críticas.

Analizando nuevamente la curva y determinando como condiciones típicas 1.67 atm (207 psia) y -40 C, nos encontramos ligeramente arriba de la misma que corresponde al estado líquido. Así es viable el almacenamiento del etileno.

Condiciones típicas de almacenamiento para óxido de etileno

En el caso del óxido de etileno, la curva de presión de vapor contra temperatura nos da más facilidades para su almacenamiento con respecto al etileno. Nuevamente a condiciones ambientales 25 C y 1 atm de presión el óxido de etileno se presenta en estado gaseoso, pero a diferencia del etileno a 0 C su estado es líquido a 1 atm de presión, es decir, que manteniendo sólo la temperatura como variable, podemos almacenarlo en fase líquida, para esto podemos recurrir a servicios auxi-

liares como una solución de etilenglicol al 40% en volumen con la cual podemos lograr temperaturas hasta de -25 C.

Por lo tanto, podremos almacenarlo entre -7 y -5 C logrando el intercambio de calor a través de un serpentín que se puede colocar dentro del recipiente de almacenamiento.

Debido a las características del óxido de etileno, se hace necesario almacenarlo bajo una atmósfera inerte, esto se logra presionando el tanque de almacenamiento con un gas inerte que puede ser nitrógeno. Manteniendo el tanque de almacenamiento presionado con un colchón de nitrógeno evitamos el uso de bombas para su distribución, ya que todo es un sistema cerrado. De esta manera, el almacenamiento de óxido de etileno y su distribución se hacen con un riesgo mínimo en la planta.

3 SELECCION DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

De acuerdo con las temperaturas de almacenamiento que se tienen para esos fluidos, no es posible enfriar las corrientes con agua de enfriamiento, la temperatura debe mantenerse por debajo del rango de operación de los sistemas de agua de enfriamiento. Entonces, la carga térmica deberá eliminarse por medio de un sistema de refrigeración.

Dentro de la industria química los sistemas de refrigeración más usados son los siguientes:

3.1. Refrigeración por eyección de vapor o vacío

En ese tipo de refrigeración el agua es el agente refrigerante y es evaporada a las bajas presiones creadas por los eyectores. Las unidades requieren de un condensador barométrico de contacto directo o un condensador de superficie. Para operar tales sistemas es indispensable que se disponga de vapor de media presión.

Tal tipo de sistemas se usa para enfriar agua cuando se le emplea en sistemas cerrados, o se desea eliminar una carga térmica en otro sitio del proceso. El agua caliente entra a un compartimiento y, a causa de la presión reducida que se mantiene con los eyectores, vaporiza. El agua hierve a esa

baja presión y el vapor se extrae hacia el eyector, donde se comprime para condensarlo con el condensador de superficie.

El agua fría se bombea al sitio deseado, con una bomba capaz de manejar al líquido en ebullición a esta presión.

Algunas de las ventajas que presenta este sistema son: no hay partes móviles, excepto las bombas; el refrigerante es agua y presenta un bajo costo; el sistema es de baja presión; puede instalarse a la intemperie; el arreglo físico es flexible; el vapor y el agua de enfriamiento requeridos pueden ajustarse de acuerdo a un balance económico; la operación y el arranque son simples; el costo por tonelada de refrigeración es relativamente bajo. Los materiales de construcción son acero al carbón para casos de agua tratada. Si se emplea agua de mar debe emplearse acero inoxidable.

Rango de operación	Temperatura	2 - 20 C
--------------------	-------------	----------

Presión de operación del vapor	Eficiencia térmica
1 kg/cm ² (15 psig)	30%
7 kg/cm ² (100 psig)	60%
20 kg/cm ² (400 psig)	80%

Eficiencia térmica es la cantidad porcentual de energía aprovechada en el proceso.

3.2. Refrigeración por absorción

Los dos sistemas más usados son: agua-amoniaco y bromuro de litio-agua.

3.2.1. Sistema de amoniaco

En general, el principio de operación de dicho sistema depende de la habilidad del agua de absorber grandes cantidades de vapor de amoniaco hasta que se satura la solución. El absorbedor y el evaporador de amoniaco operan a la misma presión. Durante el proceso de absorción se genera calor que debe ser eliminado por medio de agua. Cuando se satura la solución es bombeada al intercambiador de calor, precalentada y enviada al generador. En esa etapa la solución se calienta por medio de vapor y el amoniaco se evapora, hasta reducirse a las condiciones de saturación a la presión y temperatura de generador. El vapor pasa del generador al condensador y el agua recircula a los absorbedores. En el condensador se enfría el vapor de amoniaco (99.99% en peso) y condensa, en este equipo debe contarse con un sistema de drenado del agua que condensa para evitar que se acumule. Después de condensar el amoniaco líquido, pasa a través de una válvula de expansión y de allí a un evaporador, donde tiene lugar el proceso de refrigeración, enfriando o condensando otro fluido. El evaporador generalmente opera con el amoniaco del lado de la coraza y la

corriente de proceso del lado de los tubos.

En el sistema se distinguen dos zonas de presión.

Baja presión comprende desde la salida de la válvula de expansión, evaporador, absorbedor hasta la succión de la bomba; en la zona de alta presión se tiene el generador, rectificador y condensador hasta la entrada a la válvula de expansión.

3.2.2. Sistema de bromuro de litio

En este sistema se usa la habilidad del bromuro de litio de absorber vapor de agua para evaporar y enfriar agua en el sistema. El rango de capacidades nominales fluctúa entre 60 a 700 toneladas de refrigeración para producir agua a 45 C o entre 4 y 21 C (40 y 70 F).

El sistema de operación es similar al de absorción de amoníaco.

Algunas ventajas de ambos sistemas son: hay pocas partes en movimiento; no hay daño por sobrecapacidad o congelamiento; el agua de refrigeración se maneja fácilmente; los arreglos son compactos y no requieren mucha atención de los operadores.

3.3. Refrigeración mecánica

El sistema de refrigeración mecánica es el más usado en procesos industriales, donde la carga térmica es grande y se desea mover una cantidad de refrigerante considerable. Para mover los vapores que se forman en los circuitos de la zona de baja a alta presión se requiere del uso de compresores, que pueden ser reciprocantes o centrífugos. El rango de operación de estos sistemas fluctúa entre -128 a 4 C (-200 y 40 F). El modelo más sencillo de un sistema de refrigeración mecánica se divide en dos zonas: alta y baja presión.

Las etapas principales son:

1. Evaporación
2. Compresión
3. Condensación
4. Expansión

Para seleccionar el sistema de refrigeración que se debe emplear en disipar la carga térmica ganada por las esferas es importante considerar la temperatura de almacenamiento y el volumen del vapor que se desea condensar.

Los volúmenes de vapor que se manejan dependen directamente de la ganancia de calor, de la temperatura de la corriente de alimentación, velocidad de llenado de pipas, carrotanques y

buquetanques y su operación de llenado.

Otro factor importante es evitar contaminaciones en los fluidos que puedan disminuir su calidad o como en el caso del óxido de etileno provocar reacciones de polimerización o descomposición, fugas de cualquiera de los gases o explosiones. El enfriamiento de los gases debe hacerse en forma indirecta, en circuito cerrado.

3.4. Selección del esquema de refrigeración

Con base en todo lo anterior, el sistema de refrigeración que se selecciona es el de refrigeración por compresión para los tres fluidos, ya que da las siguientes ventajas: es flexible en su operación y diseño, se conoce su operación ampliamente, puede usarse una combinación de sistemas dependiendo de la carga térmica a disipar, es capaz de enfriar la corriente de alimentación y manejar los vapores generados.

Este sistema de refrigeración puede proporcionar varias opciones de diseñar el ciclo, dependiendo de las condiciones de almacenamiento, alimentación y del volumen de vapor manejado.

Se presentan tres alternativas para su descripción y análisis. En todos los casos se considera que el tanque de almacenamiento es el evaporador y las corrientes de alimentación o de

vapor generado en las operaciones normales se pueden alimentar a alguna etapa del ciclo para mezclarlo y recircular el fluido como líquido saturado a las condiciones de presión y temperatura de operación en el tanque.

Los fluidos que se almacenan se encuentran con un alto grado de pureza y pueden ser considerados componentes puros para calcular sus propiedades o leerlas directamente de un diagrama de presión-entalpía.

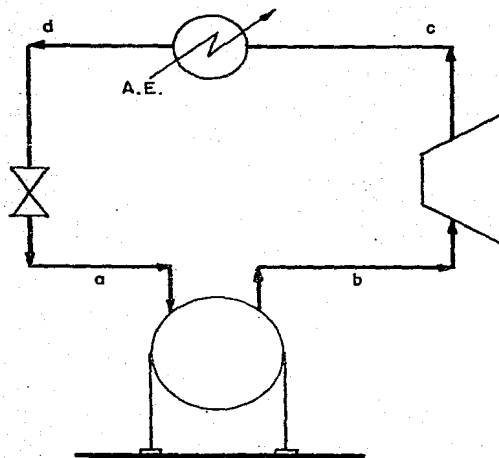
3.5. Alternativas de proceso para la refrigeración mecánica

Alternativa 1

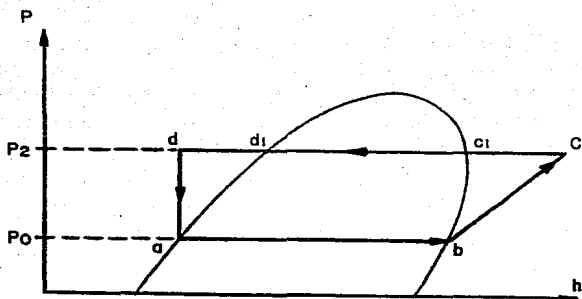
La vaporización del fluido se efectúa en el tanque de almacenamiento donde se tiene en equilibrio líquido vapor. La cantidad de vapor que se genera depende de la carga térmica que se transfiere de los alrededores hacia el tanque de almacenamiento. El punto "a" indica las condiciones de presión y temperatura de operación (P_o y T_o), fluido en estado líquido saturado y, en el punto "b" las propiedades del vapor saturado a la misma presión y temperatura. A lo largo de la recta que une ambos puntos se tiene el equilibrio líquido-vapor.

Para mantener constante la presión del tanque es necesario eliminar los vapores. Se extraen por medio de la fuerza de succión de los compresores. Antes de llegar al compresor, deben pasar por un tanque separador de arrastre de líquido. Ese tanque tiene dos funciones: evitar las fluctuaciones en la alimentación del vapor al compresor y eliminar las gotas de líquido que pudieran ser arrastradas por la corriente para evitar un daño en las partes mecánicas de los compresores. La compresión que tiene lugar sigue un camino politrópico. La compresión se presenta por la recta que une a los puntos "b" y "c". En el punto "c" tenemos vapor sobrecalentado, a una presión alta P_2 . Cuando el vapor sale del compresor pasa a través de un separador de aceite que elimina las pequeñas cantidades de aceite lubricante que escapan del compresor y que además de contaminar al fluido representan una mayor resistencia a la transferencia de calor en los equipos de condensación al incrustar el área de contacto.

En este ciclo se espera que las condiciones del punto "c" sean tales que la temperatura sea mayor de 38 C (100 F), para poder efectuar la condensación usando como corriente disipadora agua de enfriamiento con un rango de 32 a 43 C (90 a 110 F). En caso contrario, esa opción quedará automáticamente eliminada.



La condensación se lleva a cabo del punto "c" al "d". Se puede efectuar en dos tipos de condensadores: condensadores de superficie o condensadores evaporativos. El rango de operación del condensador de superficie está dado por el agua de enfriamiento disponible 32 a 43 C (90-110 F) mientras que en el condensador evaporativo se puede tener una temperatura menor a 32 C (90 F), que depende de las condiciones climatológicas del lugar, de la temperatura y humedad del aire.



Dentro del condensador se pueden distinguir tres etapas: del punto "c" al "d" se elimina calor sensible al vapor sobrecalentado, llevándolo a la condición de vapor saturado. Al llegar al punto "c", o punto de rocío, aparece la primera gota de líquido; desde este punto hasta el "d" se tiene un equilibrio líquido-vapor, el punto "d1" son las condiciones del líquido saturado. De "d1" a "d" se subenfria el líquido, para después recibirlo en un tanque acumulador de líquido que evita tener fluctuaciones en el resto del sistema.

La última etapa consiste en una expansión del líquido de las condiciones del punto "d" a las del punto "a". Dicha expansión se realiza por medio de una válvula.

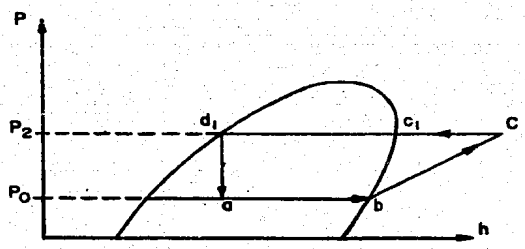
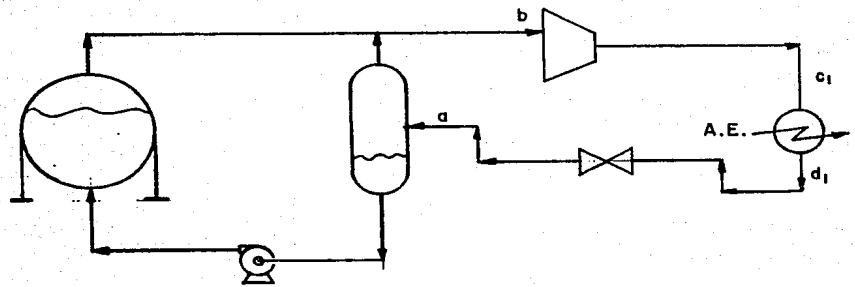
Al salir de la válvula se tiene el líquido para recircularlo al tanque de almacenamiento.

Este es el sistema más sencillo y que requiere de menor número de equipos; sin embargo, puede tener dos deficiencias; hay pocos puntos en los que se pueda agregar alguna corriente de líquido o vapor producto de la operación de la unidad o la temperatura en el punto "d" es menor que la que se puede obtener con el agua de enfriamiento.

Alternativa 2

El vapor es succionado a través del tanque separador de arrastre de líquido a las condiciones del punto "b" y comprimido hasta "c". Después de pasar por el separador de aceite se descarga al condensador. En ese equipo se tienen dos pasos: enfriamiento del vapor hasta las condiciones de vapor saturado, punto "c1" y condensación total hasta el punto "d1", es decir, el punto se localiza sobre la curva de equilibrio del líquido saturado. No se subenfria el líquido porque el agua de enfriamiento no permite llegar a una temperatura más baja. La siguiente etapa es una expansión desde la presión P2 hasta la presión Po. A la salida de la válvula de expansión, se debe separar el líquido de su vapor en equilibrio, lo que se hace en un tanque; el líquido se recircula al recipiente de almacenamiento y el vapor al separador de arrastre de líquido; ambos se encuentran a las condiciones de los puntos "a" y "b" respectivamente.

En tal caso, la cantidad de vapor manejada por el compresor aumenta, ocasionando una mayor capacidad del equipo y un incremento en los costos de operación. Sin embargo, puede ser una solución cuando la corriente de enfriamiento no puede cambiarse.



Alternativa 3

Los dos casos anteriores son la aplicación más sencilla de un ciclo de refrigeración. El vapor es comprimido a una presión lo suficientemente alta para que pueda ser condensado con agua o aire. El líquido que se forma es expandido a través de una válvula originando una disminución en la temperatura.

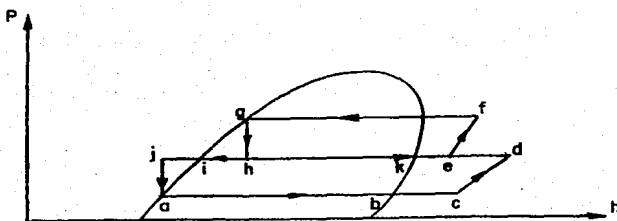
El líquido remanente, en este caso, se almacena en un recipiente a presión donde por ganancia de energía térmica se vaporiza. El vapor regresa a la succión del compresor.

En el proceso, la temperatura más baja está limitada por la mínima presión de succión que puede aceptar el compresor, generalmente superior a la presión atmosférica; o también fijarse de acuerdo a las necesidades de la terminal. Cuando se necesita una temperatura más baja o no puede condensarse vapor con agua de enfriamiento o aire, se requiere del uso de un sistema de refrigeración en cascada. Un circuito de este tipo consiste en dos o más ciclos independientes condensando al refrigerante más frío con uno más caliente en lugar de agua de enfriamiento. El refrigerante más caliente se condensa con agua de enfriamiento o aire; en el caso de que por las propiedades del fluido se involucra una compresión del vapor por encima del punto crítico, se descarta.

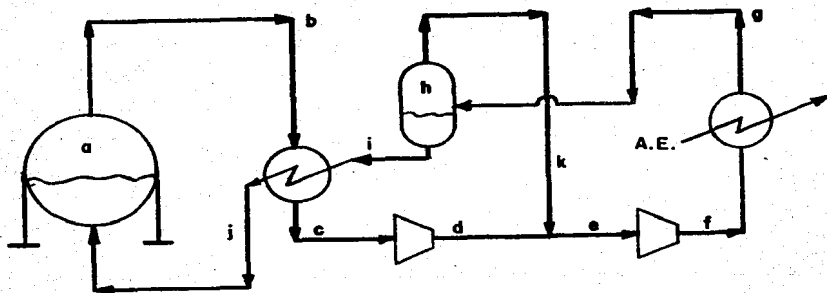
Para mejorar la operación del ciclo pueden hacerse algunas modificaciones.

El ciclo es un poco más complicado. El líquido se almacena a las condiciones de presión y temperatura de saturación del punto "a", se vaporiza una cantidad del líquido que sale del tanque de almacenamiento en equilibrio, como vapor saturado, punto "b". El vapor entra a un intercambiador de calor y gana calor sensible de una corriente de líquido saturado que se subenfria del punto "i" al "j", el vapor sale como vapor sobrecalentado y es succionado por el compresor. La compresión se lleva a cabo del punto "c" al "d", la presión del punto "d" es una presión intermedia.

La salida del compresor se une a la corriente de vapor saturado del punto "k", las condiciones finales de la corriente se presentan por el punto "e". Este vapor se comprime hasta "f".



Si las propiedades del vapor lo permiten, se hace la condensación de "f" a "g" en un equipo con agua de enfriamiento o aire; en el caso de que las temperaturas no lo permitan es necesario condensar con un refrigerante. Para disminuir el consumo de refrigerante y los costos podría ser posible pre-enfriar la corriente hasta "f" con agua de enfriamiento o una corriente más fría. La condensación se hace de "f" a "g" con el refrigerante en otro equipo. A la salida de la condensación hay un tanque receptor de líquido para eliminar fluctuaciones. El líquido saturado de "g" se expande hasta "h". En tal punto, se separa en un tanque el vapor y el líquido; el vapor sale a las condiciones del punto "k" y el líquido a las condiciones del punto "i".



El vapor se emplea para ahorrar trabajo de compresión, presaturando parcialmente la corriente comprimida en la primera etapa, disminuye la temperatura y el volumen específico a la succión de la siguiente etapa. El líquido del punto "i" entra a un equipo de intercambio de calor vapor-líquido de "i" a "j". El equipo tiene dos objetivos: subenfriar el líquido para que al realizar una nueva expansión no vaporice y aumente la carga de la primera etapa de compresión; la segunda ventaja es que en aquellos ciclos en que los materiales de construcción para el compresor son caros cuando se admite el vapor saturado, por la temperatura, se logra sobrecalentar al vapor para ocupar un material de construcción más barato.

El líquido sale de esta etapa a las condiciones del punto "j" para expandirlo hasta "a" y recircularlo al tanque de almacenamiento.

4. METODO DE CALCULO Y SELECCION DE LOS EQUIPOS Y ACCESORIOS.

4.1. Tipos de recipientes para almacenamiento.

En general, en las unidades criogénicas los fluidos son almacenados en recipientes a presión aislados. Ello se debe a que resulta incosteable e impráctico almacenar gases en fase gaseosa a presiones moderadas; por lo tanto, se elige una presión y temperaturas diferentes para que en forma líquida ocupe un menor espacio.

Un fluido normalmente gaseoso puede ser almacenado en fase líquida a cualquier temperatura a lo largo de la curva de presión de vapor, por debajo de su presión crítica.

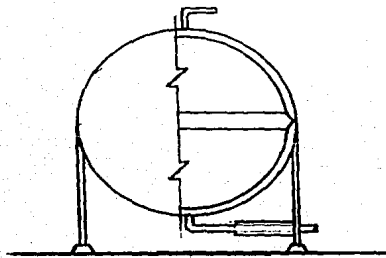
Los recipientes que generalmente se usan en ese tipo de unidades son:

- a) recipientes esféricos
- b) recipientes cilindricos
- c) recipientes de fondo plano

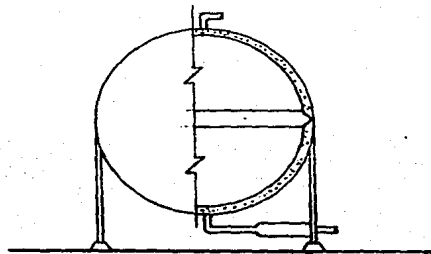
En los tres casos suelen usarse tanto aislados como de doble pared.

a) Recipientes esféricos

En la figura se presenta un tanque de este tipo con doble pared (el recipiente aislado es muy parecido). La carga de la esfera interna es repartida directamente del eje ecuatorial a las columnas verticales o soportes. La esfera externa crea una cámara de vapor alrededor de la interna para aislarla del exterior, no tiene funciones estructurales y es semejante al aislamiento.



ESFERA DE DOBLE PARED



ESFERA CON AISLANTE TERMICO

El anillo o cámara que se forma entre ambas esferas se evacúa para reducir la transferencia de calor. La presión del tanque se mantiene con base en un sistema de refrigeración que es independiente del sistema y puede ser compartido con otros servicios.

El material del tanque interno o el que está en contacto con el fluido debe ser resistente a la corrosión y a los efectos de la temperatura. La esfera externa puede ser de acero al carbón.

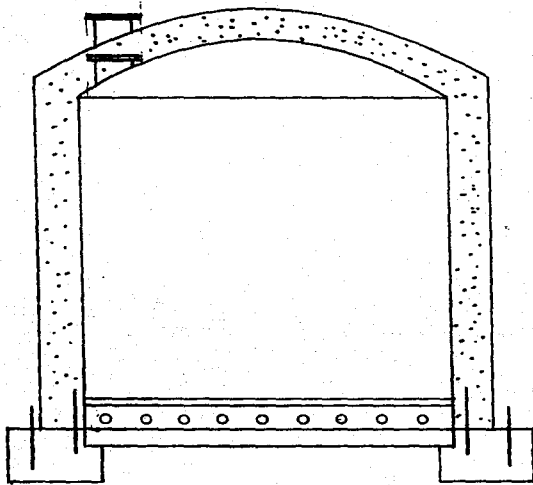
b) Recipientes cilindricos

Los recipientes cilindricos pueden ser de dos tipos: verticales y horizontales. Se usan para las condiciones de almacenamiento semejantes a las de la esfera; sin embargo, la decisión entre un tipo u otro es en base al costo por unidad de volumen.

Para tales casos es menos común hacerlos con doble pared y normalmente se aíslan.

c) Recipientes de fondo plano

Ese tipo de recipientes son atmosféricos, es decir, no resisten presiones elevadas. Como se ve en la figura consisten en una estructura interior de aleación o aluminio sobre una cimentación especial que incluye un calentador de la arena soporte para evitar que se congele y pierda sus propiedades mecánicas.



TANQUE CILINDRICO VERTICAL

4.2. Material de construcción

Las propiedades de los metales sujetos a baja temperatura han presentado problemas en la fabricación de equipo criogénico. Algunos metales pierden sus propiedades de ductibilidad y esfuerzo al impacto en esas condiciones, aunque en algunos casos sus esfuerzos a la ruptura y tensión se incrementan al disminuir la temperatura.

Aceros

Los códigos ASME y ASTM en su clasificación A-300 cubren aceros y aleaciones que pueden operar hasta -101 C (-150 F). Además, el código ASME agrega algunas pruebas en la fabricación -relevado de esfuerzos- para asegurar un buen servicio de estos materiales. Se fabrican un numeroso grupo de aceros bajo la especificación A-300

Tipo	<u>Temperatura mínima</u>	
	(F)	(C)
A-201	-50	-45.6
A-212	-50	-45.6
A-203-A	-75	-59.4
A-203-B	-75	-59.4
A-203-D	-150	-101.1
A-203-E	-150	-101.1

Acero inoxidable

Aunque se produce un amplio número de aceros inoxidables, pueden agruparse dentro de cinco grupos principales: austeníticos, ferríticos, martensíticos dúplex y endurecimiento por precipitación.

En algunos casos son clasificados por el AISI (Instituto Americano de Fierro y Acero, Washington, D.C.) como tipos standard AISI y no standard AISI. El criterio establecido por este Instituto para su selección no está bien definido, pero incluye los límites de la composición de la aleación.

Austeníticos

Es un grupo de aceros inoxidables que presentan varias características comunes, su composición fluctúa entre 15-27% de cromo; 8-35% de níquel; 0-6% de molibdeno, cobre y níquel.

Su característica principal es ser no magnéticos, pero a bajas temperaturas pueden presentar ligera magneticidad.

Son muy resistentes a la corrosión y muy fáciles de rolar.

Son los más comunes en el mercado.

El tipo 304, con una composición 18 Cr-8Ni se usa con frecuencia en la industria química de proceso, y en la industria de bebidas y alimentos tiene buena resistencia a las condiciones ambientales. El tipo 316 está aleado con un 2% de molibdeno.

Ferríticos

Generalmente contienen un alto porcentaje de cromo (11 a 30%) y ningún otro elemento en cantidades importantes (0-4% de níquel y/o 0-4% de molibdeno). Como grupo son muy resistentes a la corrosión por cloruros y a la oxidación, son magnéticos y tienen buena ductibilidad.

Un tipo común y de uso general es de 430 con un 17% de cromo. Sus aplicaciones son principalmente en la industria automotriz y, en general, cuando la facilidad de soldar no es importante.

Un nuevo material de empleo general tipo 444 (18Cr-2Mo) que es equivalente al 316. Algunas aleaciones ferríticas especiales como el AL 29-4C y Monit han sido usadas en condensadores y cambiadores de calor con agua de mar.

Martensíticos

Tienen la misma estructura que los austeníticos a temperatura alta y se transforma en martensíticos por enfriamiento a temperatura ambiente. Sus composiciones se encuentran entre los siguientes rangos: 11-18% de cromo; 0-6% de níquel; 0-2% de molibdeno. Son magnéticos, resistentes a la corrosión y muy dúctiles.

El tipo 410 es el de mayor uso. Generalmente se les emplea en construcción de flechas, válvulas, cuchillas, rodamientos, y maquinaria que requiere dureza especial.

Dúplex

Es una mezcla de aceros ferríticos y austeníticos. Su resistencia a la corrosión por cloruros está entre ambos grupos y decrece al disminuir la temperatura de operación. Sus composiciones varían entre 18-27% de cromo; 4-7% de níquel; 2-4% de molibdeno; cobre y níquel. Sus usos principales son en intercambiadores de calor de tubos y coraza, tratamiento de aguas residuales y serpentines de enfriamiento.

Un descubrimiento reciente es agregar nitrógeno a la aleación, lo que le aumenta sus propiedades de resistencia a la corrosión.

Endurecidos por precipitación

Son tipos que contienen cromo y níquel, entre otros elementos cobre y aluminio. Estos aceros se obtienen por la formación de precipitados durante su fabricación. Sus composiciones varían entre: 12-28% de cromo; 4-25% de níquel; 1-5% de molibdeno; aluminio, titanio y cobalto. Generalmente se les utiliza en partes que requieren alta dureza y resistencia a la corrosión y alta temperatura.

Aleaciones de aluminio

Las aleaciones de aluminio tienen la particularidad de mantener sus propiedades de resistencia al choque y esfuerzos sin cambio a temperaturas tan bajas como -425 F (-253.9 C).

Resisten bien la corrosión y su costo es menor, de manera que son muy populares para la fabricación de equipos con servicio a bajas temperaturas.

Esta descripción de los aceros y sus propiedades de acuerdo a las especificaciones del código ASME y del código ASTM son una guía para la preselección del material de construcción cuando se siguen los métodos de cálculo de espesores descritos por estos códigos. Deben tomarse en cuenta las formulaciones de los diferentes aceros para evitar la presencia de

elementos que pudieran ser atacados por los fluidos almacenados, contaminarlos y en su forma iónica fomentar alguna reacción química (polimerizaciones) que pudieran presentar un peligro para la seguridad de la planta.

En el caso del etileno y de acuerdo con las temperaturas de operación, se recomienda el uso de acero con un contenido de entre 5 y 9% de níquel para la construcción de sus tanques. En las líneas que conducen etileno debe tenerse especial precaución en que se encuentren secas y libres de aire antes de ponerlas en servicio. Las tuberías deben ser probadas para evitar fugas en las juntas y conexiones, generalmente esto se logra con agua y presión de acuerdo a códigos y reglamento.

Cuando se seleccionan las válvulas de alivio, es importante tomar en cuenta que la reducción en la presión del etileno provoca una disminución en la temperatura. Las válvulas deberán construirse con acero aleado y la tubería de acero inoxidable. Cuando se especifica la metalurgia de las válvulas de alivio deben tomarse en cuenta tanto las condiciones de operación del proceso como el flash isoentálpico a la atmósfera. El sistema de quemadores de campo tendrá que ser construido en acero aleado, acero inoxidable 304. En un sistema típico se puede esperar una operación entre 1 a 5 psig y hasta -150 F.

Para el óxido de etileno, los materiales de construcción más recomendados son acero al carbón o acero inoxidable; por nin-

gun motivo se usarán materiales que contengan cobre, magnesio o plata o formen acetilenos o acetiluros.

Debido a que el óxido de etileno contiene pequeñas cantidades de acetileno, los recipientes de almacenamiento, reactores, tuberías y accesorios que tengan contacto con el líquido o vapores de óxido de etileno, no deben ser metales o aleaciones que formen acetilenos o acetiluros, especialmente de cobre o aleaciones con un contenido mayor de 65% de cobre, como materiales de construcción de carcasas, corazas y las soldaduras o uniones entre tuberías o accesorios.

El amoniaco no presenta ningún problema para su manejo, los compresores en sus partes internas son de aluminio y los recipientes donde se almacena son de acero al carbón igual que las tuberías. Los accesorios y válvulas pueden ser de acero al carbón o acero inoxidable, ambos materiales resisten sin problema.

En todos los casos los tanques deben ser construidos de acuerdo al código ASME sección VIII división I. El diseño de las placas se hace con base en la presión de diseño más la carga estática del líquido. Si se efectúa un radiografiado total, la eficiencia de la soldadura debe ser superior al 95% (ASME y sección IX). Todas las placas que reciban boquillas o soldaduras con soportes deberán someterse a un relevado de esfuerzo. Dentro de las inspecciones y pruebas, a las que se

somete el equipo las más comunes son la prueba hidrostática y el radiografiado.

4.3. Determinación del espesor de la coraza del tanque

Para la determinación del espesor de la coraza del tanque, presentamos a continuación dos métodos de cálculo; el primero, basado en código ASME es el que se emplea en los Estados Unidos de Norteamérica. En segundo término, el método de cálculo basado en normas DIN que se emplea en la República Federal de Alemania.

Según ASME (E.U.A.)

Tanque de almacenamiento

El tipo de tanque de almacenamiento se selecciona en función de la capacidad de la estación. Los recipientes que se usan para almacenar gases licuados son esféricos o cilíndricos. Como base de diseño se define un volumen del 85% del total de los recipientes para el líquido y 15% para la fase vapor.

El cálculo de las dimensiones de los recipientes se basa en las siguientes fórmulas:

Esferas $V = 1.1765 VL$

$$R = (3 V / 4 \pi)^{1/3}$$

$$A = 4 \pi R^2 = \pi D^2$$

V = Volumen total de la esfera

VL = Volumen de líquido

R = Radio

D = Diámetro

A = Area

El espesor de la coraza debe cumplir con el código ASME para recipientes bajo presión interna:

$$t = \frac{P R}{2 S E + 0.8 P} + C$$

t = Espesor de la coraza

P = Presión de diseño

R = Radio de la coraza

S = Esfuerzo máximo permisible del material a la temperatura de diseño

E = Eficiencia de la soldadura

C = Factor de seguridad por corrosión, normalmente 1/8"

El espesor del equipo no debe ser menor a t, pero después de haber hecho el cálculo se toma el espesor de placa comercial inmediato superior. Se evalúa la presión máxima de operación.

$$P_o = \frac{2 S E (t - C)}{R - 0.8 (t - C)}$$

P_o = Presión máxima de operación

La presión de diseño se estima un 20% arriba de la presión normal de trabajo. La temperatura de diseño como 150 F o quince grados abajo del nivel normal de operación. La temperatura de diseño fija dos valores para el esfuerzo máximo permisible del material; en el cálculo, se emplea el menor.

Cilindros

Para calcular el volumen de los recipientes cilíndricos o salchichas, debe determinarse su posición: horizontal, y su tipo de tapas. Las tapas pueden seleccionarse entre planas, torisféricas y semielípticas 2:1. De acuerdo con la presión de trabajo de los recipientes, las adecuadas son semielípticas 2:1. Para una tapa semielíptica 2:1 el volumen total se define como:

$$VT = 0.2618 D^3 = \frac{\pi}{12} D^3$$

VT = Volumen total de la tapa

D = Diámetro de la coraza

El volumen parcial se calcula como una función de la altura del líquido en la tapa.

Para la coraza se tiene como volumen total:

$$Vtc = \frac{\pi}{4} D^2 L$$

Vtc = Volumen total de la coraza

L = Longitud entre tangentes

D = Diámetro de la coraza

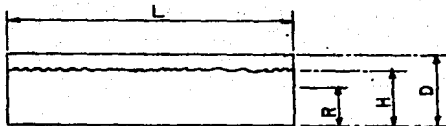
El volumen del recipiente horizontal tipo salchicha se define como:

$$V = 2 V_T + V_{tc}$$

sustituyendo:

$$V = \left(\frac{D^3}{6} + \frac{D^2 L}{4} \right)$$

Para calcular el volumen de un tanque horizontal parcialmente lleno, se aplica:



$$V_{cp} = L R^2 \left(\frac{\alpha}{57.3} - \sin \alpha \cdot \cos \alpha \right)$$

α = ángulo en grados

Esta fórmula puede emplearse para cualquier altura de líquido entre cero y el tanque lleno, si se procura emplear los signos algebraicos correctos. Si H es mayor que R ($H > R$) el producto $\sin \alpha \cos \alpha$ es negativo y se suma a $\alpha / 57.3$.

También puede obtenerse una tabla en función de la relación H/D. El Angulo α se tiene por:

$$\cos \alpha = 1 - 2H/D$$

$$\alpha = \cos^{-1} (1 - 2H/D)$$

El volumen parcial de las tapas puede obtenerse por la ecuación:

$$V_{pt} = 0.00093 H^2 (3R - H)$$

Referencia: Doolittle Ind. Eng. Chem. 21, 322-323 (1928).

El volumen ocupado por el líquido en el recipiente es:

$$V_L = 1.86 E^{-3} H^2 (1.5 D - H) + V_{cp}$$

El espesor de la coraza es una función de la presión de diseño, de la temperatura de diseño y del material seleccionado.

Como presión de diseño debe tomarse una presión 30 psi o entre 20 ó 10 por ciento mayor que la de trabajo del equipo.

Para la coraza el espesor mínimo se define como:

$$t = \frac{P R}{S E - 0.6 P} + C$$

Y para la tapa:

$$t = \frac{P D}{2 S E + 1.8 P} + C$$

Donde:

- t = Espesor de la coraza
- D = Diámetro de la coraza
- R = Radio de la coraza 2D
- P = Presión de diseño
- S = Esfuerzo del material a la temperatura de diseño
- E = Eficiencia de soldadura 0.85
- C = Como factor de seguridad por corrosión normalmente 1/8"

El espesor del equipo jamás deberá ser menor a t y para su construcción se toma la placa comercial (mayor) inmediata superior al espesor obtenido. La presión máxima de operación del equipo se determina por:

$$P'_{o} = \frac{t' S E}{R + 0.6 t'}$$

$$P''_{o} = \frac{2 t'' S E}{D - 1.8 t''}$$

Se selecciona la menor.

La temperatura de diseño a la que se calcula, selecciona el esfuerzo máximo permisible del material es 150 F ó 15 F menor a la temperatura de almacenamiento, ocupando en los cálculos el menor valor del esfuerzo máximo permisible tabulado.

P'_{0} = Presión máxima de operación de la coraza

t' = Espesor de construcción de la coraza

P''_{0} = Presión de operación máxima de la tapa

t'' = Espesor de construcción de la tapa

Según DIN (Deutsche Institut von Normung)

Presión de diseño

El cálculo por lo general se hace con la presión de diseño o presión mayor a la de trabajo y que durante la operación o prueba del equipo nunca deberá ser superada en más del 5%.

La pared del recipiente debe ser calculada para las dos presiones que se ejercen, interna y externa, independientemente de la diferencia entre estas dos. Cuando se conoce que por efecto de la diferencia entre las presiones se puede tener un esfuerzo mayor, deberá calcularse el espesor de la pared con la diferencia.

Cuando actúan al mismo tiempo una sobrepresión y una presión menor sobre una pared, se toma como presión de diseño la diferencia entre esas presiones. Esto también es válido para

la presión de prueba. Cuando la presión menor no puede determinarse, el cálculo se hace con una presión de diseño 1 bar arriba de la presión más alta.

Cuando se hace la prueba de presión al equipo, debe ejercerse una presión 1.3 veces mayor a la presión de diseño, quedando en relación el coeficiente de seguridad S' que no debe ser excedido durante la prueba. Este coeficiente S' queda definido tanto en función de la temperatura de prueba como de la presión de prueba.

Temperatura de diseño

Se estima como la temperatura más alta que se puede tener en el lado de mayor presión del recipiente. La temperatura de operación del equipo puede ser un valor para hacer un cálculo inicial.

En caso de que no exista intercambio de calor a través de las paredes del recipiente, la temperatura de diseño se fija como la mayor y/o temperatura externa de alimentación más diez grados centígrados.

Cuando se trata de paredes con flujo de calor, puede determinarse como la mayor temperatura del medio de calentamiento (menor en caso de enfriamiento) si son gases, líquidos o va-

poros y veinte grados centígrados arriba de la temperatura máxima disponible para paredes protegidos del contacto directo del fuego, resistencias eléctricas o cincuenta grados si el contacto es directo.

Si la mayor temperatura de la pared fluctúa entre -5 y 20 C, la temperatura de diseño es 20 C. Para recipientes en -5 y -10 C se toman 20 C y/ó -10 C dependiendo del material, finalmente abajo de -10 C depende del tipo de material. En general los valores fluctúan entre 20 y/ó -30 C ó 20 y/ó -60 C, de acuerdo con la calidad de las aleaciones.

Espesor de la coraza de un cilindro o esfera sujeto a presión interna.

$$\text{Cilindro} \quad t_s = \frac{D_a P}{20 K/S V + P} + C_1 + C_2$$

$$\text{Esferas} \quad t_s = \frac{D_a P}{40 K/S V + P} + C_1 + C_2$$

t_s = Espesor

D_a = Diámetro del cuerpo

P = Presión de diseño

K = Esfuerzo máximo permisible del material

S = Esfuerzo máximo

V = Volumen del recipiente

C1 = Factor de seguridad

C2 = Factor de corrosión

CALCULO DE RECIPIENTES A PRESION SEGUN EL CODIGO DE CONSTRUCCION ASME

$$V = 1.1765 VL$$

$$D = \left(\frac{6V}{\pi} \right)^{1/3}$$

$$A = \pi D^2$$

esferas

$$t = \frac{P R}{2 S E + 0.8 P} + C$$

Seleccionar placa de acero de espesor comercial

$$P_o = \frac{2 S E (t - c)}{R - 0.8 (t - c)}$$

cilindros

$$t = \frac{P R}{S E - 0.6 P} + C$$

coraza

$$t = \frac{P D}{2 S E + 1.8 P} + C$$

tapa

Seleccionar placa de acero de espesor comercial

$$P_o = \frac{t S E}{R + 0.6 t}$$

coraza

$$P_o = \frac{2 t S E}{D - 1.8 t}$$

tapa

CALCULO DE RECIPIENTES A PRESION SEGUN LA NORMA DIN

$$V = 1.1765 \text{ VL}$$

$$D = \left(\frac{6 V}{\pi} \right)^{1/3}$$

$$A = \pi D^2$$

estibas

$$t_s = \frac{D P}{40 V K/F + P} + C_1 + C_2$$

Seleccionar la placa de acero
de espesor comercial

$$P_o = \frac{40(t_s - C_1 - C_2)VK/F}{D - t_s + C_1 + C_2}$$

cilindros

$$t_s = \frac{D P}{20 V K/F + P} + C_1 + C_2$$

Seleccionar la placa de acero
de espesor comercial

$$P_o = \frac{20(t_s - C_1 - C_2)VK/F}{D - t_s + C_1 + C_2}$$

N O M E N C L A T U R A

		DIN	ASME
D	Diámetro de la coraza	mm	in
VL	Volumen del líquido almacenado	m ³	ft ³
V	Volumen del recipiente	m ³	ft ³
A	Area del recipiente	m ²	ft ²
t	Espesor de la coraza	mm	in
P	Presión de diseño	bar	psi
S	Esfuerzo máximo permisible	N/mm ²	psi
E	Eficiencia de soldadura		
C	Factor de corrosión (1/8")	mm	in
Po	Presión máxima de operación	bar	psi
R	Radio de la coraza	mm	in
K	Esfuerzo máximo permisible	N/mm ²	psi
F	Factor de seguridad usualmente 1.5 para cálculo y 1.1 para prueba		
C1	Factor por irregularidades del mate- rial	mm	in
C2	Factor por corrosión	mm	in

4.4. Aislamiento

La finalidad del aislamiento es la de reducir, hasta donde sea necesario, la transferencia de calor entre el exterior y el interior del recipiente o tubería recubierta. Por otro lado, también ayuda a conservar una temperatura baja en el recipiente y en las líneas y/o evitar condensación atmosférica. Se estima que algunas características con las que debe cumplir el aislante son las siguientes:

- Baja conductividad térmica.
- Rango de aplicación correcto de acuerdo con el servicio.
- Resistencia a agentes químicos.
- Impermeabilidad al vapor.
- Bajo costo de materiales.
- Bajo costo de instalación.
- Procedencia nacional de preferencia.
- Facilidad de adherencia a la superficie.
- Vida útil, diez años como mínimo.
- Material autoextinguible.

Tabla comparativa para aislamientos térmicos

Aislamiento	Vida útil (años)
Lana mineral	5
Fibra de vidrio	8
Poliestireno	10
Poliuretano	12
Silicato de calcio	22

En el aislamiento de baja temperatura se debe prevenir que el vapor de agua penetre, puesto que la superficie interior está a una temperatura más baja que la exterior, la presión de vapor de agua en la superficie interna es menor que en la externa y el flujo de vapor de agua es hacia el interior, en donde se congela y causa un notorio aumento en la conductividad del aislamiento y origina también su deterioro. Para reducir al mínimo este flujo, puede instalarse una barrera de vapor. Entre los materiales que nos pueden ser útiles para dicho fin son: el fieltro a prueba de vapor, el cual está terminado con un compuesto sellante de asfalto fibrado, seguido por una camisa a prueba de intemperismo, y la hoja de aluminio laminado entre capas de papel Kraft terminadas en un adhesivo especial a prueba de vapor.

Poliestireno.- Es un plástico celular inflexible formado por una gran cantidad de gas (aire). Tanto el plástico como el gas contribuyen a las propiedades finales de la espuma. La estructura celular proporciona excelente resistencia mecánica; las células cerradas contribuyen a la formación de un sello y el gas contenido en ellas da lugar a un excepcional aislamiento térmico.

Su rango de aplicación es entre -150 y 80 C.

Poliuretano.- La espuma de poliuretano es un plástico sintético. Se prepara mezclando dos componentes y aplicando calor, el material se expande de 30 a 35 veces su volumen inicial. La espuma que se forma puede ser esparcida en el lugar, o puede ser moldeada y luego cortada según sean las necesidades. El tiempo de curado de la espuma es variable y depende también de la técnica de aplicación que se emplee. Por ejemplo, la espuma esparcida queda completamente seca al tacto de 6 a 8 segundos y alcanza su rigidez en un minuto.

Entre las características que han hecho de la espuma de poliuretano el material aislante más eficiente, se pueden mencionar los siguientes:

1. La más baja conductividad térmica que cualquier otro aislante. $K = 0.12 \text{ BTU/hr ft}^2 \text{ F in.}$
2. Facilidad de adaptarse y adherirse tenazmente sobre cualquier forma de superficie y prácticamente sobre cualquier material.
3. Por su estructura de celdas cerradas es prácticamente impermeable.
4. Con una densidad de 35 kg/m^3 la espuma de poliuretano tiene una alta relación de resistencia a peso y posee una excelente estabilidad dimensional.

5. La aplicación por el método de esparado que deja un cuerpo monolítico aislante, sin adhesivos, mano de obra, juntas, etc., es el método más eficaz de aislamiento al eliminarse las fugas térmicas.
6. La incorporación de retardadores de flama le han conferido su aprobación por la ASTM como un material autoextinguible.
7. Su rango de aplicación es -185 a 125 C.

El aislamiento de tanques usualmente involucra temperaturas en el rango de 100 y 300 F. Este tipo de tanques almacenan asfalto, azufre líquido y otros líquidos. Pero cuando el aislamiento se requiere para servicios a baja temperatura, abajo de -450 F, la espuma de poliuretano presenta el valor de K más bajo (K = conductividad térmica), ésta presenta la característica de que se amolda a cualquier forma, se adhiere con facilidad, resiste cualquier clima, es fácil de reparar y resiste entradas de vapor de agua sin requerir un recubrimiento especial.

Cuando el aislamiento se aplica a tanques de almacenamiento que operan a temperaturas más bajas que las del ambiente, es esencial mantener el material del aislante seco, para garantizar un trabajo efectivo y eficiente.

Cuando el aislante se humedece, aunque sea parcialmente, algunos, si no es que todos, los espacios del aire presentes en el aislante se llenan de agua. La transmisión de calor en un sistema lleno de agua es mayor, inclusive que el aire ($K_{\text{agua}} = 4.1$ y la del aire $K_{\text{aire}} = 0.16$).

Preparación de la superficie.- El éxito o fracaso del aislante aplicado va ligado directamente a la preparación de la superficie. La falla del aislante se debe principalmente a la pérdida de adhesión debido a la incompatibilidad o presencia de sustancias extrañas en el sustrato. De esta manera, es de extrema importancia estabilizar la superficie antes de aplicar el aislante. El estabilizador (primer) deberá ser cuidadosamente seleccionado según las condiciones de servicio que se requieran. Un requisito fundamental de cualquier estabilizador es el alto grado de adhesión que pueda presentar. Si la adhesión falla, el primer se levantará de la superficie llevándose al mismo tiempo, las capas superiores e inclusive en ocasiones levantará al mismo aislante, dejando al metal expuesto al ataque. La falla prematura del primer se debe en ocasiones a alguna o varias de las siguientes razones:

- Mala eliminación de corrosión de la superficie.
- Resistencia pobre a las condiciones expuestas.
- Adhesión pobre al sustrato, o a otras capas.
- Aplicación inadecuada.

El aislante se debe proteger con una capa exterior, llamada también primer, nosotros lo llamaremos primer protector.

Un primer protector se requiere para:

- Formar una barrera contra el vapor de agua para mantener la espuma seca y preservar la eficiencia del aislante.
- Para prevenir la degradación de la espuma que le provocan los rayos ultravioleta del sol.
- Para minimizar el daño físico debido al desgaste, impactos o erosión.
- Para retardar la migración de vapor de agua y aire a las celdas de la espuma, que podrían variar el volumen.

Para seleccionar un primer protector se deberán tomar en cuenta los siguientes factores:

- Vida útil (mínimo diez años).
- Conservación de propiedades físicas a temperaturas bajas.
- Resistencia a la intemperie.
- Resistencia a impactos y abrasión.
- Impermeable al agua.
- Facilidad en su reparación, si es dañado.
- Elasticidad permanente.

La rugosidad de la superficie de la espuma y el espesor de la película son dos características que juegan un papel importante en la determinación adecuada de la capa protectora. Esta deberá tener una vida útil de diez años sin considerar alguna reparación. Ninguna capa protectora, hasta hoy conocida, da un buen servicio si el espesor está por abajo de 10 mils (milipulgadas) tratándose de espuma de poliuretano. Para un comportamiento seguro y adecuado, se recomienda un espesor entre 18 y 22 milipulgadas de capa seca; además se recomienda aplicar dos capas para evitar la horadación. Se recomienda también que se aplique la capa protectora el mismo día para evitar el deterioro debido a los rayos solares, este trabajo no deberá hacerse cuando se espera una temperatura de 32 F antes de terminar el tiempo de secado.

4.5. Espesor del aislamiento

La espuma rígida de poliuretano es un buen material aislante. Actualmente, tiene muy variadas aplicaciones y por sus características, tanto físicas como químicas y su fácil aplicación, lo ponen en un lugar de reconocida calidad y preponderancia en el mercado del aislamiento. La espuma rígida de poliuretano se obtiene de la mezcla de un polioliol y un isocianato (ambos compuestos químicos derivados del petróleo), que al mezclarse sucede una reacción que genera calor y el material tiene la característica de aumentar de 30 a 35 veces su

volumen inicial, como consecuencia de las celdas atrapadas por el aire contenido en la reacción.

La espuma rígida de poliuretano puede aplicarse espreada en el lugar o bien moldeada y posteriormente cortada según sean las necesidades.

La presencia de poliuretano, después del moldeado es de medias cañas que van desde 1/2 hasta 36 pulgadas de diámetro con variaciones de 1/2 pulgada y espesores de 1 hasta 6 pulgadas, con variaciones de 1/2 pulgada. Asimismo, se pueden obtener placas de 0.50 x 1.00 m y 0.61 x 1.22, en espesores de 1 a 6 pulgadas.

En el caso del poliuretano espreado, se pueden obtener espesores de 1/2 a 6 pulgadas (para selección se anexan tablas).

Espesores recomendados

Temperatura de operación	Espesor recomendado	
	pulgadas	cm
C		
-184	4 1/2	11.43
-157	4	10.16
-129	3 1/2	8.89
-101	3	7.62
-73	2 1/2	6.35
-51	2 1/2	6.35
-40	2	5.08
-29	1 1/2	3.81
-18	1 1/2	3.81
- 6.6	1 1/2	3.81
4.4	1	2.54

El poliuretano presenta las siguientes ventajas:

La más baja conductividad térmica que cualquier otro material aislante. Fácil de adaptarse sobre cualquier forma de superficie. Por su estructura de celdas cerradas es prácticamente impermeable. Tiene una densidad de 32 kg/m³ y una alta resistencia a la compresión. Posee una excelente estabilidad dimensional. No favorece la corrosión. Fácil de instalar y manejar.

ESPESORES RECOMENDADOS PARA TUBERIAS

DIAMETRO NOMINAL DE LA TUBERIA		-184 C	-129 C	-101 C	-51 C	-40 C	-29 C	-18 C	-6.6 C	4.4 C
in	cm	in	in	in	in	in	in	in	in	in
1/2	1.27	2	2	1 1/2	1 1/2	1	1 1/2	3/4	3/4	1/2
1	2.54	2 1/2	2	2	1 1/2	1	1 1/2	1	3/4	1/2
1 1/2	3.81	3	2	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	3/4	3/4
2	5.08	3	2 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	3/4	3/4
2 1/2	6.35	3	2 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	3/4	3/4
3	7.62	3	2 1/2	2 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	1	3/4
4	10.15	3 1/2	2 1/2	2 1/2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	1	1
5	12.70	3 1/2	3	2 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	1
6	15.24	3 1/2	3	2 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	1
8	20.31	4	3	2 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	1
10	25.40	4	3	3	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	1
12	30.48	4	3	3	2	1 1/2	1 1/2	1 1/2	1	1
14	33.56	4 1/2	3 1/2	3	2	1 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1
16	40.64	4 1/2	3 1/2	3	2 1/2	1 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1
20	50.80	4 1/2	3 1/2	3	2 1/2	1 1/2	2	1 1/2	1 1/2	1

El poliuretano tiene un sinnúmero de usos y aplicaciones.

Industria de la refrigeración

En refrigeradores, congeladores, cámaras frigoríficas, trailers, pipas, carros de ferrocarril, barcos pesqueros, plantas de hielo, etc.

Industria química y petroquímica

En aislamiento de tanques, conducción, manejo y almacenamiento de fluidos a baja temperatura, tuberías, plantas criogénicas.

Industria de la construcción

La construcción de casas prefabricadas, paneles, edificios, aislamiento a techos y muros de hoteles, casas comerciales y supermercados, ductos de aire acondicionado y manejo de aire frío.

Industria del plástico y textil

Manejo y almacenamiento de fluidos fríos y en procesos de pigmentación, coloración y preformado.

Industria naval

En la construcción de barcos como material de flotación, en lanchas, yates, boyas, salvavidas, etc.

4.6. Contribuciones a la carga térmica de la unidad

4.6.1. Calor transferido

Para una terminal de almacenamiento de fluidos en condiciones criogénicas es indispensable calcular correctamente la transferencia de calor entre el tanque y el medio ambiente. Se han desarrollado muchos métodos que se basan en simplificaciones que pueden generar errores de cálculo importantes.

Esto debe considerarse cuando se dimensionan tanques, aislamiento y equipo de intercambio de calor, sobre todo en esta época en que los costos de energía aumentan.

La geometría del tanque es una de las contribuciones al cálculo correcto del calor transferido, de igual importancia es el nivel del líquido, es decir, la cantidad de líquido y vapor que se tengan en el tanque de almacenamiento, ya que la capacidad calorífica no suele ser la misma. No debemos olvidar la temperatura ambiente; para esta contribución se determina un promedio anual, la máxima y la mínima. De igual importancia es la contribución que generan los vientos dominantes y la diferencia de temperaturas entre el aire y el tanque y entre el piso y el tanque.

Para un recipiente esférico:

El calor transferido del medio ambiente a la esfera está dado por:

$$Q = q_v + q_L \quad 4.6.1.1$$

Donde:

Q: Calor total transferido a la esfera.

q_v : Calor transferido entre el ambiente y la fase vapor.

q_L : Calor transferido entre el ambiente y la fase líquido.

Se considera que:

- Existe viento.
- Temperatura ambiente mayor a la temperatura interna
 $T_a > T_i$.
- Existe una capa de aislante.

La ecuación 4.6.1.1 puede escribirse como:

$$Q = U A \Delta T = U A (T_a - T_i) \quad 4.6.1.2$$

U: Coeficiente de transferencia de calor.

A: Area expuesta a la transferencia.

ΔT : Diferencia de temperaturas.

De acuerdo con esto podemos escribir cada uno de los calores de la fase vapor y líquido como:

$$q_v = U_v A_v \Delta T_v \quad 4.6.1.3$$

$$q_l = U_l A_l \Delta T_l \quad 4.6.1.4$$

Dentro de la esfera, tenemos líquido y vapor en equilibrio; su temperatura y presión son iguales:

$$T_v = T_l$$

$$T_v = T_l = T_a - T_i$$

La ecuación 4.6.1.1. puede escribirse en función de 4.6.1.3 y 4.6.1.4.

$$Q = q_v + q_l = \Delta T (U_v A_v + U_l A_l)$$

Además, el área total del recipiente define a las áreas parciales de vapor y líquido de acuerdo con el nivel del tanque:

$$A_T = A_v + A_l = X A_T + Y A_T = (X + Y) A_T$$

Donde:

$$X + Y = 1$$

Quedando:

$$Q = \Delta T A_T (X U_v + Y U_l) \quad 4.6.1.5$$

X: fracción ocupada por el vapor

Y: fracción ocupada por el líquido

Para evaluar los coeficientes de transferencia de calor globales U_v y U_L se considera al tanque como si ocupara una sola fase todo el recipiente.

$$U_v = \frac{1}{\frac{1}{h_{vw}} + \frac{1}{h_m} + \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_{aw}} + \frac{1}{h_{fv}}}$$

Donde:

h : coeficiente individual de transferencia de calor.

de:

vw : película de vapor cerca de las paredes.

m : metal.

a : aislante.

aw : película de aire en contacto con las paredes.

fv : ensuciamiento del vapor.

Para obtener U_L se sustituye L en los coeficientes h_{vw} y h_{fv} para tener h_{lw} y h_{fl} , el resto es igual.

Coeficiente de vapor en contacto con las paredes h_{vw}

Para calcular este coeficiente se debe suponer la temperatura interna de la pared del tanque. Debe ser próxima a la temperatura del vapor y como aproximación para la externa:

$$T_{we} = \frac{3 (T_A - T_V)}{4} + T_V \quad 4.6.1.6$$

Para el cálculo de este coeficiente tenemos las ecuaciones:

$$Nu = 0.138 Gr^{0.36} (Pr)^{0.175} (Pr - 0.55) = \frac{h_1 D}{K}$$

para superficies verticales en los rangos: $0.1 < Pr < 40$

$$Gr > 10 E7$$

$$Nu = 0.14 (Gr Pr)^{1/3} = \frac{h_2 D}{K}$$

Para techos y fondos planos en el rango: $2 E7 < Gr Pr < 3 E10$

Los números adimensionales (Gr) Grashof y (Pr) Prandtl se definen como:

$$Gr = \frac{D^3 g \rho \Delta T}{\mu^2}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k}$$

Donde:

C_p : Calor específico a presión constante; BTU/ lb F

D : Diámetro del tanque; ft

g : Aceleración de la gravedad; 4.17×10^8 ft/ h

ΔT : Diferencia de temperaturas; F

β : Coeficiente volumétrico de expansión térmica

μ : Viscosidad del fluido

ρ : Densidad del fluido

Las propiedades se consideran como vapor saturado

$$\beta = \frac{\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1}}{(T_2 - T_1) \frac{1}{\rho}}$$

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor h_{wv} se estima la parte del tanque que puede considerarse superficie vertical y la que se considera techo y fondo plano:

	a	b	
esferas	0.9	0.1	
			$a + b = 1$
cilindros	0.3	0.7	

a: Superficie vertical

b: Techo y fondo plano

De manera que la ecuación para h_w es:

$$h_w = ah_1 + ah_2$$

Si sustituimos:

$$h_w = a \cdot 0.138(k/D) Gr^{0.36} Pr^{0.175} (-0.55) + b \cdot 0.14(k/D) (Gr Pr)^{1/3}$$

4.6.1.7

Otra ecuación que no depende de la geometría del tanque que evalúa a h_w como:

$$h_w = 0.0295 (k/D) Gr^{0.4} Pr^{0.47} (1 + 0.5 Pr^{0.67})^{0.4}$$

$$\text{para: } Pr \leq 5 \\ Gr Pr > 10^9$$

4.6.1.8

Entre 4.6.1.7 y 4.6.1.8 se toma el mayor.

Si analizamos los coeficientes h_m, h_a y h_w, éstos no dependen del fluido almacenado y pueden englobarse de la siguiente forma:

$$\frac{1}{h'} = \frac{1}{h_m} + \frac{1}{h_a} + \frac{1}{h_w} \quad 4.6.1.9$$

Coefficiente de transferencia de calor a través de la pared del tanque, h_m :

$$h_m = \frac{k_m}{t_m} \quad 4.6.1.10$$

Donde:

k_m : conductividad térmica del metal

t_m : espesor de la pared metálica

Coefficiente de transferencia de calor a través del aislante

$$h_a = \frac{k_a}{t_a} \quad 4.6.1.11$$

Donde:

k_a : conductividad térmica del aislante

t_a : espesor del aislante

Coefficiente de transferencia de calor por aire externo h_{aw} :

Este coeficiente engloba los mecanismos de convección natural, convección forzada y radiación.

$$h_{aw} = h_{cn} + h_{cf} + h_r \quad 4.6.1.12$$

Subíndices:

cn: convección natural

cf: convección forzada

r : radiación

Cálculo de hcn:

Tenemos dos ecuaciones para dos rangos diferentes:

$$h_{cn} = 0.138 (k/D) Gr^{0.36} (Pr)^{0.175} - 0.55$$

$$0.1 < Pr < 40$$

$$Gr > 10^9$$

4.6.1.13

$$h_{cn} = 0.00295 (k/D) Gr^{0.4} Pr^{0.47} (1 + 0.5 Pr^{0.67})^{-0.4}$$

$$Pr \leq 5$$

$$Gr Pr > 10^9$$

4.6.1.14

Para calcular estas ecuaciones se toman las propiedades del aire externo promedio anuales. Los grupos Pr y Gr ya fueron definidos.

Determinación de hcf:

Este coeficiente es función de la posición de la placa.

Su ecuación es:

$$h_{cf} = \left(\frac{T_{ws} + T_a}{2} \right)^{-0.181} (T_{ws} - T_a)^{0.266} * \left(\frac{60 v + 68.9}{68.9} \right)^{0.5}$$

4.6.1.15

α : Función del tipo de superficie

Posición	α
Vertical	0.7383
Horizontal cara caliente inferior	0.4714
Horizontal cara caliente superior	0.9481

De acuerdo a la geometría de los tanques, podemos tomar un valor de α representativo: $\alpha = 0.734$.

v : Velocidad del viento; ft/s

T_{ws} : Temperatura externa de la pared; F

T_a : Temperatura del aire; F

Coefficiente de radiación, hr:

$$hr = \frac{0.1713 E}{T_{ws} - T_a} \left(\left(\frac{T_{ws} + 460}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 460}{100} \right)^4 \right)$$

4.6.1.16

Coefficiente de transferencia de calor por ensuciamiento h_{fv} y h_{fL} :

Por el tipo de acabado no se considera ensuciamiento en el exterior del tanque. Para determinar el valor interno, si depende de la pureza del fluido y su naturaleza.

Coefficiente de transferencia de calor considerando líquido en contacto con la pared; h_{LW} :

Se considera que para determinar este coeficiente se emplean las propiedades del líquido saturado. Para determinar la temperatura de la pared externa del recipiente se emplea la relación

$$T_{ws} = \frac{3 (T_a - T_L)}{4} + T_L$$

y

$$T_w \doteq T_L$$

Los números dimensionales Gr y Pr se definen en forma similar al caso del vapor.

De las siguientes ecuaciones debe elegirse la que se encuentre en el rango apropiado y/o resulte más alto.

$$hLw = 0.495 \left(\frac{k}{D} \right) (Gr Pr)^{0.25} \quad Pr > 100$$

$$1 E4 < Gr Pr < 1 E9$$

$$hLw = 0.14 (Gr Pr)^{0.3333}$$

$$hLw = 0.27 (Gr Pr)^{-0.25} \quad 2 E7 < Gr Pr < 3 E10$$

$$hLw = 0.45 \frac{k}{D} (Gr Pr)^{-0.75} (Gr Pr)^{0.25} \quad 1 E4 < Gr Pr < 1 E9$$

Se calculan los coeficientes globales Uv y UL como:

$$Uv = \frac{1}{\frac{1}{h_{vw}} + \frac{1}{h'} + \frac{1}{h_{fv}}} \quad 4.6.1.17$$

$$UL = \frac{1}{\frac{1}{hLw} + \frac{1}{h'} + \frac{1}{h_{fL}}} \quad 4.6.1.18$$

Para determinar U_T definimos los valores de X y Y de acuerdo a la cantidad de líquido en el tanque:

$$U_T = X U_v + Y U_L \quad 4.6.1.19$$

El calor total transferido a la esfera está dado por:

$$Q_T = -U_T A \Delta T \quad 4.6.1.20$$

$$T = T_i - T_a$$

$$T_a > T_i : \quad \Delta T < 0 \quad Q > 0$$

Antes de calcular el calor total, debemos comprobar que las temperaturas supuestas T_{ws} , T_w , T'_w y T''_w ... son correctas.

Basándonos en que la transferencia de calor a través de la pared interna es igual al de la pared externa, podemos establecer los siguientes balances:

Para el vapor:

$$q_v = U_v A_v (T_v - T_A)$$

$$q_v = h_v w A_v (T_v - T_w)$$

$$q_v = h_{aws} A_v (T_{ws} - T_A)$$

Para el líquido:

$$q_L = U_L A_L (T_L - T_A)$$

$$q_L = hL_w (T_L - T'_w) A_L$$

$$q_L = h_{aw} (T'_{ws} - T_A) A_L$$

Si ordenamos las ecuaciones y despejamos, se llega a las siguientes ecuaciones:

$$T'_{ws} = \left(\frac{U_v}{h_{aw}} \right) (T_v - T_A) + T_A$$

$$T_w = T_v - \left(\frac{U_v}{h_{vw}} \right) (T_v - T_A)$$

$$T'_{ws}' = \left(\frac{U_L}{h_{aw}} \right) (T_L - T_A) + T_A$$

$$T_w' = T_L - \left(\frac{U_L}{hL_w} \right) (T_L - T_A)$$

Estas temperaturas deben aproximarse en un rango de $\pm 3\%$ a las supuestas.

El calor total transferido a la esfera nos lleva al cálculo de la cantidad de vapor que se produce.

$$QT = m \lambda \Big|_{T,P}$$

$$\lambda = H_{vs} - H_{ls} \Big|_{T,P}$$

Donde:

- QT : Calor transferido; BTU/hr
- λ : Calor latente de vaporizador; BTU/lb
- m : Masa de vapor; lb/hr
- H_{vs} : Entalpía de vapor saturado; BTU/lb
- H_{ls} : Entalpía de líquido saturado; BTU/lb

Dependiendo de la estructura y propiedades del fluido se deben condensar los vapores y retornarlos a las condiciones de P y T de almacenaje o eliminar la carga térmica en forma indirecta.

4.6.2. Calor que se debe eliminar de las corrientes de alimentación

Generalmente las corrientes de alimentación llegan a la planta de almacenamiento a una temperatura mayor a las condiciones del tanque. Para evitar un aumento de presión dentro del recipiente, debe considerarse la misma temperatura. Este acondicionamiento puede efectuarse con una corriente del fluido almacenado o por medio de un refrigerante externo, dependiendo de sus propiedades.

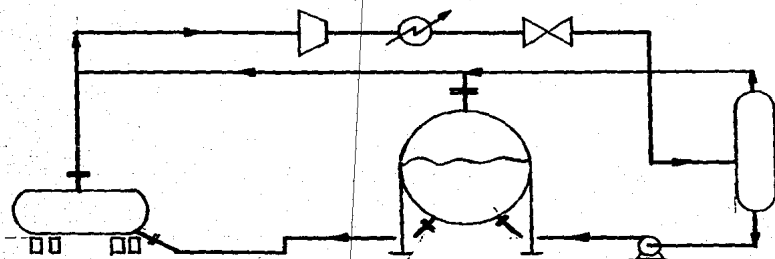
Se puede considerar que la presión en la línea de alimentación es igual (puede ser un poco mayor, pero nunca menor) a la de almacenamiento, lo que nos provoca sólo una transferencia de energía térmica.

Finalmente la carga térmica a eliminar queda definida como sigue $Q = mC_p \Delta T$, donde ΔT es la diferencia entre la temperatura de alimentación y la temperatura del líquido saturado.

4.6.3. Llenado del tanque de almacenamiento y pipas

El llenado del tanque se hace siempre a través de una línea de alimentación y el fluido que por ella llega al tanque presenta una temperatura mayor al líquido almacenado, esto se debe a las fricciones, a las cuales es sometida durante su

recorrido. De esa manera, existe un calentamiento que genera vapores en el tanque de almacenamiento. Estos vapores se hacen llegar a la alimentación del compresor junto con los vapores acumulados en el tanque y que son desplazados por el líquido entrante.



LLENADO DE RECIPIENTES

4.7. Compresores

Los compresores son uno de los tipos de equipo más importantes en el diseño de unidades de refrigeración y almacenamiento de gases. Su función es comprimir los vapores generados desde la presión de almacenamiento hasta una presión tal que después de condensarlos y expandirlos retornen al sistema a las condiciones de líquido saturado. Se les emplea tanto en sistemas de refrigeración directos como en los que emplean circuitos de refrigeración con otros fluidos. El diseño y selección de estos elementos depende de la transferencia de momentum incluyendo los efectos de fuerzas de fricción entre el fluido y las superficies sólidas en movimiento.

En ocasiones, se manejan presiones muy altas, para bajar costos de fabricación de equipos se hacen compresiones por etapas, pero es muy importante tener en cuenta que cuando el trabajo en todas las etapas es igual, el trabajo total requerido, es mínimo.

En el apéndice se encontrará el desarrollo de las ecuaciones de diseño de compresores.

4.8. Bombas

El bombeo es la suma de energía cinética y potencial a un líquido con el propósito de moverlo de un punto a otro. Esta energía será causa de que el líquido haga trabajo, como fluir por una tubería o elevarse a un nivel más alto. Una bomba centrífuga transforma energía mecánica de un impulsor giratorio a la energía cinética y potencial requerida. Aunque la fuerza centrífuga desarrollada depende tanto de la velocidad periférica del impulsor como de la densidad del fluido, la cantidad de energía impartida por kilogramo de fluido es independiente del fluido en sí. Por lo tanto, para determinada máquina operando a cierta velocidad y manejando un volumen definido, la energía mecánica aplicada y transferida al fluido en kilográmetros por kilogramo de fluido es la misma para cualquier fluido, cualquiera que sea su densidad. La carga hidráulica de la bomba, o energía en kilográmetros por kilo se expresará, por lo tanto, en metros.

Sin tomar en cuenta los efectos de viscosidad, la altura de elevación generada por una bomba determinada, a cierta velocidad y capacidad, permanecerá constante para todos los fluidos. Por ello es natural hablar de alturas de elevación en bombas centrífugas en términos de metros de líquido.

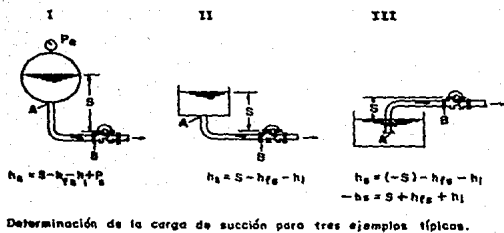
En su forma elemental, la altura de elevación o carga hidráulica denota la distancia a la que la superficie libre de una

extensión de agua descansa sobre una línea de referencia; como tal, representa una energía o una habilidad para hacer trabajo. Algunos consideran que la carga estática es la suma de la carga de presión de la carga estática de elevación; sin embargo, estos dos factores se consideran generalmente separados. En cualquier sistema de bombeo, el líquido se tiene que mover a través de tuberías o conductos que ofrecen ciertas resistencias o, en otras palabras, causan ciertas pérdidas por fricción. Esta disipación de energía o pérdida de altura de elevación, se llama carga de fricción, mientras que la energía que se ha convertido en velocidad, se llama elevación correspondiente a la velocidad. Por lo tanto, las cargas estáticas, cargas de presión, cargas de fricción y elevaciones correspondientes a la velocidad, pueden todas encontrarse en cualquier sistema. Cuando se considera una bomba por sí sola, la "carga" es una medida de la energía total impartida al líquido a una cierta velocidad y capacidad de operación.

La explicación de los términos de carga hidráulica que se usan con las bombas centrifugas deberían aplicarse a todas las instalaciones, aunque uno o más elementos de la carga total generalmente no están incluidos (porque tienen valor de cero). Excepto cuando se anota en otra forma, las definiciones dadas aquí están basadas en las normas vigentes del Instituto de Hidráulica.

Según se define actualmente, la carga total de succión (h_s) es la carga estática en la línea de succión de la bomba arriba de la línea de centro de la bomba menos todas las pérdidas de carga por fricción para la capacidad que se considera (incluyendo la pérdida de entrada en la tubería de succión) más cualquier presión (siendo el vacío una presión negativa) que existan en el abastecimiento de la succión. En vez de expresar la carga de succión como un valor negativo, el término "elevación de succión" se usa normalmente cuando la altura de la succión es negativa y cuando la bomba toma su succión de un tanque abierto a la presión atmosférica. Como la elevación de succión es una carga de succión negativa medida abajo de la presión atmosférica, la elevación total de succión (también) es la suma de la elevación de succión estática medida a la línea de centro de la bomba y las pérdidas de carga por fricción como se definieron antes.

Las tres condiciones más comunes de abastecimiento de succión se ilustran en la figura:



CLAVE :

- P_s = presión diferente a la atmosférica.
- S = carga estática.
- h_s = carga de succión
- h_{f_0} = pérdida total por fricción de A a B.
- h_1 = pérdida de entrada en A.
- $-h_s$ = elevación de succión.

FIG. 1

En el bombeo de líquidos la presión en cualquier punto en la línea de succión nunca deberá reducirse a la presión de vapor del líquido. La energía disponible que puede utilizarse para pasar el líquido por la tubería de succión y la vía de agua de succión de la bomba dentro del impulsor es por eso la carga total de succión menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La carga disponible —medida en la abertura de succión de la bomba— se ha llamado "carga neta de succión positiva". Generalmente se indica por las iniciales NPSH.

Una bomba operando con elevación de succión manejará una cierta capacidad máxima de agua fría sin cavitar. La NPSH o cantidad de energía disponible en la boquilla de succión de esa bomba es la presión atmosférica menos la suma de la elevación de succión y la presión de vapor del agua. Para manejar esta misma capacidad con cualquier otro líquido, se debe disponer de la misma cantidad de energía en la boquilla de succión. Así, para un líquido en su punto de ebullición esta energía tiene que existir completamente como una carga positiva. Si el líquido está abajo de su punto de ebullición, la carga de succión requerida se reduce a la diferencia entre la presión existente en el líquido y la presión de vapor correspondiente.

Es necesario distinguir entre NPSH disponible y requerida. La primera, que es una característica del sistema en el que trabaja una bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura dominante. La NPSH requerida, que es una función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor a una capacidad determinada.

Tanto la NPSH requerida como la disponible varían con la capacidad. Con una cierta presión estática o diferencia de elevación en el lado de la succión de una bomba centrífuga, la NPSH requerida, siendo una función de las velocidades en los conductos de la succión de la bomba y en la entrada del impulsor, aumenta básicamente como el cuadrado de la capacidad.

Una gran cantidad de factores (por ejemplo, el diámetro del ojo, el área de succión del impulsor, la forma y número de álabes del impulsor, área entre estos álabes, diámetro de la flecha y del cubo del impulsor, velocidad específica del impulsor, la forma de los conductos de succión) entran en una u otra forma en la determinación de la NPSH requerida.

La carga de descarga (h_d) de una bomba centrífuga es la altura de elevación medida en la boquilla de descarga. Es la suma algebraica de la carga estática, las pérdidas de carga por

fricción a la capacidad que se está considerando, la pérdida de salida en el extremo de la línea de descarga y la carga terminal o presión. Se puede expresar con lecturas absolutas o manométricas en metros de líquido.

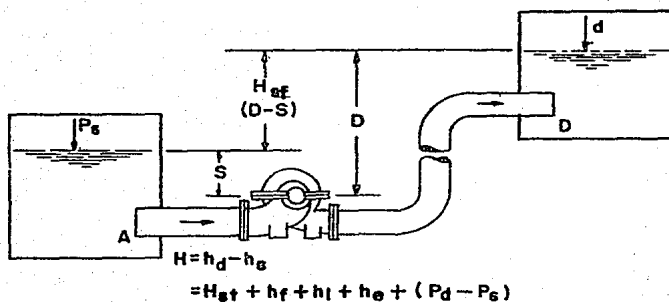


FIG. 2

La práctica establecida expresa las cargas de descarga y succión de una bomba horizontal con la línea de centro de la bomba como referencia. Generalmente las cargas de descarga y succión de una bomba vertical se dan con la línea de centro de la descarga como referencia. Ambas cargas pueden darse con otras elevaciones como base, pero entonces es necesario indicar la referencia sobre la que están medidas. Esta práctica es frecuentemente necesaria por que las elevaciones

exactas de la línea de centro de la bomba o de la descarga no se han determinado antes de encontrar la bomba.

La carga total, H , de una bomba centrífuga es la energía impartida al líquido por la bomba, es decir, la diferencia entre la carga de descarga y la de succión. Como una elevación de succión es una carga de succión negativa, la carga total es la suma de la carga de descarga y la elevación de succión. Si las cargas de descarga y de succión no se determinan independientemente, la carga total puede calcularse determinando la suma algebraica de la carga estática del nivel de abastecimiento al de descarga, H_{st} , más todas las pérdidas por fricción para la capacidad que se está considerando, h_f , más las pérdidas de entrada, h_i , y salida, h_e , más la presión final P_d , menos la presión de succión de suministro, P_s . Para sistemas complejos que comprenden tantos vacíos como presiones, con frecuencia es más fácil convertir todos los vacíos a valores de presión absoluta del líquido que se esté manejando, expresados en metros. (Para convertir presiones de kg/cm^2 a metros de líquido, multiplíquese por 10 y divídase por el peso específico del líquido a la temperatura de bombeo).

Según medidas en manómetros colocados en las aberturas de succión y descarga de la bomba, la carga total es la carga de descarga (la suma de la lectura del manómetro de descarga corregida a la línea de centro de la bomba y la elevación co-

respondiente a la velocidad en el punto de colocación del manómetro de descarga) menos la carga de succión (la suma de la lectura del manómetro de succión corregida a la línea de centro de la bomba y la elevación correspondiente a la velocidad en el punto de colocación del manómetro de succión).

Como los signos más y menos de los distintos elementos se convierten fácilmente, y como hay numerosas precauciones que se deben tener al tomar las lecturas de los manómetros, es ventajoso, en cualquier prueba, seguir las instrucciones.

La bomba centrífuga que opera a velocidad constante puede descargar cualquier capacidad desde cero a un valor máximo que depende del tamaño de la bomba, diseño y condiciones de succión. La carga total generada por la bomba, la fuerza requerida para moverla y la eficiencia resultante varían con la capacidad. Las interrelaciones de capacidad, carga, fuerza y eficiencia se denominan características de la bomba. Estas interrelaciones se muestran mejor gráficamente, y la gráfica obtenida se llama gráfica de las curvas características de la bomba.

4.9. Equipo de transferencia de calor

Para eliminar la carga térmica que se genera durante la operación de los equipos, se dispone de varios sistemas que dependiendo de la carga y del tipo de fluido puede ser empleados para transferir el calor de una corriente a otra.

4.9.1. Chaquetas de enfriamiento

Se usan principalmente cuando el calor que debe eliminarse de un tanque es poco y el equipo permite que esto sea posible.

Para todo tipo de equipos en que se desea transferir energía térmica, la ecuación $Q = UA \Delta T_m$ (Ec 4.9.1.1) es válida. Generalmente Q o carga térmica siempre se conoce y la ΔT_m es la diferencia media de temperatura, U el coeficiente global de transferencia de calor y A el área a través de la que se debe hacer la transferencia de calor.

Como puede verse, si tenemos un recipiente y queremos eliminar una carga térmica, el factor limitante es el área. En el caso de que sí pueda eliminarse es preferible tener este tipo de sistemas ya que ahorran espacio y equipo.

Su cálculo es muy sencillo y se basa en determinar el coeficiente de transferencia de calor y la ΔT_m .

A continuación se presenta una tabla para calcular los coeficientes y la ΔT_m .

Coefficientes de transferencia de calor para chaquetas y serpentines de tanques no agitados.

Coefficientes internos

Chaquetas con baffles o de tubos de media caña.

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \phi + (3.5 De/Dc) \quad Re > 10\ 000$$

4.9.1.2

$$Nu = 1.86 (Re Pr De/L)^{1/3} \phi \quad 2\ 100 < Re < 10\ 000$$

4.9.1.3

$$Nu = hc/12 Pr^{1/3} \phi$$

$$Nu = 1.02 Re^{0.45} Pr^{1/3} (De/L)^{0.4} (De/Di)^{0.8} Gr^{0.05} \phi$$

2 100 < Re

4.9.1.4

$$h/k = 0.8 K'' Pr^{1/3} \left\{ \frac{\sum_{i=1}^n \frac{Q_i}{k_i} + \frac{Q_{ext}}{k_{ext}}}{\mu^2} \right\}^{1/3}$$

$$K'' = 0.15 \text{ a } 0.128$$

4.9.1.5

Serpentines

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} (1 + 3.5 (di/Dc))$$

4.9.1.6

$$Nu = 1.86 Re Pr^{1/2} (di/Dc)^{1/3}$$

4.9.1.7

$$Nu = \frac{hi di}{k} \quad \text{-----} \rightarrow \quad hio = hi (di/do)$$

Coeficientes externos
(Fluido almacenado)

Tubos verticales largos

$$hc = 0.4 \left(\frac{t}{do} \right)^{0.25}$$

4.9.1.8

Placas verticales de menos de 2 ft
de altura

$$hc = 0.28 \left(\frac{t}{do} \right)^{0.25}$$

4.9.1.9

Placas verticales de más de 2 ft
de altura

$$hc = 0.3 T^{0.25}$$

4.9.1.10

Placas con flujo descendente

$$hc = 0.38 t^{0.25}$$

4.8.1.11

4.9.2. Serpentes

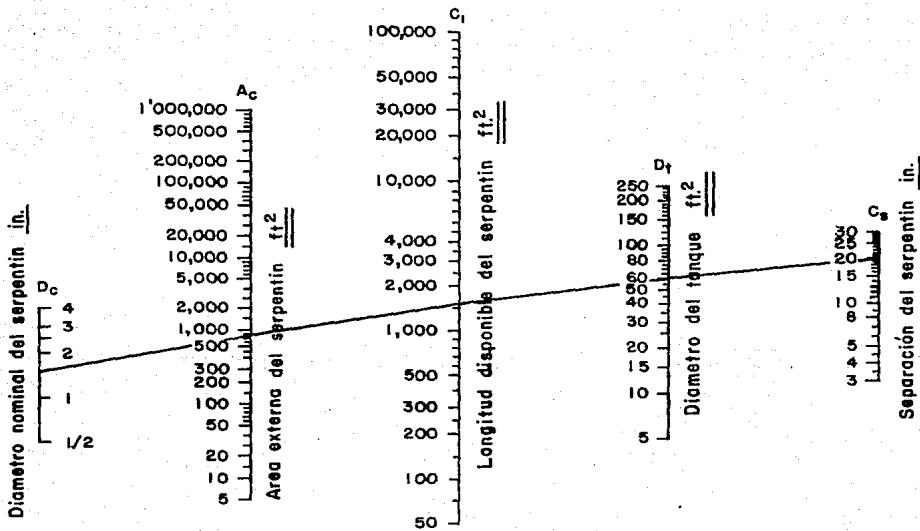
Los serpentes se usan cuando el área de la chaqueta no es suficiente para eliminar la carga térmica. El tamaño está sujeto al volumen del tanque.

Si se analiza la misma ecuación $Q = UA T_m$, el área que es la incógnita es función del diámetro externo del tubo del serpiente, y determina el tamaño total.

Para calcular U tenemos para el fluido almacenado el mismo coeficiente que en las chaquetas y para el fluido interno uno similar al que se tiene en un tubo de un cambiador de calor, y la T_m puede calcularse como en un cambiador de calor tipo 1-2.

Los serpentes son uno de los modos más fáciles de obtener una superficie de transferencia de calor.

Es importante hacer la diferencia entre chaquetas y serpentes de recipientes agitados y no agitados (como en nuestro caso) ya que los coeficientes de transferencia de calor varían.



DISEÑO DE SERPENTINES PARA TANQUES POR NOMOGRAMA

FIG. 3

4.9.3. Cambiadores de calor de tubos y coraza

Cuando no es posible usar una chaqueta de enfriamiento o un serpentín, es necesario recurrir a los cambiadores de calor. Existen varios tipos: de doble tubo, de coraza y tubos y algunos especiales.

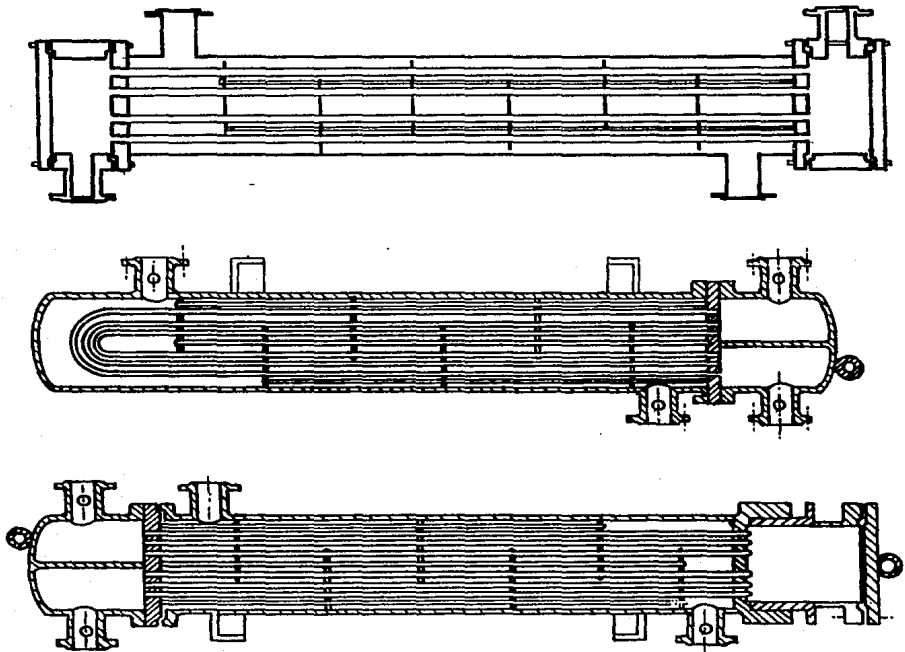


FIG. 4

Los que presentan un poco más de flexibilidad tanto en operación como en su mantenimiento son los de tubos y coraza, por eso, son los que se emplean para eliminar cargas térmicas más altas.

Para su diseño es indispensable conocer las siguientes bases de diseño.

1. Condiciones de proceso
 - a) fluidos
 - b) flujos
 - c) temperaturas, presiones

2. Propiedades de los fluidos en el rango estudiado

3. Definir la ubicación relativa de los fluidos de acuerdo a:
 - corrosivo, incrustante y/o menor gasto
 - peor coeficiente
 - interno
 - externo

4. Definir las temperaturas medias a las que se obtendrán las propiedades de cada fluido.

Después de conocer estas bases, se sigue un método de diseño que requiere de suponer algunas variables y de estimar valo-

res. de flujos o geometría.

Procedimiento de cálculo para cambiadores de calor con y sin cambio de fase.

1. Balance de calor

La carga térmica del intercambiador de calor es la cantidad de energía que se transfiere entre dos corrientes que fluyen una por los tubos y otra por la coraza. Se considera que no hay pérdidas de calor y que el medio ambiente no interviene.

$$Q = W \bar{C}_p (T_1 - T_2) = w \bar{C}_p' (t_2 - t_1)$$

4.9.3.1

Q = carga térmica

W = flujo másico del fluido caliente

\bar{C}_p = calor específico medio del fluido caliente

T_1 = temperatura de entrada del fluido caliente

T_2 = temperatura de salida del fluido caliente

w = flujo másico del fluido frío

\bar{C}_p' = calor específico medio del fluido frío

t_1 = temperatura de entrada del fluido frío

t_2 = temperatura de salida del fluido frío

2. Definir tipo de flujo

Existen dos opciones en el arreglo de los fluidos: corriente en paralelo o contracorriente. Sólo cuando un flujo es isométrico (como cuando se condensa un vapor) hay una desventaja térmica del uso del arreglo en paralelo.

En el caso de flujo en paralelo, la temperatura mínima que puede alcanzarse en forma teórica es la temperatura de salida del fluido frío. Si se alcanza esta temperatura, la diferencia media de temperatura será cero. En la ecuación de Fourier $Q = U A \Delta T_m$, ya que Q y U son finitas, entonces la superficie de transferencia de calor A debe ser infinita, esto no es posible prácticamente.

La dificultad de que al acercarnos a t_2 creamos un área de transferencia mayor, se compensa con el aumento del coeficiente de transferencia de calor; el arreglo en paralelo se usa cuando se tienen fluidos viscosos fríos, ya que este arreglo brinda un coeficiente global más grande.

El arreglo en paralelo restringe la transferencia de calor por la temperatura de salida del fluido frío en vez de la de la entrada, y esta diferencia se traduce en la pérdida de calor recuperable.

En el caso de cambiadores de calor de más de un paso por los tubos o por la coraza, el equipo opera en forma combinada de los dos flujos. Parte como un arreglo a contracorriente y parte como uno en paralelo puros.

Se analizan las figuras cuatro y cinco; se puede observar que lo que afecta directamente es el cálculo del gradiente medio de temperatura.

3. Gradiente medio de temperatura

El gradiente medio de temperatura se calcula normalmente como:

$$\Delta T_m = F \text{ LMTD}$$

4.9.3.2

Donde:

F = factor de corrección

LMTD = media logarítmica de diferencia de temperatura
(log mean temperature difference).

A partir de este punto hacemos una diferencia entre cambiadores de calor sin cambio de fase y con cambio de fase.

Para cambiadores de calor sin cambio de fase:

Arreglo en corriente en paralelo (cp), contracorriente (cc)

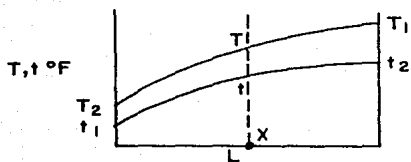
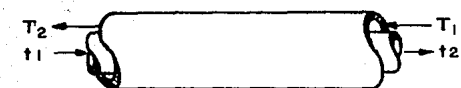
$$LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad 4.9.3.3$$

$$LMTD = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} \quad 4.9.3.4$$

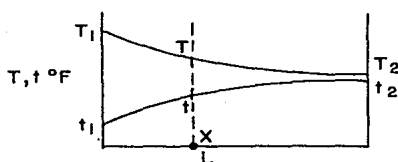
$$LMTD_{cp} = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln \frac{(T_1 - t_1)}{(T_2 - t_2)}} \quad 4.9.3.5$$

$$LMTD_{cc} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}} \quad 4.9.3.6$$

De acuerdo con el tipo de cambiador de calor, es necesario hacer una modificación a la LMTD para obtener ΔT_m . Esta modificación es el factor de corrección F. Como base se toma la LMTD_{cc}, para calcular ΔT_m .



Flujo a contra corriente.



Flujo en paralelo.

FIG. 5

Muchos investigadores han intentado determinar la manera correcta de evaluar las diferencias medias de temperatura para varios tipos de cambiadores. En 1940, Bowman, Müller y Nagle publicaron factores de corrección para varios tipos de cambiadores.

Para un cambiador de tubos y coraza típico F se expresa como una función de dos parámetros adimensionales:

$$F = f (P, R)$$

Donde P , es la eficiencia de temperatura del fluido frío

$$P = (t_2 - t_1) / (T_1 - t_1)$$

4.9.3.7

y, R la relación del cambio de temperatura del fluido caliente al fluido frío

$$R = (T_1 - T_2) / (t_2 - t_1)$$

4.9.3.8

Las consideraciones que se toman para obtener los siguientes resultados son:

- a) no hay pérdidas de calor
- b) el coeficiente global de transferencia es constante
- c) el flujo de las dos corrientes es constante
- d) el calor específico de ambos fluidos es constante
- e) no hay cambio de fase
- f) la superficie de transferencia de calor para cada paso es constante
- g) la temperatura del fluido que circula por la coraza en cualquier paso es uniforme a través de una sección.

Factores de corrección según B.M.N.

$$F_{1,2} = \frac{\frac{(R^2 + 1)^{0.5}}{R - 1} \ln \frac{(1 - P)}{1 - P R}}{\ln \frac{(2/P) - 1 - R + (R^2 + 1)^{0.5}}{(2/P) - 1 - R - (R^2 + 1)^{0.5}}}$$

4.9.3.9

$$F_{2,4} = \frac{\frac{(R^2 + 1)^{0.5}}{2(R - 1)} \ln \frac{(1 - P)}{1 - P R}}{\ln \frac{A + B + (R^2 + 1)^{0.5}}{A + B - (R^2 + 1)^{0.5}}}$$

4.9.3.10

Donde:

$$A = (2/P) - 1 - R$$

y

$$B = (2/P) \left\{ (1 - P)(1 - P R) \right\}^{0.5}$$

Los numeradores de estas dos ecuaciones se convierten indeterminados cuando $R = 1$. El tratamiento usual para indeterminaciones de este tipo es:

$$\frac{1}{(R - 1)} \ln \frac{(1 - P)}{(1 - P R)} = \frac{P}{1 - P}$$

4.9.3.11

Existen gráficas basadas en ecuaciones como éstas y las más usadas son las Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2nd Edition, New York, 1949.

Publicaciones más recientes nos indican que se puede simplificar el cálculo de F y que es una función de G , según:

$$F = f'(G, R) \quad \text{y} \quad F = f''(G) \quad ; \quad G = (T_2 - t_2) / (T_1 - t_1)$$

Los valores de G varían de $+1$ (no hay cambio de calor a -1 (intercambio de calor máximo). Cuando las temperaturas de salida son iguales ($T_2 = t_2$), $G = 0$; un valor negativo de G representa un cruce de temperaturas. G se define como la relación del acercamiento de las temperaturas de entrada.

Si se examinan las relaciones de P, R y G, se puede concluir que se encuentran relacionadas algebraicamente según:

$$P = \frac{1 - G}{1 + R}$$

4.9.3.12

$$F_{1,2} = \frac{\frac{(R^2 + 1)^{0.5}}{R - 1} \ln \frac{R + G}{1 + GR}}{\ln \frac{(C + D)}{(C - D)}}$$

4.9.3.13

$$F_{1,2} = \frac{\frac{(R^2 + 1)^{0.5}}{2(R - 1)} \ln \frac{R + G}{1 + GR}}{\ln \frac{[C + 2 \left\{ (R + G)(1 + GR) \right\}^{0.5}] + D}{[C + 2 \left\{ (R + G)(1 + GR) \right\}^{0.5}] - D}}$$

4.9.3.14

Donde:

$$D = \left\{ (1 - G)(R^2 + 1) \right\}^{0.5}$$

$$C = (R + 1)(1 + G)$$

Si $R = 1$ entonces el denominador se vuelve indeterminado, y se resuelve como:

$$\frac{1}{(R - 1)} \ln \frac{R + G}{1 + G R} = \frac{1 - G}{1 + G}$$

4.9.3.15

Matemáticamente ambas ecuaciones son equivalentes a las propuestas por Bowman, et al., pero cuando se grafican se obtiene mayor información; G por sí sola es una función que da más información que P o R . El factor de corrección F es el mismo cuando el fluido caliente circula por la coraza o los tubos. Sin embargo, la posición de los fluidos afecta al coeficiente global de transferencia de calor y a la caída de presión. De estas figuras, principalmente de la primera, figura seis, puede hacerse una generalización práctica, en el diseño de intercambiadores de tubos y coraza; las temperaturas de salida pueden ser iguales, pero no debe permitirse el cruce de temperaturas ya que el factor de corrección se vuelve muy bajo.

Para cambiadores del tipo $N, 2N$ tenemos:

$$GN, 2N = 1 - (1+R) \left[\frac{\left\{ (1 + R G_{1,2}) / (R + G_{1,2}) \right\}^N - 1}{\left\{ (1 + R G_{1,2}) / (R + G_{1,2}) \right\}^N - R} \right]$$

4.9.3.16

para el caso especial de $R = 1$

$$GN,2N = \frac{G_{1,2} + 1 - N (1 - G_{1,2})}{G_{1,2} + 1 + N (1 - G_{1,2})}$$

4.9.3.17

y en caso de $G \geq -0.05$ y $0.33 < R < 3.00$

$$F_{1,2} = \frac{2.0619 \ln \left\{ (2.15 + G)/(1 + 2.15 G) \right\}}{\ln \frac{5.5212 + 0.7788 G}{0.7788 + 5.5212 G}}$$

4.9.3.18

Además, debe cumplirse con la siguiente relación;

$$0.75 < F < 1$$

Para cambiadores de calor con cambio de fase

En el caso de cambiadores de calor sin cambio de fase, el cálculo del LMTD y el factor de corrección F , se basa en la transferencia de calor sensible. Pero, cuando el proceso envuelve un cambio de fase por ejemplo condensación o vaporización o ambos, no puede usarse una LMTD directamente. Las fi-

curvas representan los procesos sin cambio de fase (flujo paralelo), condensación, vaporización y condensación y vaporización respectivamente.

En estos casos, el diseñador debe dividir al cambiador de calor en dos o más zonas y analizar cada sección por separado. Esto se hace con el objeto de que se cumplan las consideraciones en que se basan las ecuaciones anteriores para cambiadores de calor sin cambio de fase. La ΔT resultante se llama diferencia media de temperatura ponderada y se expresa como WMTD (weighted mean temperature difference).

$$WMTD = \frac{QT}{\frac{Q1}{LMTD1} + \frac{Q2}{LMTD2} + \dots + \frac{QN}{LMTDN}}$$

4.9.3.19

QT es la carga térmica total del equipo y los subíndices indican las zonas en las que se divide y deben ser tantas como se necesiten para obtener rectas de la curva de calor.

Para cada zona debe calcularse el LMTD en forma independiente y su factor de corrección, según las ecuaciones y gráficas para cambiadores de calor sin cambio de fase. La siguiente gráfica nos da un ejemplo de cómo dividir la carga térmica, figura doce.

4. Coeficiente global de transferencia de calor.

Si recordamos la ecuación general de Fourier para equipo

$$Q = U A \Delta T_m \quad 4.9.1.1$$

El U o coeficiente global de transferencia de calor es la medida de la resistencia de los fluidos y de las paredes del equipo por las que se hace la transferencia al flujo de calor.

Si analizamos dos tubos concéntricos como los de la figura trece, y si el tubo interno es muy delgado tenemos que el calor debe transmitirse a través de la pared del tubo y de las películas de fluido de ambos lados.

$$\text{Si } Q = \frac{\Delta T A}{\Sigma R} \quad (4.9.3.20) \quad \text{y } \Sigma R = \frac{1}{h_i} + \frac{t_m}{k_m} + \frac{1}{h_o} + R_D$$

R es la suma total de resistencias a la transferencia de calor. Normalmente se sustituye $1/U = \Sigma R$ y se llama coeficiente global de transferencia de calor.

Debido a que un tubo interno presenta dos áreas diferentes a la transferencia de calor (se supone que el calor sólo se transfiere entre el fluido que circula por el anillo y por el tubo interno), debemos referir h_i y h_o a la misma área de transferencia o no coincidirán por unidad de longitud. Si se

usa el área externa del tubo interno entonces se multiplica h_i por el factor A_i/A_o o d_i/d_o y entonces, h_i , se convierte en h_{io} .

El cálculo de U es función de los coeficientes de transferencia de calor del fluido interno y del fluido externo, se calcula como:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \frac{t_m}{k_m} + \sum R_D}$$

4.9.3.21

h_{io} = coeficiente de transferencia de calor del fluido interno respecto al diámetro externo de los tubos

h_o = coeficiente de transferencia de calor del fluido externo

t_m = espesor de la pared del tubo

k_m = conductividad térmica del tubo

$\sum R_D$ = suma de factores de ensuciamiento, para cada fluido

$\sum R_D = R_{di} + R_{do}$

Tabla de coeficientes de transferencia de calor

$$\frac{h_{io} d_i}{k} = 0.027 \left\{ \frac{d_i G_T}{\mu} \right\}^{0.8} \left\{ \frac{C_p}{\mu k} \right\}^{1/3} \phi \frac{d_i}{d_o}$$

4.9.3.22

para líquidos: $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.0$

$$10\ 000 \leq Re \leq 120\ 000$$

$$0.6 \leq Pr \leq 120$$

El U puede ser obtenido de tablas y/o estimado, o en caso de que se tenga interés en un cálculo más detallado se calculan los coeficientes h_{io} y h_o . Todas las ecuaciones para el cálculo de h_{io} y h_o se encuentran relacionadas con las masas velocidad que se les da a cada fluido.

$$\frac{h_o d_e}{k} = 0.36 \left\{ \frac{d_e G_s}{\mu} \right\}^{0.55} \left\{ \frac{C_p}{\mu k} \right\}^{1/3}$$

4.9.3.23

para líquidos: $\phi = \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.0$

Si de alguna manera tenemos el valor de U y no es necesario el cálculo de los coeficientes por separado, sólo hace falta calcular el área y la geometría del equipo.

Para el diseño es conveniente seguir el siguiente paso.

5. Cálculo del coeficiente de transferencia de calor por el fluido interno. Con cualquier ecuación que se aplique a nuestro fluido, se calcula el coeficiente hio. Se Puede suponer una masa velocidad entre 500 000 y 1 000 000 lb/hr ft2.

6. Definir el tipo de tubos que se emplearán.

Se calcula el área de flujo por los tubos:

$$A_{ft} = \frac{W_t}{G_t} \quad (ft^2)$$

4.9.3.24

W_t = gasto del fluido interno, lb/hr

G_t = masa velocidad interna, lb/hr ft2

Se define el área de flujo que tiene cada tubo, de acuerdo con su diámetro y cédula. El número de tubos por paso se obtiene dividiendo el área de flujo total entre el área de flujo por tubo.

$$N \text{ tubos} \times \text{paso} = \frac{A_{ft}}{a_{ft}}$$

4.9.3.25

7. Coeficiente de transferencia de calor del fluido externo. Se estima la masa velocidad por el envolvente entre 100 000 y 500.000lb/hr ft², de es el diámetro equivalente y es función del diámetro externo, pitch y arreglo.

$$G_s = \frac{W_s}{a_{fs}}$$

4.9.3.26

$$a_{fs} = \frac{D_s C B}{144 P_t}$$

4.9.3.27

Donde:

G_s = masa velocidad del fluido que circula por el envolvente

W_s = gasto del fluido que circula por el envolvente

a_{fs} = área de flujo del envolvente

D_s = diámetro del envolvente

C = claro

B = separación entre mamparas

P_t = pitch

Se valúa el coeficiente de transferencia de calor por el lado del envolvente (ho/do).

8. Temperatura de pared, t_w .

Para poder evaluar el factor es necesario conocer la temperatura de pared de los tubos, t_w :

$$t_w = T_m \pm \frac{1/(h_{io}/\phi_\lambda)}{1/(h_{io}/\phi_\lambda) + 1/(h_o/\phi_s)} (T_m - t_m)$$

4.9.3.28

cuando el fluido que circula por el interior del tubo es el caliente el signo que debe ocuparse es negativo (-) en caso contrario se toma positivo (+).

Después de obtener la temperatura de la pared, puede fijarse el valor de las viscosidades de los fluidos a la temperatura de pared y se calcula ϕ_s y ϕ_λ .

Se calculan con ϕ_s y ϕ_λ , los coeficientes h_{io} y h_o y se checa t_w . Este es un método iterativo. Cuando t_w es correcta o nos encontramos en un margen de $\pm 5\%$ o menos, podemos continuar con el siguiente paso.

9. Coeficiente global de transferencia de calor.

Con los valores correctos de h_{io} y h_o y con el valor de $\sum R_d$ o resistencias por ensuciamiento se determina el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + \sum R_d}$$

4.9.3.29

Para fines prácticos despreciamos la resistencia que ofrece el metal (t_m/km), es mucho menor a los otros términos.

10. Área total de transferencia de calor.

Se aplica la ecuación:

$$A = \frac{Q}{U \Delta T_m}$$

4.9.1.1

Con el área total de transferencia de calor podemos evaluar el número total de tubos NT:

$$NT = \frac{A}{\pi D_o L}$$

4.9.3.30

D_o = diámetro externo de los tubos, ft

L = longitud de los tubos, ft

y el número de pasos por los tubos:

$$N_{pasos} = \frac{NT}{NT * paso}$$

4.9.3.31

Se ajusta la longitud de los tubos para obtener un número de pasos entero y al mismo tiempo se fija una longitud de tubo

comercial. La longitud comercial será la inmediata superior

11. Geometría del envolvente

Se calcula el diámetro del envolvente de acuerdo al tipo de

$$\text{Pitch } D_s = 1.25 \text{ Pt (NT)}^{0.5} \quad \text{para Pitch cuadrado} \quad 4.9.3.32$$

$$D_s = 1.15 \text{ Pt (NT)}^{0.5} \quad \text{para Pitch triangular} \quad 4.9.3.33$$

Con los valores a_f , D_s , C' y P_t se puede despejar B de la ecuación y se conoce la separación entre mamparas. Cuando se cumplan las condiciones $B \leq D_s$ o $B > D_s/5$ el cambiador de calor está bien calculado. Si B es inferior al límite establecido, se reduce el área de flujo por el lado del envolvente; se aumenta el número de pasos o se disminuye el valor de G_s . Si B es superior al límite admitido se aumenta G_s o se coloca otro cambiador en paralelo por el lado del envolvente.

12. Caídas de presión

Hasta este momento todos los cálculos que se han descrito se refieren únicamente a transferencia de calor. Las caídas de presión tanto para el fluido que circula por el interior de los tubos como para el que fluye a través del envolvente, no deben ser mayores a 10 psi. En caso de que alguna exceda este valor, deberá disminuirse la masa del fluido.

La caída de presión de un fluido que circula por la coraza de un cambiador de calor es proporcional al número de veces que el fluido cruza al haz entre las mamparas. También es proporcional a la distancia que hay en el haz de tubos entre cada cruce. Existe una relación, que en base a la distancia del haz, y el número de veces que se cruza, para calcular la pérdida por fricción.

$$P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N + 1)}{(5.22 \times 10^{-5}) D_e S \phi_s}$$

4.9.3.34

$$Re = \frac{D_e G_s}{\mu}$$

4.9.3.35

$$D_e = \frac{4 (P_t^2 - \pi d_o^2 / 4)}{12 \pi d_o}$$

4.9.3.36

$$N + 1 = \frac{12 L}{N}$$

4.9.3.37

La caída de presión por los tubos se divide en dos, la que se origina por la fricción en los tubos más la que generan los

retornos. Deben calcularse por separado. Para la caída de presión en la parte recta existe una ecuación aprobada por TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association):

$$\Delta P_t = \frac{f' G_t^2 L n}{(5.22 E10) D S}$$

4.9.3.38

y para los retornos

$$\Delta P_r = \frac{4 n}{S} \frac{v^2}{2 g} \frac{62.5}{144}$$

4.9.3.39

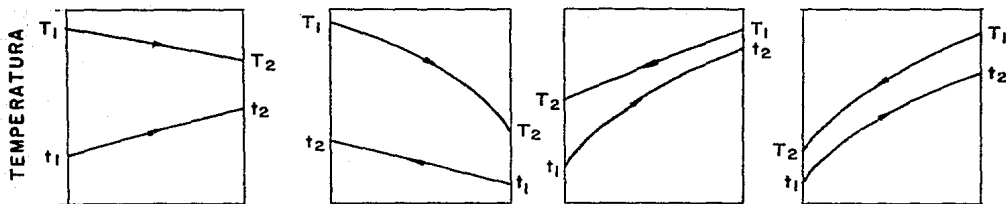
$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

4.9.3.40

En el caso de cambiadores de calor con cambio de fase, el cálculo del equipo es un poco diferente y depende si se trata de una condensación o de una vaporización.

Donde:

- P_s = caída de presión lado envolvente, psi
 f = factor de fricción $f=g$ (Re)
 G_s = masa velocidad por el envolvente, lb/hr ft²
 D_s = diámetro del envolvente, ft
 N = número de mamparas
(N+1) = número de veces que cruza el fluido
 L = longitud de los tubos, ft
 D_e = diámetro equivalente, ft
 d_o = diámetro externo de los tubos, in
 S = gravedad específica del fluido
 P_t = Pitch, in
 ϕ_s = (μ/μ_w) en la coraza
 μ = viscosidad, centipoises $\times 2.42 = \text{lb/ft hr}$
 ΔP_t = caída de presión en los tubos, psi
 ΔP_r = caída de presión en los retornos, psi
 ΔP_T = caída de presión total del fluido que circula por los tubos, psi
 G_T = masa velocidad por los tubos, lb/hr ft²
 L = longitud de los tubos, ft
 n = número de pasos por los tubos
 D = diámetro interno de los tubos, ft
 S = gravedad específica
 ϕ_t = $(\mu/\mu_w)^{2.14}$ Re > 2100 ; $(\mu/\mu_w)^{1/4}$ Re < 2100
 V = velocidad, ft/seg
 g' = aceleración de la gravedad, 32.17 ft/seg²



CARGA TERMICA TOTAL

a) Flujo en paralelo
(Sólo se transfiere
calor sensible).

b) Condensación de
Vapor.

c) Vaporización de
un Líquido.

d) Condensación de
y Vaporización.

T_1 = Temperatura de entrada de la corriente caliente.

T_2 = Temperatura de salida de la corriente caliente.

t_1 = Temperatura de entrada de la corriente fría.

t_2 = Temperatura de salida de la corriente fría.

Representación de los perfiles de temperatura en varios casos de transferencia de calor.

FIG. 6

Método de cálculo

1) Balance de calor

El balance de calor para un condensador depende de las condiciones de entrada del vapor y de salida del condensador.

Tratando de abarcar un caso completo, el siguiente balance de calor toma en cuenta que el vapor se alimenta de T_s (vapor sobrecalentado), se condensa y el condensado se subenfria hasta T_c' (líquido subenfriado).

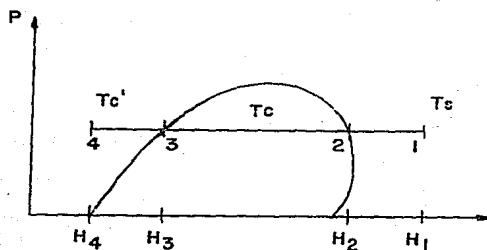


Figura N° 7

$$Q_T = Q_{12} + Q_{23} + Q_{34}$$

4.9.3.41

$$Q_{12} = Q_a = (H_1 - H_2) W_s = W_s C_{pv} (T_s - T_c)$$

4.9.3.42

$$Q_{23} = Q_b = (H_2 - H_3) W_s = W_s C_{pl} (T_c - T_c')$$

4.9.3.43

$$Q_{34} = Q_c = (H_3 - H_4) W_s = W_s C_{pl} (T_c - T_c')$$

4.9.3.44

La carga térmica del equipo es:

$$QT = Qa + Qb + Qc = Ws\bar{C}_{pv}(T_s - T_c) + sWs + Ws\bar{C}_{pe}(T_c - T_c')$$

4.9.3.45

Si representamos en un diagrama de temperatura vs distancia el fenómeno de subenfriamiento-condensación y de sobrecalentamiento, podemos ver claramente divididos las zonas en que se llevan a cabo estos pasos.

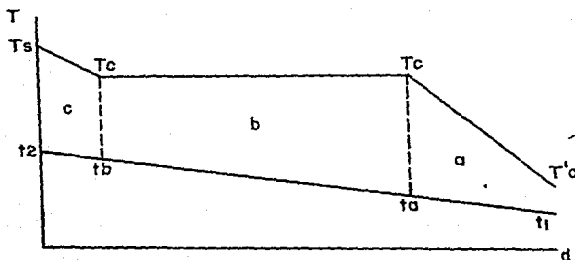


Figura N° 8

$$QT = Ws\bar{C}_{pv}(T_s - T_c) + Ws + Ws\bar{C}_{pl}(T_c - T_c') = Ws\bar{C}_{pr}(t_2 - t_1)$$

4.9.3.46

Del balance de calor se pueden obtener las temperaturas de entrada del medio de enfriamiento a la zona b y c (\$t_a\$ y \$t_b\$ respectivamente).

$$Qa = Ws\bar{C}_{pl}(T_c - T_c') = Ws\bar{C}_{pr}(t_a - t_1)$$

4.9.3.47

$$Qb = Ws s = Ws\bar{C}_{pr}(t_b - t_a)$$

4.9.3.48

$$Qc = Ws\bar{C}_{pv}(T_s - T_c) = Ws\bar{C}_{pr}(t_2 - t_b)$$

4.9.3.49

2. Gradiente medio de temperatura

El gradiente medio de temperatura ΔT_m , se calcula en forma ponderada según el método desarrollado en el diseño de cambiadores de calor sin cambio de fase.

3. Coeficiente global de transferencia de calor

A diferencia del cálculo del coeficiente global de transferencia de calor en un cambiador de calor de tubos y coraza sin cambio de fase en este caso no es posible calcular el coeficiente U sin conocer y fijar la geometría del equipo. Además, tiene al igual que la ΔT_m que tomarse un valor ponderado para las tres zonas. Es importante conocer por donde fluye el refrigerante y por donde se hace la condensación. Se supone un valor para U y, tomando en cuenta que el coeficiente que controla es el del vapor que se condensa y que el fluido refrigerante presenta un coeficiente constante.

Con el valor de U se evalúa el área de transferencia de calor

$$A = \frac{QT}{U \Delta T_m} \quad 4.9.1.1$$

El diámetro y la longitud de los tubos es fijo, por lo que podemos determinar el número de tubos que se necesitan para que el área calculada sea satisfecha.

$$NT = \frac{AT}{\pi Do L}$$

4.9.3.30

Se calcula el coeficiente de transferencia de calor del refrigerante. Para el caso de fluido interno:

$$\frac{h_{io} di}{k} = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3} \frac{di}{do} \phi_i$$

4.9.3.22

$$Re = \frac{di Gt}{\mu} \quad Gt = \frac{W}{aft}$$

$$aft = 0.785 di^2 Nt$$

En el caso en que la condensación se haga con agua, la velocidad no debe ser menor a 2 ft/s, para evitar incrustación.

Si el valor de masa velocidad por los tubos está en un rango de 500 000 a 1 000 000 lb/hr ft², es razonable, y se acepta que el condensador tenga un paso por los tubos, Si es menor al límite inferior del área de flujo, es muy grande y se debe aumentar el número de pasos para el fluido interno. Si es mayor al límite superior se puede disminuir la longitud de los tubos o poner dos equipos en paralelo, de otro modo la caída de presión sería muy alta.

Para el fluido externo, tenemos tres coeficientes independientes y cada uno es función del tipo de calor que se transfiere. Para facilitar la explicación se divide al condensador en tres zonas:

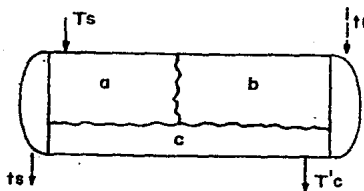


Figura Nº 9

Cuando la carga térmica Q_c es muy grande en comparación de las otras dos ($Q_a + Q_b$) es preferible colocar una unidad para a y b y otra en serie para c. Esto se justifica si:

$$Q_c > 0.15 Q_T$$

El cálculo de los coeficientes individuales de transferencia de calor en cada zona y del área requerida para transferir la carga térmica se hace por separado y es aconsejable empezar por la zona C, donde se efectúa una transferencia de calor lenta, por tratarse de convección natural y el coeficiente que controla.

$$\frac{h_c d}{k} = 0.45 (Gr Pr)^{0.25}$$

4.9.3.50

$$Gr = \frac{d_o^3 \rho^2 g_c \beta T}{\mu^2}$$

4.9.3.51

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k}$$

4.9.3.52

Donde: $\Delta T = \bar{t} - \bar{T}_c$ o $t_w - \bar{T}_c$

$$U_3 = \frac{1}{(1/h_{io}) + (1/h_{oc}) + \Sigma RD}$$

4.9.3.53

$$t_{wc} = \bar{t} + \frac{[1/(h_{io}/\phi_2)](\bar{T}_c - \bar{t})}{[1/(h_{io}/\phi_2)] + (1/h_{oc})}$$

4.9.3.54

El valor de la suma de resistencias por incrustación puede tomarse igual para todas las zonas y el del coeficiente h_{io} constante en todo el equipo. Se checa que t_w haya sido la correcta, en caso contrario se repite el cálculo.

Área requerida por la carga térmica, Q_c :

$$A_c = \frac{Q_c}{U_c \Delta T_{mc}}$$

4.9.1.1

Número de tubos de la sección C

$$NT_c = \frac{12 A^3}{\pi d_o L}$$

4.9.3.30

$$N_t - N_{t3} = N_{T1,2}$$

$$N_{T1} = N_{T2}$$

El número de tubos en donde se realiza la condensación y el desobrecalentamiento (b y a) es el mismo. El siguiente coeficiente que se calcula es el de la zona a; gas que se sobrecalienta.

$$\frac{h_{oa} d_e}{k} = 0.36 \left(\frac{d_e G_s}{k} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3}$$

4.9.3.23

$$\frac{h_{oa} d_e}{k} = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3}$$

Número de tubos de la sección C

$$N_{Tc} = \frac{12 A_3}{\pi d_o L}$$

4.9.3.30

$$N_t - N_{t3} = N_{T1,2}$$

$$N_{T1} = N_{T2}$$

El número de tubos en donde se realiza la condensación y el desobrecalentamiento (b y a) es el mismo. El siguiente coeficiente que se calcula es el de la zona a; gas que se sobrecalienta.

$$\frac{h_{oa} d_e}{k} = 0.36 \left(\frac{G_s}{k} \right)^{0.55} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3}$$

4.9.3.23

$$\frac{h_{oa} d_e}{k} = 0.36 Re^{0.55} Pr^{1/3}$$

Condensadores

El equipo que se usa para eliminar el calor latente (λ) de un vapor y licuarlo es llamado condensador. El calor latente es eliminado por medio de un líquido de enfriamiento o refrigerante. Los condensadores de tubos y coraza pueden diseñarse, además, para desobrecalentar al vapor, condensar y subenfriar el líquido.

La condensación puede efectuarse por dos mecanismos; gota y película.

La condensación tipo película tiene coeficientes de transferencia de calor de 1500 a 2000 BTU y la tipo gota de 15 000 a 20 000 BTU.

La textura del material y la tensión superficial del condensado son dos variables importantes que determinan el mecanismo. Sin embargo, industrialmente es muy raro y difícil que se obtenga el tipo gota. La condensación puede hacerse tanto por los tubos como por el envolvente, y esto depende de las propiedades del fluido y de las magnitudes de los flujos.

Los pasos que se siguen son prácticamente los mismo que para el diseño de un cambiador de calor. Las diferencias básicas son el balance de calor, ΔT_m y el cálculo de coeficientes de transferencia de calor.

Diseño de un condensador de tubos y coraza

Antes que el diseñador pretenda iniciar el cálculo de un condensador, debe conocer el servicio requerido. Por ejemplo, los vapores que entran a un condensador de una torre de destilación están saturados y en el caso de condensadores de sistemas de refrigeración están sobrecalentados.

La información que se requiere es:

- 1) Naturaleza de los fluidos (líquido y vapor).
- 2) Flujo total alimentado al condensador, así como cantidades de vapor o líquido que entren o salgan.
- 3) Pesos moleculares de vapores y líquidos.
- 4) Gravedad específica y viscosidad de los líquidos que entran y salen del equipo.

El pitch triangular tiene ventajas para la transferencia de calor, pero aumenta la caída de presión, se fija cual tipo de arreglo necesitamos y el valor de G_s entre 50 000 y 500 000 es correcto.

$$G_s = \frac{w_s}{a_f s}$$

$$a_f s = \frac{D_s C' B}{P_t 144}$$

Para el caso de tener un valor de G_s muy pequeño, se cierra la separación entre mamparas o se dan más pasos por el envolvente, aunque no es conveniente por motivos de construcción.

Si la masa velocidad excede del valor de 500 000 lb/hr ft² se puede aumentar la separación entre mamparas y en caso de que no disminuya favorablemente y la caída de presión sea muy alta, se coloca un equipo en paralelo.

$$U_a = \frac{1}{\frac{1}{h_{ioa}} + \frac{1}{h_i} + \sum R_d}$$

En el caso de vapores el valor de ϕ no afecta.

$$A_a = \frac{Q_a}{U_a \Delta T_{ms}}$$

De donde si el número de tubos es igual para a y b sólo hay diferencia en la longitud empleada.

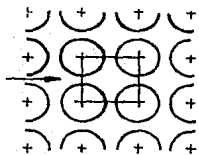
$$L_a = \frac{A_a}{\pi D N_{ta}}$$

4.9.3.55

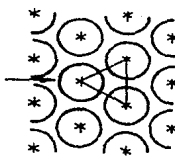
$$L_b = L_T - L_a$$

Esta longitud L_b es base para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la zona b, ya que si no se conoce su valor no será posible resolver las ecuaciones para gases que se condensan. Las ecuaciones para el cálculo de \bar{h}_b son

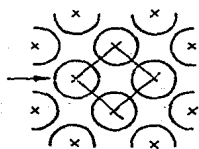
diferentes en el caso de un condensador vertical u horizontal. En la siguiente tabla se encuentran las que se usan con mayor frecuencia.



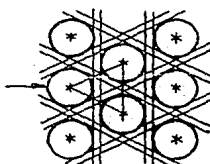
a) Pitch cuadrado.



b) Pitch triangular.



c) Pitch cuadrado rotulado.



d) Pitch triangular con lanas de limpieza.

Arreglos comunes para intercambiadores de calor de tubos.

FIG. 10

Cálculo de coeficientes de transferencia de calor para condensación

a) Por la coraza

Vertical

$$h = 0.943 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 g_c \lambda}{L \mu_f \Delta T} \right)$$

4.9.3.56

Horizontal

$$h = 0.725 \left(\frac{k_f^3 \rho_f^2 g_c \lambda}{0.5 N_t d_o \mu_f \Delta T} \right)$$

4.9.3.57

El subíndice f se refiere a las propiedades de la película

b) Por los tubos.

Vertical

$$h = 1.88 \left(\frac{1.65 c}{\mu_x} \right)^{1/3} 6540 k_x \left(\frac{S}{\mu_x} \right)^{2/3}$$

4.9.3.58

Horizontal

$$h_c = 1.06 Re_x^{-1/3} k_x \frac{1}{2.4 \times 10^{-3} \left(\frac{\mu_x}{\rho_x (S_c - 8)} \right)}$$

4.9.3.59

$$C = \frac{W}{N_t \pi D_i}$$

4.9.3.60

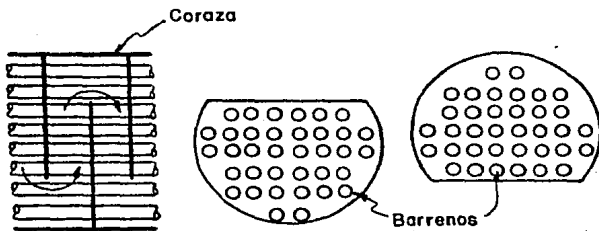
$$Re_x = \frac{1.65 W}{L_T \mu_x N_t}$$

4.9.3.61

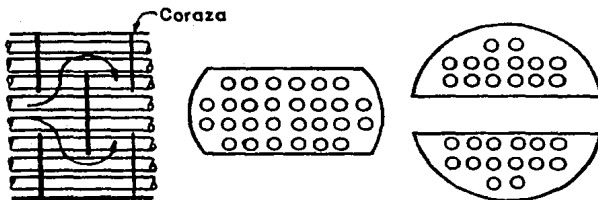
Donde:

W = gasto de vapor lb/hr

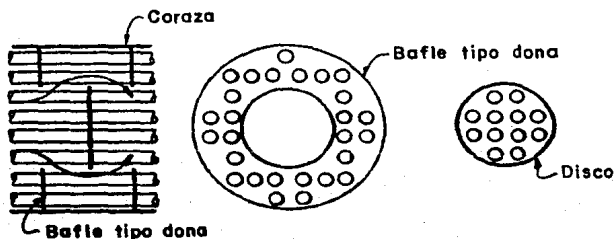
S = gravedad específica



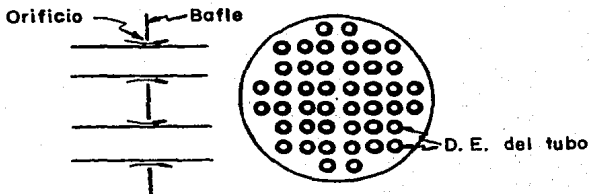
DETALLE DEL BAFLE SEGMENTADO



BAFLE TIPO CINTA



BAFLE DE DISCO



(a) Detalle

(b) Bafle

Orificio del bafle

TIPOS DE BAFLE EN CAMBIADORES

FIG. 11

En todas estas ecuaciones las propiedades del condensado se evalúan a la temperatura de la película t_f , y ésta es una temperatura intermedia entre T_c y t_{wb} :

$$t_f = T_c - \frac{3 (T_c - t_{wb})}{4} \quad 4.9.3.62$$

Se verifica el valor de t_{wb} supuesto:

$$t_{wb} = \bar{t}_2 + \frac{1/(h_{io}/\phi_o)}{1/(h_{io}/\phi_o) + 1/h_{ob}} (T_c - \bar{t}_2) \quad 4.9.3.63$$

$$U_b = \frac{1}{(1/h_{io}) + (1/h_{ob}) + \sum RD} \quad 4.9.3.64$$

$$A_b = \frac{Q_b}{U_b \Delta T_{mb}} = A_T - A_a - A_c \quad 4.9.3.65$$

$$A_T = A_a + A_b + A_c \quad 4.9.3.66$$

Para saber que el cambiador o condensador está bien calculado no debe haber un error mayor a 10%. En caso contrario, se supone otro U y se repiten los cálculos con otro arreglo.

En el caso en que las propiedades físicas del fluido varíen se calcula el coeficiente interno por regiones, un coeficiente no debe variar si se mantiene las propiedades físicas constantes (en un rango pequeño) y el reflujo es turbulento.

Este método sólo es válido para la condensación de un componente puro.

Para poder seleccionar entre un condensador horizontal o uno vertical, es importante basarnos en dos ecuaciones generadas por el mismo autor (Nusselt) y en el caso en que el fluido que circula por los tubos tiene los mismos valores de velocidad y de factores de incrustación, además de que el tamaño de los tubos y el material sean los mismos. Es posible obtener la relación de dos coeficientes externos de transferencia de calor:

$$\frac{h_h}{h_v} = 0.9143 \left(\frac{L}{N d_o} \right)^{0.25}$$

4.9.3.67

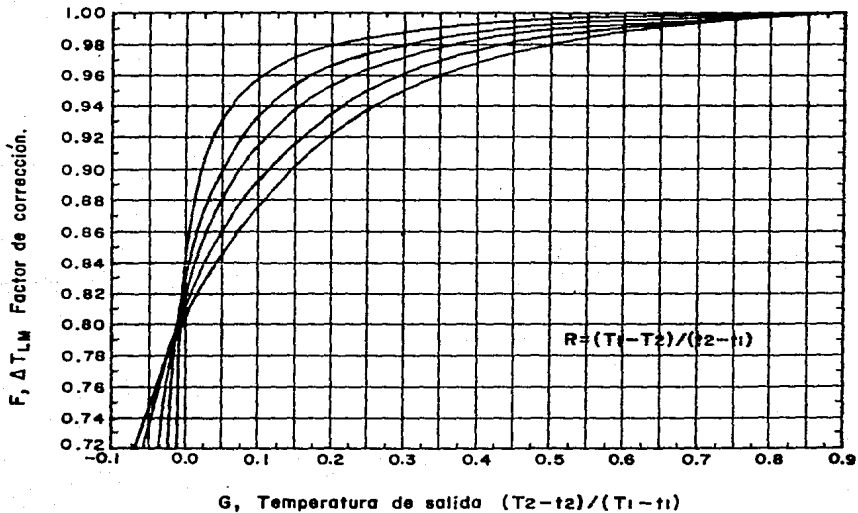
Cuando esta relación es menor a 1 el condensador vertical es más eficiente, si es mayor a 1 el horizontal es preferible.

Horizontal:

$$\frac{h_h}{h_v} > 1$$

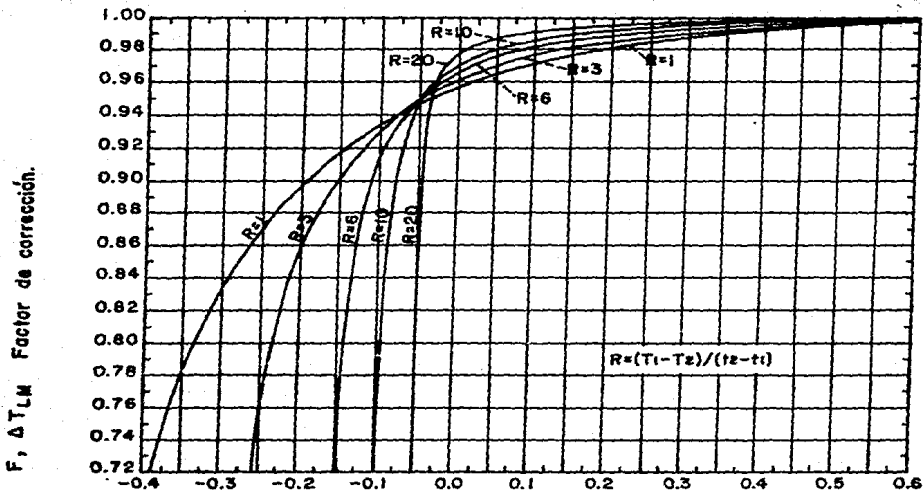
Vertical:

$$\frac{h_h}{h_v} < 1$$



Factor de corrección para diferencia de temperatura logarítmica media para cambiador de calor de un paso en coraza y dos pasos en los tubos.

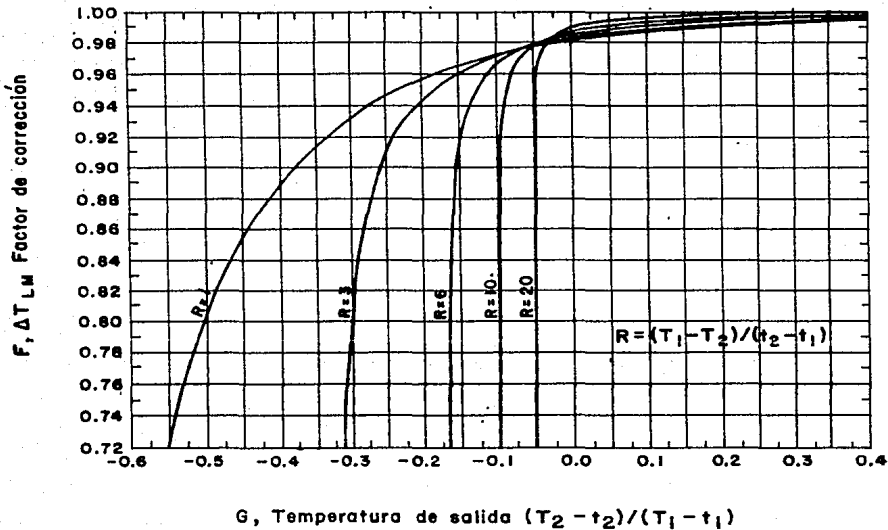
Figura 12



G , Temperatura de salida $(T_2 - t_2) / (T_1 - t_1)$

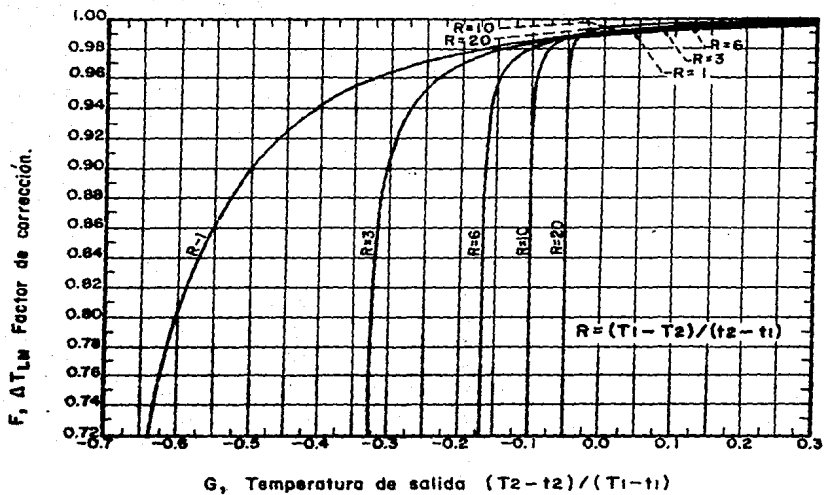
Factor de corrección para diferencia de temperatura logarítmica media para cambiador de calor de 2 pasos en la coraza y 4 pasos en los tubos.

Figura 13



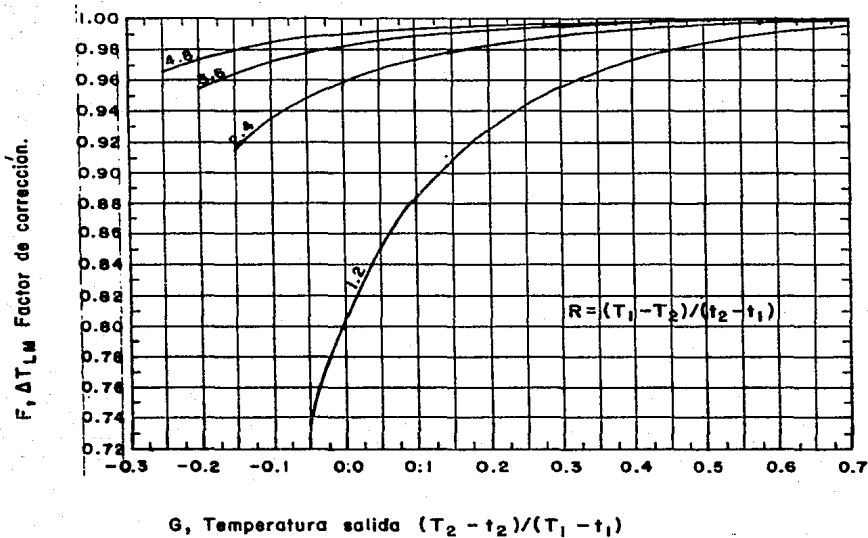
Factor de corrección para diferencia logarítmica media para cambiador de 3 pasos en la coraza y 6 pasos en los tubos.

Figura 14



Factor de corrección para diferencia de temperatura logaritmica media para cambiador de calor de 4-pasos en coraza y 8 pasos en los tubos.

Figura 15



Factor de corrección para diferencia logarítmica media cuando R es mayor que 0.33 pero menor a 3.00

Figura 16

NOMENCLATURA

- Q = carga térmica; BTU/hr
 U = coeficiente global de transferencia de calor; BTU/hr ft² F
 A = área de transferencia de calor; ft²
 ΔT_m = gradiente medio de temperatura; F
 Nu = número de Nusselt
 Re = número de Reynolds
 Pr = número de Prandtl
 Gr = número Grashof
 D = diámetro; ft
 d = diámetro; ft
 C_p = capacidad calorífica; BTU/lb F
 \bar{C}_p = capacidad calorífica medio del fluido caliente; BTU/lb F
 \bar{c}_p = capacidad calorífica medio del fluido frío; BTU/lb F
 W, w = flujo másico; lb/hr
 T, t = temperatura; F
 $LMTD$ = media logarítmica de diferencia de temperatura; F
 R_d = factor de incrustación; BTU/hr ft² F
 G = masa velocidad; lb/hr ft²
 F = presión; lb/in²
 ΔP = caída de presión; lb/in²
 h = coeficiente de transferencia de calor; BTU/hr ft² F
 t_m = espesor de la pared metálica (tubo); ft
 k_m = conductividad térmica del metal; btu/hr ft² F/ft
 \bar{D} = $(\frac{4}{\pi} \frac{W}{G})^{0.25}$
 D_e = diámetro equivalente; ft

L = longitud; ft
 μ = viscosidad; lb/ft.s
gc = 32.17 ft /s²
 β = coeficiente de expansión térmica
 ρ = densidad lb/ft³
Dc = diámetro del serpentín; ft
f = factor de fricción $f=g(Re)$

Subíndices

o externo
i interno
e equivalente
w propiedades evaluadas en la pared
c convección
s envolvente
1 entrada
2 salida

4.10. Válvulas de seguridad

Requerimientos para una operación de alivio

Un desbalanceo en las velocidades del flujo a la entrada y a la salida en un equipo de proceso o en un recipiente, da como resultados de operación una acumulación de líquido o vapor que puede llegar a producir un exceso de presión mucho mayor a la presión de operación. Si no se controla, debe aliviarse ese exceso a través de un dispositivo de alivio a una presión que no exceda de la presión máxima permitida de trabajo.

El caso más sencillo es el de un recipiente para almacenamiento en el cual se le bombea líquido; la presión de descarga desarrollada por la bomba no deberá ser mayor que la presión máxima permitida de trabajo del recipiente. En tal caso, cuando se llena el tanque, éste debe estar previsto de una válvula de alivio para proteger el recipiente de una presión excesiva. El diseñador debe proveer al recipiente de sistema de alarma que ponga al operador alerta, en caso de un nivel alto en el recipiente, además de un sistema que en dado caso interrumpa la acción de la bomba.

Presión de operación

La presión de operación de un recipiente es la presión mano-

métrica a la cual esté sometido el recipiente en servicio. Un recipiente de proceso es generalmente diseñado para una presión máxima permitida de trabajo, que concede un margen cómodo de operación de tal manera que prevé una operación indeseable de los dispositivos de alivio.

Válvula de seguridad

Las válvulas de seguridad son dispositivos de alivio de presión para gases o vapores, que han sido calibradas o diseñadas para abrir completamente con la mínima sobrepresión. Generalmente tienen una boquilla del lado de la entrada de la válvula. La presión estática y la energía cinética del gas son utilizados para vencer la fuerza del resorte sobre el disco al mismo tiempo que lo levanta, resultando una acción denominada de disparo.

En la industria del petróleo, es decir en las refinerías, los resortes son externos generalmente y cubiertos por bonetes para protegerlos de las condiciones ambientales y para tener un medio donde coleccionar fugas o escurrimientos alrededor del vástago o de la guía del disco.

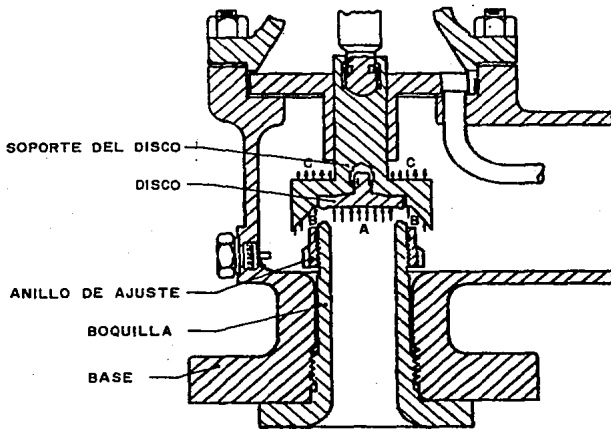


FIG. 17

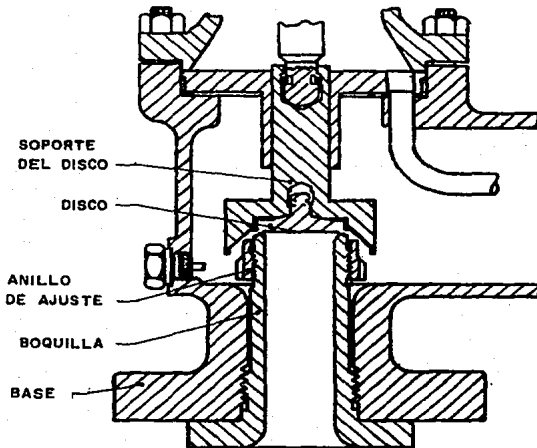


FIG. 18

Cómo opera la válvula de seguridad

Cuando su válvula se encuentra cerrada durante una operación normal de presión del recipiente actúa contra la superficie del asiento del disco, que es soportada por la fuerza del resorte.

El fluido ejerce una fuerza sobre el disco (A) igual a la fuerza que en el sentido contrario efectúa el resorte (C) que es elevado ligeramente de su asiento se expone un área mayor al fluido, lo que incrementa la fuerza hacia arriba levantando aún más el disco y permitiendo el escape de una cantidad mayor de fluido, lo que a su vez hace que actúe ahora el área total del disco aumentando aún más esta fuerza (A + B).

La secuencia de acontecimientos sucede en un tiempo extraordinariamente corto produciendo lo que se llama disparo de la válvula.

Al mismo tiempo que se introduce dicho disco de área mayor se incorpora en las válvulas el anillo de ajuste, desarrollando fundamentalmente como un medio de control que actúa variando el flujo y la fuerza ejercida por éste, sobre el disco modificando entonces lo que se conoce con el nombre de presión diferencial.

Entendemos por presión diferencial la diferencia de presiones entre la presión de disparo y la presión de cierre expresado

como porcentaje de la presión de disparo o directamente en lbs/plg² o kg/cm².

El control de la fuerza en las alas del disco depende de la posición del anillo de ajuste, subiendo la posición del anillo se causa una mayor restricción en el flujo del fluido: haciendo que la presión en las alas del disco crezca, asimismo la presión diferencial de la válvula, o dicho de otra manera, disminuye la presión de cierre de la válvula.

La cámara formada por las alas del disco, la parte superior del asiento y el anillo de ajuste es lo que comúnmente se llama cámara de presión.

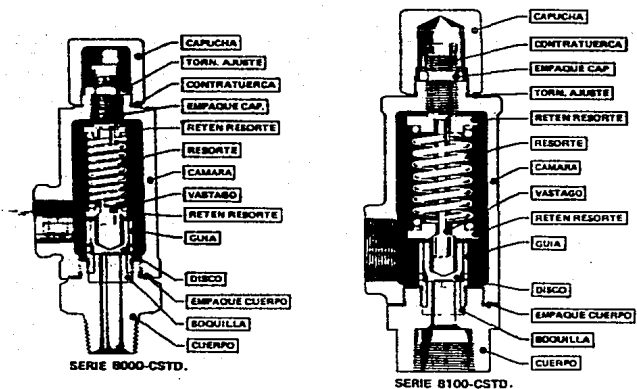


FIG. 19

Selección

La selección adecuada de una válvula de seguridad involucra:

- (1) la determinación del tamaño del orificio necesario para aliviar una cantidad de vapor o líquido determinado, y
- (2) conociendo el tamaño del orificio, seleccionar la válvula que cumpla con las condiciones de servicio requeridas.

- (1) Resolviendo la ecuación correspondiente, obtenemos el tamaño de orificio.

$$\text{vapor} \quad A = \frac{W_s}{50 P K_s h}$$

$$\text{líquidos} \quad A = \frac{V_L}{27.2 \sqrt{P_d} K_p K_g K_v}$$

$$\text{aire} \quad A = \frac{V_L}{17.8 P K_t}$$

$$\text{gases} \quad A = \frac{V}{15.8 P K_g K_t K_c}$$

(2) Consultando la tabla designamos el tamaño del orificio a través de una letra.

	D	E	F	G	H	J	K	L	M	N	P	Q	R	T
kg/m	0,110	0,194	0,307	0,503	0,789	1,207	1,830	2,853	4,6	7,34	11,30	17,05	26	40
cm ³	0,71	1,27	1,98	3,25	5,06	8,30	13,05	20,4	33,2	52	81,20	124,4	193	298

(3) A través de una carta de selección se obtiene el material que se requiere considerando el tamaño de orificio seleccionado, la presión de ajuste y la temperatura de entrada.

LIMITES DE PRESION Y TEMPERATURA

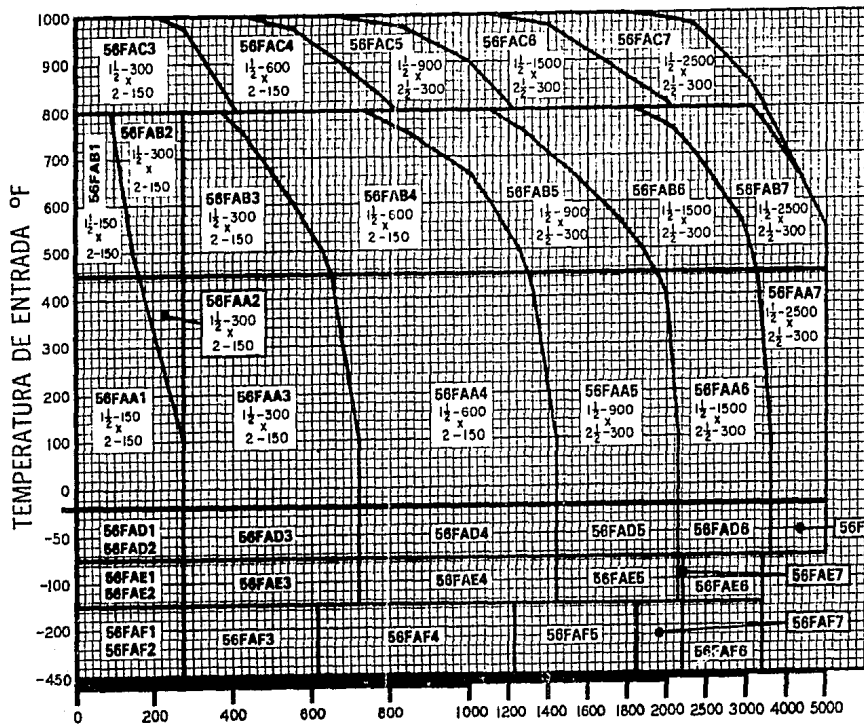


FIG. 20

165

TABLA DE SELECCION

ORIFICIO " F " 0.307 in

PRESION DE AJUSTE - LBS. POR PULG.²

SERIE		TAMARO	A.N.S.I. RANGO BRIDA		PRESION MAXIMA DE AJUSTE PSIG							CONTRA PRESION MAXIMA PSIG		MATERIAL		RANGO TEMPERA TURA DE ENTRADA	
CONVENCIONAL	BALANCIADA	ENTRADA X SALIDA	ENTRADA RF o RJ	SALIDA RF	-450°F -151°F	-150°F -76°F	-75°F -21°F	-70°F 100°F	450°F	800°F	1000°F	TIPO CONVENCIONAL	TIPO BALANCIADA	CAMARA DEL RESORTE Y CUERPO	RESORTE		
56FAA1	56FBA1	1½x2	150#	150#	---	---	---	275	165	---	---	---	230	230			
56FAA2	56FBA2	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	---	230	230			
56FAA3	56FBA3	1½x2	300#	150#	---	---	---	720	650	---	---	---	230	230			
56FAA4	56FBA4	1½x2	300#	150#	---	---	---	1440	1305	---	---	---	230	230			
56FAA5	56FBA5	1½x2½	900#	300#	---	---	---	2160	1955	---	---	---	600	500			
56FAA6	56FBA6	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	3600	3255	---	---	---	600	500			
56FAA7	56FBA7	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	5000	5000	---	---	---	600	500			
56FAB1	56FBB1	1½x2	150#	150#	---	---	---	165	92	---	---	---	230	230			
56FAB2	56FBB2	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	275	---	---	---	230	230			
56FAB3	56FBB3	1½x2	300#	150#	---	---	---	650	365	---	---	---	230	230			
56FAB4	56FBB4	1½x2	600#	150#	---	---	---	1305	730	---	---	---	230	230			
56FAB5	56FBB5	1½x2½	900#	300#	---	---	---	1955	1100	---	---	---	600	500			
56FAB6	56FBB6	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	3255	1830	---	---	---	600	500			
56FAB7	56FBB7	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	5000	3050	---	---	---	600	500			
56FAC3	56FBC3	1½x2	300#	150#	---	---	---	---	410	215	---	---	230	230			
56FAC4	56FBC4	1½x2	600#	150#	---	---	---	---	815	430	---	---	230	230			
56FAC5	56FBC5	1½x2½	900#	300#	---	---	---	---	1225	645	---	---	600	500			
56FAC6	56FBC6	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	---	2040	1070	---	---	600	500			
56FAC7	56FBC7	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	---	3400	1785	---	---	600	500			
56FAD1	56FBD1	1½x2	150#	150#	---	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
56FAD2	56FBD2	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
56FAD3	56FBD3	1½x2	300#	150#	---	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
56FAD4	56FBD4	1½x2	600#	150#	---	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
56FAD5	56FBD5	1½x2½	900#	300#	---	---	---	2160	---	---	---	---	600	500			
56FAD6	56FBD6	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	3600	---	---	---	---	600	500			
56FAD7	56FBD7	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	5000	---	---	---	---	600	500			
56FAE1	56FBE1	1½x2	150#	150#	---	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
56FAE2	56FBE2	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
56FAE3	56FBE3	1½x2	300#	150#	---	---	---	720	---	---	---	---	230	230			
56FAE4	56FBE4	1½x2	600#	150#	---	---	---	1440	---	---	---	---	230	230			
56FAE5	56FBE5	1½x2½	900#	300#	---	---	---	2160	---	---	---	---	600	500			
56FAE6	56FBE6	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	2200	---	---	---	---	600	500			
56FAE7	56FBE7	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	3400	---	---	---	---	600	500			
56FAF1	56FBF1	1½x2	150#	150#	---	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
56FAF2	56FBF2	1½x2	300#	150#	---	---	---	275	---	---	---	---	230	230			
56FAF3	56FBF3	1½x2	300#	150#	---	---	---	615	---	---	---	---	230	230			
56FAF4	56FBF4	1½x2	600#	150#	---	---	---	1235	---	---	---	---	230	230			
56FAF5	56FBF5	1½x2½	900#	300#	---	---	---	1850	---	---	---	---	600	500			
56FAF6	56FBF6	1½x2½	1500#	300#	---	---	---	2200	---	---	---	---	600	500			
56FAF7	56FBF7	1½x2½	2500#	300#	---	---	---	3400	---	---	---	---	600	500			

TABLA DE SELECCION
 ORIFICIO "E"

Definiciones y nomenclatura

Acumulación: es el incremento de presión sobre la presión de trabajo del recipiente durante la descarga de la válvula, se expresa en porcentaje de dicha presión o directamente en unidades de presión.

Presión diferencial: es la diferencia entre la presión de apertura o disparo y la presión de cierre.

Contrapresión: es la presión ejercida en el lado de la descarga de la válvula.

Presión de operación: la presión de operación de un recipiente es la presión en kg/cm² a la cual el recipiente es usualmente sujeto a servicio.

Nomenclatura

P = presión de alivio = presión de ajuste + acumulación + 14.7; psia

P_d = presión de ajuste diferencial = presión ajuste menos constante o variable contrapresión; psig

C = constante del código ASME para gas o vapor en función de la relación de los calores específicos, k

M = peso molecular

- T = temperatura absoluta $R = F + 460$
 G = gravedad específica
 A = área del orificio; in²
 Ws = capacidad de vapor sat.; lb/hr
 Va = capacidad de aire; ft³/min
 V = capacidad de gas; ft³/min
 VL = capacidad de líquidos; gal/min
 Vw = capacidad de agua; gal/min
 Kg = factor de corrección para gravedad específica
 Kg = 1 para aire y agua
 Km = factor de corrección para peso molecular
 Kt = factor de corrección para temperatura
 Kc = factor de corrección para relación de calores específicos
 Kp = factor de corrección para la acumulación de líquidos
 Ksh = factor de corrección para vapor
 K = coeficiente de descarga
 k = relación de calores específicos = Cp/Cv

$$K_g = (1/G)^{0.5}$$

$$K_m = (M)^{0.5}$$

$$K_t = (520/T)^{0.5}$$

$$K_c = C / 315$$

$K_{sh} = 1$ para vapor saturado
 $K_c = 1$ cuando es desconocido K_c
 $K_p = 1$ para 25% acumulacion

Ecuaciones de capacidad

Vapor $W_s = 50 A P K_{sh}$
 Líquidos $V_L = 27.2 A K_p K_g K_v (Pd)^{0.5}$
 Aire $V_a = 17.8 A P K_t$
 Gases $V = 15.8 A P K_g K_t K_c$

FACTOR DE PESO MOLECULAR

M	K_m	
	K_{m1}	K_{m2}
2	1.414	10.000
3	1.732	10.488
4	2.000	10.954
5	2.236	11.401
6	2.449	11.832
7	2.645	12.247
8	2.828	12.649
9	3.000	13.038
10	3.162	13.415
20	4.472	13.784
30	5.477	14.142
40	6.324	14.632
50	7.071	15.491
60	7.745	16.124
70	8.366	16.733
80	8.944	17.320
90	9.486	

FACTOR DE CALORES ESPECIFICOS

t	K_c	
	K_{c1}	K_{c2}
1.001	1.000	1.124
1.02	1.010	1.130
1.04	1.016	1.136
1.06	1.022	1.141
1.08	1.029	1.146
1.10	1.034	1.152
1.12	1.044	1.157
1.14	1.051	1.162
1.16	1.057	1.168
1.18	1.063	1.172
1.20	1.070	1.177
1.22	1.076	1.182
1.24	1.083	1.187
1.26	1.089	1.193
1.28	1.095	1.197
1.30	1.102	1.202
1.32	1.108	1.207
1.34	1.113	1.210
1.36	1.118	1.213

FACTOR DE TEMPERATURA

°F.	K_t	
	K_{t1}	K_{t2}
-450	7.359	240
-440	5.150	1.113
-420	3.623	20
-400	2.953	10
-380	2.555	0
-360	2.280	10
-340	2.080	20
-320	1.927	30
-300	1.803	40
-280	1.700	50
-260	1.612	60
-240	1.537	70
-220	1.472	80
-200	1.414	90
-180	1.363	100
-160	1.317	110
-140	1.275	120
-120	1.237	130
-100	1.202	140
-90	1.186	150
-80	1.170	160
-70	1.155	180
-60	1.140	200
-50	1.126	220
240	1.113	260
260	1.110	280
280	1.107	300
300	1.104	320
320	1.101	340
340	1.098	360
360	1.095	380
380	1.092	400
400	1.089	420
420	1.086	440
440	1.083	460
460	1.080	480
480	1.077	500
500	1.074	520
520	1.071	540
540	1.068	560
560	1.065	580
580	1.062	600
600	1.059	620
620	1.056	640
640	1.053	660
660	1.050	680
680	1.047	700
700	1.044	720
720	1.041	740
740	1.038	760
760	1.035	780
780	1.032	800
800	1.029	820
820	1.026	840
840	1.023	860
860	1.020	880
880	1.017	900
900	1.014	920
920	1.011	940
940	1.008	960
960	1.005	980
980	1.002	1000

FIG. 22

4.11. Discos de ruptura

Un disco de ruptura es también un dispositivo de alivio que consiste en un diafragma colocado entre un juego de bridas.

Un dispositivo de este tipo actúa debido a la presión estática de entrada y está diseñado para funcionar al reventar el disco retenedor de presión. Generalmente está ensamblado entre un juego de bridas, el disco se fabrica de metal, de plástico u otros materiales. Se diseña para resistir una determinada presión, y a un nivel específico mayor el disco revienta y desaloja la presión del sistema al cual protege.

Algunas ventajas que presenta el uso de discos, es que las virtuales fugas son detenidas por el disco que se convierte en una barrera, por ejemplo, entre una tubería y una válvula de seguridad.

Por otro lado, evitamos los tiempos muertos al probar válvulas de seguridad ya que teniendo el disco no se requiere detener el proceso. Además, con el disco evitamos el paso del flujo a la válvula, que podría deteriorar sus componentes mecánicos, evitando así la corrosión y aumentando la vida de la válvula de seguridad.

El ensamble del disco de ruptura que consiste en bridas fabricadas con máquinas de precisión y del disco de ruptura, es

el dispositivo de seguridad más usado actualmente. Utilizado como dispositivo primario o secundario de seguridad, proporciona un medio instantáneo y no restringido para eliminar la sobrepresión, y su aplicación a los sistemas de presión es posible prácticamente en cualquier tipo de instalación en donde la seguridad del personal y del equipo son de primordial importancia.

A través de las siguientes cartas se obtiene el área de desahogo necesaria del disco de ruptura, para flujo de vapor de agua, gases y líquidos.

Para el manejo de las cartas se anexan ejemplos en cada una.

Para líquidos

¿Cuál será el área de desahogo requerida para aliviar líquido bajo las condiciones siguientes?

Bravedad específica = 1.5

Gasto = 6500 gpm

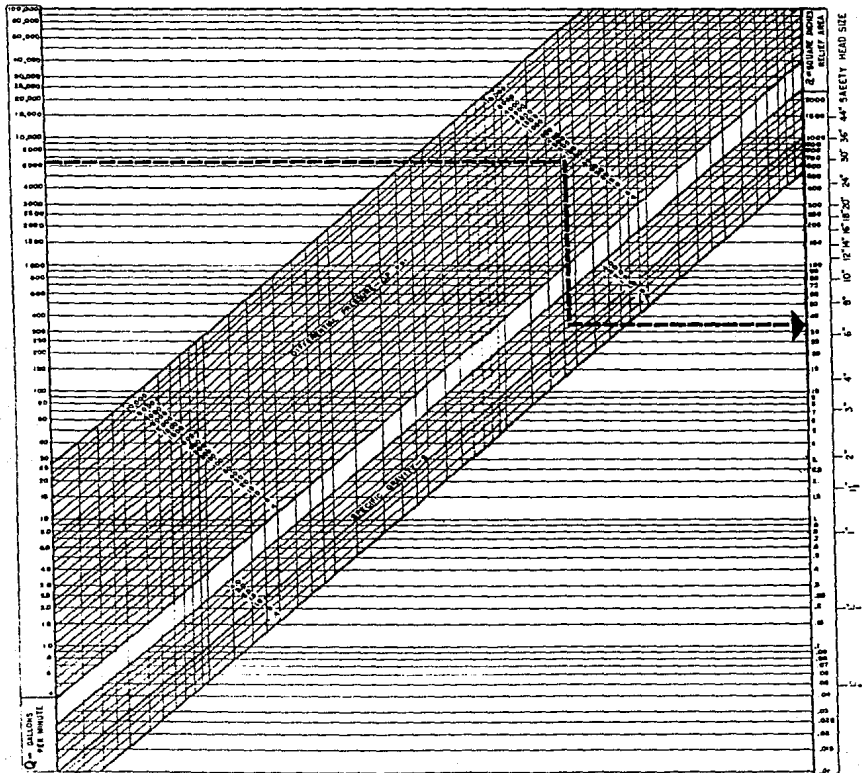
Presión de diseño del recipiente = 110 psig.

Presión de ruptura requerida 100-110 psig.

$Q = 6500$ gpm

$S_g = 1.5$

$P = 110 + 10\% \text{ de } 110 = 121$ psi



Para gases

¿Cuál será el área de desahogo requerida para aliviar líquido bajo las condiciones siguientes?

Gravedad específica = 1.5

Temperatura de alivio = 600 F

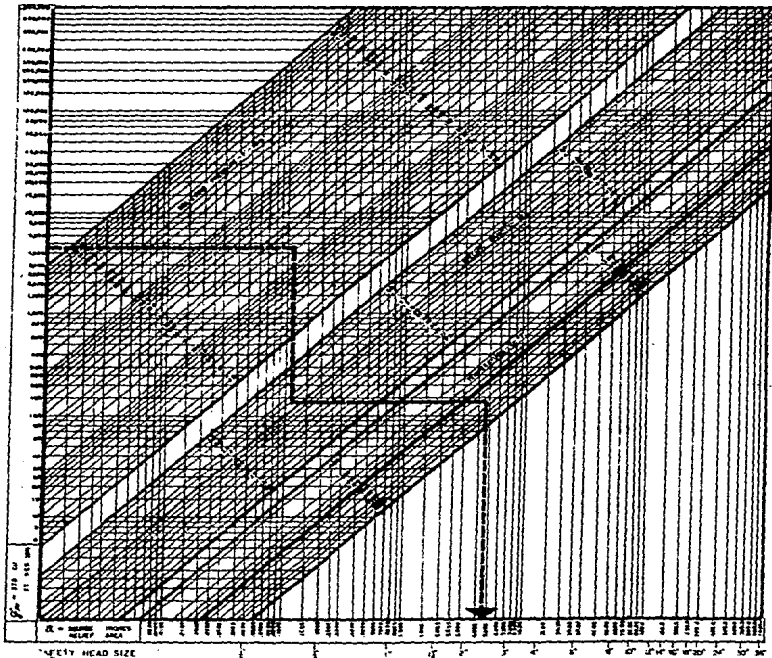
Presión de diseño del recipiente = 135 psig

Presión de ruptura requerida = 125-135 psig

Gasto = 4500 SCFM $q'm = 4500$ SCFM

$P' = 135 + 10\% \text{ de } 135 + 14.7 = 163.2$ psia

$S_g = 1.5$ $t = 600$ F



Para flujo de vapor

¿Qué área de desahogo será necesaria para liberar vapor de agua bajo las siguientes condiciones?

Gasto = 4500 lbs/hr

Temperatura (sobrecalentado) = 600 F

Presión de diseño del recipiente = 100 psig.

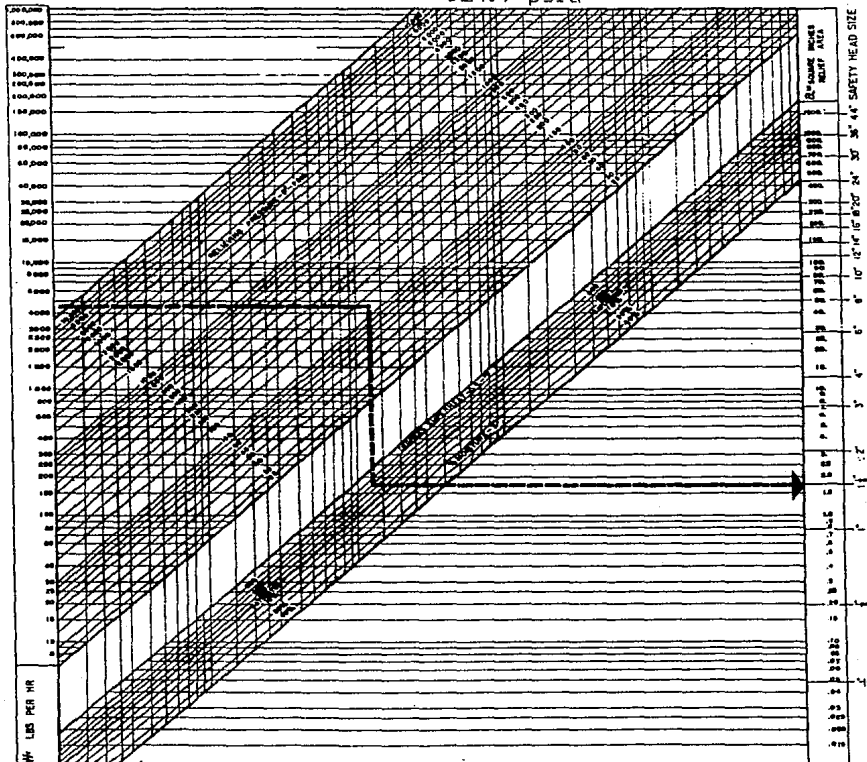
Presión de ruptura requerida = 90-100 psig.

W = 4500 lb/hr

P' = 100 + 10% de 100 + 14.7 psia

t = 600 F

= 124.7 psia



4.12. Sistema de desfogue y servicios auxiliares

Descripción del equipo

Un quemador elevado es una chimenea o una tubería soportada en cuyo extremo superior se lleva a efecto la combustión de gases de desecho.

Las partes que constituyen un quemador elevado son:

- Sistema de soporte
- Sistema de ignición
- Tanque separador de líquidos
- Tanque de sello
- Sellos de flama
- Chimenea o tubería
- Boquilla

Sistema de soporte

Existen tres tipos de sistema de soporte:

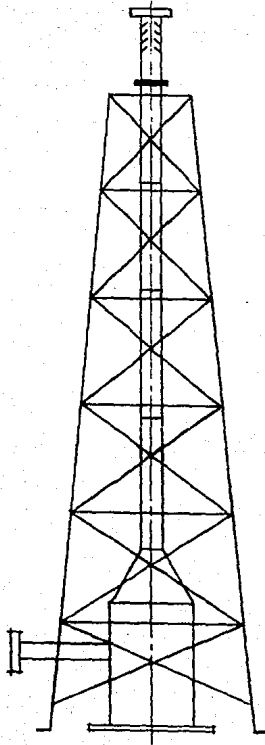
El tipo de torre (Derrick Flare System), el cableado (Guyed Flare System) y el autosoportado (Self-Supporting Flare System).

El quemador tipo torre es ideal en instalaciones dentro de los confines de la planta donde se necesita altura para disminuir la radiación y donde las distancias disponibles respecto a otros equipos están limitadas.

El costo respecto a los otros tipos es mucho mayor, su elección se basa principalmente en el volumen de gas manejado, ya que se puede obtener mayor cuerpo que para otros tipos.

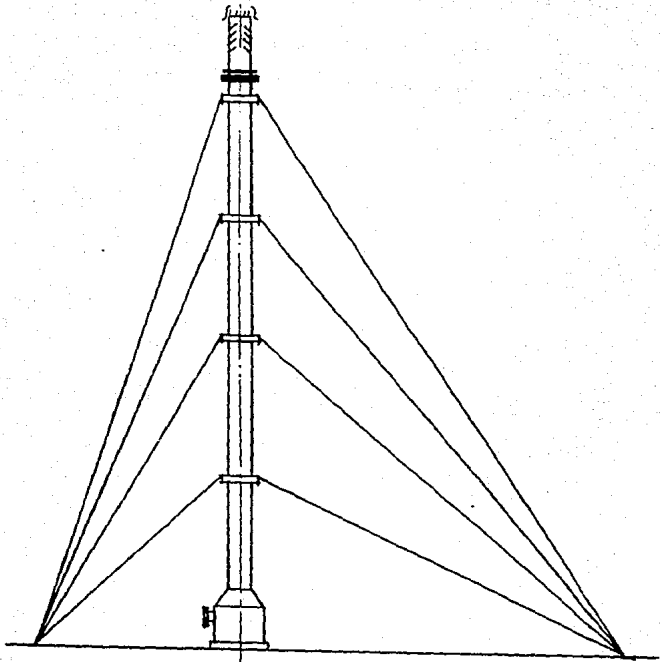
El quemador cableado se utiliza en alturas hasta de 180 metros necesarios en quemadores de gran diámetro. Este tipo de quemador necesita gran espacio, ya que las anclas de los cables forman un círculo cuyo diámetro es muy similar a la altura del quemador.

El quemador autosoportado es el más económico para altura de 72 metros o menos, es más fácil su erección y ocupa menor espacio ya instalado.



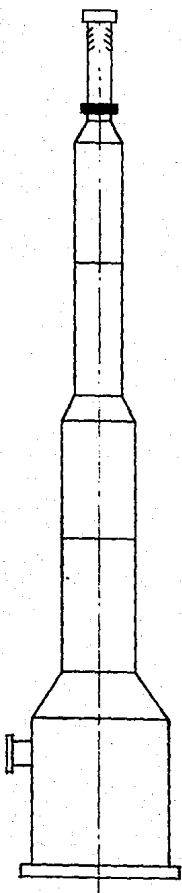
TIPO DERRICK

FIG. 23



TIPO CABLEADO

FIG. 24



TIPO AUTOSOPORTADO

FIG. 25

Sistema de ignición

El sistema de ignición es una parte esencial en un sistema de desfogue. La seguridad en el quemador puede estar muy influida por la operación de éste.

Generalmente el sistema de piloto está constituido por tres componentes: un piloto continuo, un piloto de prendido y apagado, y un ignitor.

La ignición necesita de una corriente de gas combustible y de una de aire comprimido.

La mezcla necesaria para la combustión se hace en una cámara de combustión en la que la chispa necesaria la da una bujía excitada por un transformador eléctrico. La mezcla encendida es usada en un instante de tiempo y viaja a través de la tubería de ignición hasta los pilotos del quemador, a una velocidad de 88 ft/seg .

El piloto de prendido y apagado se emplea para asegurar la ignición del piloto continuo.

Un piloto debe ser capaz de dar flama constante al quemador a pesar de las condiciones atmosféricas más adversas.

El panel de ignición debe diseñarse a prueba de explosión y

para emplearse en la intemperie.

Tanque separador de líquidos

El tambor separador de líquidos es la parte del equipo donde se separa la fase líquida, que pudiera traer la corriente. Para lograr esto, el tambor debe estar diseñado considerando un cierto tiempo de residencia que permita hacer caer a las gotas de un determinado tamaño.

Tanque de sello

Un tanque de sello es un recipiente al que se le ha puesto agua u otro líquido no inflamable con el objeto de extinguir la flama que ha retrocedido desde el extremo superior del quemador. A ese fenómeno se le conoce como FLASH BACK.

Sellos de flama

El efecto del viento puede llegar a producir una mezcla explosiva dentro de la boquilla del quemador, que de producirse tenderá a propagarse hacia abajo. Existen varias formas de eliminar ese problema.

Una de ellas consiste en colocar una serie de baffles o mamparras orientadas de tal manera que la corriente de aire que llegue a entrar por la boquilla regrese por las paredes de la misma. A éste se le llama sello fluidoico de boquilla. Al mismo tiempo, los baffles provocan la salida de los gases por el centro de la boquilla, creando un flujo positivo hacia la salida. El efecto puede ser reforzado por el empleo de un gas de purga.

Otro tipo de sello es el llamado molecular. Se utiliza una doble curvatura tipo "U" invertida una hacia otra, así se prevé el paso del flujo de aire hacia el interior del quemador.

Los arrestadores de flama son empleados ocasionalmente como protección al retroceso de flama. Tal tipo de protección consiste en una serie de rejillas sobrepuestas a fin de extinguir cualquier fuego que pudiera propagarse hacia abajo.

Chimenea

Es el ducto por donde circulan los gases desde los tanques de separación hasta la boquilla.

La altura de la chimenea está en función de la concentración de contaminantes y de la radiación producida por la flama (en API RP 521 se establece que no deberá ser menor a 100 pies).

Boquilla

Se le denomina boquilla al extremo superior de la chimenea, donde se lleva a cabo la combustión. Debe estar hecha con un material que soporte el efecto directo de la flama. Generalmente las boquillas se seleccionan en función del tipo de fluido a quemar.

La información completa acerca de las boquillas la debe proporcionar el proveedor.

Criterios de diseño

En un quemador elevado la combustión se lleva a cabo en la punta de una chimenea o tubería propiamente soportada, donde se localiza la boquilla de quemado y un medio de ignición. Un quemador debe ser capaz de mantener una flama estable y evitar su retroceso durante la presentación de la mayor emergencia posible y para mantener dicha condición el quemador debe tener diámetro adecuado. Los resultados experimentales nos muestran que la flama se apaga cuando la velocidad del gas de salida supera el 30% de la velocidad sónica; para mantener una flama adecuada es necesario dar al gas una velocidad del 20% de la sónica.

El efecto del viento puede producir una mezcla explosiva dentro de la boquilla del quemador, que tenderá a propagarse hacia abajo (FLASH BACK). Para prevenir esto se emplean diferentes accesorios como son arrestadores de flama, sellos moleculares o sellos fluídicos de boquilla junto con un gas de purga.

El último sello ofrece ventajas sobre otros similares por su menor costo y su fácil y ligera construcción.

En comparación con el sello molecular que es de mayor costo, requiere mayor gasto de gas de purga y con respecto a los arrestadores de flama éstos son de gran tamaño y alto costo.

El propósito de emplear gas de purga (que puede ser combustible o inerte) es el de asegurar un flujo positivo en la chimenea y así prevenir el retroceso de flama.

Se puede mantener una condición segura si existe un flujo positivo libre de oxígeno, manteniendo a 25 pies de la boquilla una concentración de oxígeno no mayor al 6% .

Los gases deben estar completamente libres de líquidos, ya que éstos pueden ser arrastrados en la corriente de gas y arrojados por el quemador como gotas encendidas; por otro lado, se recuperan gran parte de líquidos, arrastrados o condensados que podrían llegar a tener un gran valor económico.

Para dicha operación se requiere un tanque separador de líquidos, en donde las partículas líquidas se separan cuando el tiempo de residencia del vapor o gas es igual o mayor que la velocidad de caída de las partículas a través de su viaje en el tanque. La velocidad del gas debe ser baja para permitir que caigan.

Para minimizar la emisión de humo en un quemador, pueden citarse varios métodos:

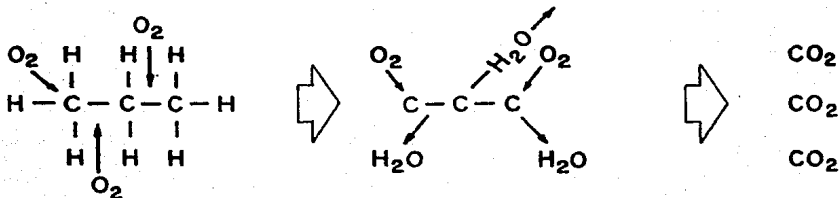
Atomización de vapor en el gas.

Inyección de agua espreada.

Soplado de aire.

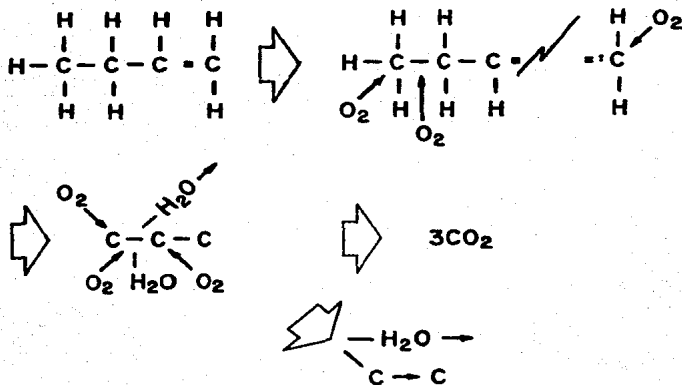
Distribución del flujo en quemadores múltiples.

El oxígeno del aire se combina preferentemente con los átomos de hidrógeno enlazados a la cadena de carbonos que forman el hidrocarburo, dejando que los carbonos se oxiden como una reacción secundaria, de la misma manera que en un árbol se prenden primero las ramas antes de que el fuego consuma el tronco.



Cuando tenemos cadenas largas o ramificadas son atacadas por el oxígeno en diferentes punto dividiendo la cadena larga en varias pequeñas antes de consumirse.

La cadena de hidrocarburos se llega a romper debido a la alta temperatura provocada por la reacción de combustión entre oxígeno e hidrógeno; entonces, la probabilidad de tener carbón elemental aumenta. Si este carbón elemental no es atacado por oxígeno, aparecerá como humo.



La cantidad de carbón formado depende de la estructura molecular del hidrocarburo. Por ejemplo, una parafina (C_nH_{2n+2}) con cadena muy larga se romperá más fácilmente que una corta; una olefina no saturada es más sensible a la temperatura y los anillos aromáticos combinan ambas desventajas, uniones no saturadas y cadenas largas, para producir altos porcentajes de carbón libre.

Vapor de agua

La corriente de ayuda reducirá al mínimo la producción de humo y hollín por la creación del aumento de velocidad de quemado y turbulencia ocasionando quemar eficientemente las partículas libres de carbón.

Agua espreada

Un quemador de cuatro pulgadas fue probado con gas natural, propano y propileno como gases de quemado. Una excesiva inyección de agua así como una excesiva inyección de vapor, tendrá como resultado un incremento de la emisión de hidrocarburos sin quemar. Un problema adicional es ocasionado cuando se esprea agua, debido a que la corriente de agua espreada produce un bajo momento y esto no permite mantener la flama dentro de la zona de inyección cuando se opera con viento moderado, produciéndose humo. Un ancho ángulo de es-

preado disminuye el problema.

La cantidad de agua espreada debe ser cuidadosamente calculada, pues una gran parte de ella puede pasar a través de la flama sin ser evaporada.

Soplado con aire

Los sopladores de aire para quemadores producen una eficiente combustión (sin humo) con bajos niveles de ruido para amplios rangos de flujo y composición de gas. El ventilador del quemador inyecta el aire suficiente para ocasionar la turbulencia necesaria y formar la completa oxidación del gas efluente.

El soplador produce también un viento vertical que ayudará a mantener la flama en la zona de inyección aun cuando se opere con la presencia de un viento moderado.

Quemadores múltiples

Una operación libre de humo y una combustión completa puede ser lograda sin la ayuda de vapor, agua o soplador de aire, instalando en el sistema quemadores tipo jet alta velocidad. Este se basa en la obtención de pequeños flujos de gas dis-

tribuidos a través de numerosas boquillas de quemado. La alta velocidad lograda en conductos espirales, crearán una alta turbulencia logrando una buena eficiencia de operación.

Tales equipos son recomendables cuando se traten cantidades relativamente pequeñas y sobretodo para quemadores de fosa, pues sus conductos requieren el mantenimiento necesario para librarlos de materias obstruyentes.

Radiación

Para el diseño de un quemador elevado, deberán tomarse en cuenta los efectos que podría causar la radiación de la flama al personal de operación y al equipo que se encuentre cerca. La selección de altura y localización del quemador deberán estar basados en la seguridad del personal así como del equipo.

A continuación se muestran los efectos de radiación en seres humanos:

Intensidad Btu/hr ft ²	Umbral de dolor segundos	Ampollas BTU/hr segundos
2000	8	20
5300	--	5

Eso quiere decir que al estar sometido un ser humano a una

intensidad de 2000 BTU/hr ft² , que es 6 veces más que la radiación solar, sentirá dolor en 8 segundos y en veinte le aparecerán ampollas.

El efecto que tiene la radiación sobre equipo en el área, es que la temperatura del metal del equipo aumenta con el tiempo de exposición.

La temperatura de recipientes que contiene líquidos o por los que circulan vapores será menor, por los efectos de enfriamiento.

La pintura de los equipos sufrirá daño cuando se vean sometidos a una intensidad de 3000-4000 BTU/hr ft² , por lo que se recomienda en caso de no ser posible elevar más el quemador, instalar escudos o espray de agua, para proteger los equipos.

Suponiendo que una persona pueda estar en la base del quemador cuando ocurra un desfogue repentino, la intensidad del calor radiado es absorbido completamente en un intervalo muy corto (5 segundos de tiempo de reacción), después de esto y considerando una velocidad de escape del individuo de 20 ft/s la intensidad del calor radiado disminuirá continuamente hasta alcanzar una zona de seguridad (intensidad de calor radiado 440 BTU/hr ft²).

Los valores de intensidad máxima que determinarán la altura a la que debe estar el quemador son:

Para equipo	3000 BTU/hr ft ²
Para personal corta exposición	1500 BTU/hr ft ²
Para personal exposición constante	440 BTU/hr ft ²

L/d

El L/d correspondiente a un número de Mach de 0.20 es de 118, por lo que la altura de flama será 118 veces el diámetro de la chimenea.

Metodología de cálculo

A. Cálculo del diámetro

Para mantener flama estable tomaremos

$$\text{Mach} = 0.20 \quad (\text{adimensional})$$

$$\text{Mach} = \frac{V.v.}{V.s.}$$

$$V.s. = 223 \left(\frac{RT}{P.M.} \right)^{1/2}$$

$$k = C_p/C_v$$

T = temperatura del fluido (R)

P.M. = Peso molecular promedio del fluido

Se sustituye el resultado de A.2. en la ec. A.1. y logramos obtener la velocidad del vapor (V.v.):

$$S = \frac{Q}{V.v.}$$

S = sección del tubo; ft²

Q = gasto volumétrico; ft³/s

La sección del tubo se determina también

$$S = \frac{\pi d^2}{4}$$

d = diámetro de la tubería; ft

B. Cálculo de longitud de flama

El L/d recomendado para sistemas de desfogue que utilizan

No. de Mach = 0.20 es de 118 .

$$L = 118 d$$

L = longitud de flama; ft

d = diámetro de la tubería; ft

Para obtener los valores de k consulte la siguiente tabla.

Gas	Peso Molecular	k			
		-40 F	60 F	150 F	300 F
ACETILENO	26.04	1.31	1.26	1.24	1.21
AIRE	28.97	1.40	1.40	1.40	1.39
AMONIACO	17.03	----	1.30	1.30	1.27
SENCEND	78.11	----	1.09	----	1.08
EUTADIENO	54.09	----	1.12	1.11	1.09
BUTANO	58.12	----	1.10	1.08	1.07
BUTILENO	56.10	----	1.11	1.10	1.08
DIOXIDO DE AZUFRE	64.06	----	1.25	----	----
DIOXIDO DE CARBONO	44.01	1.34	1.30	1.28	1.25
ETANO	30.07	1.22	1.19	1.17	1.14
ETILENO	28.05	1.29	1.24	1.21	1.17
HEPTANO	100.20	----	1.04	----	1.04
HEXANO	86.17	----	1.06	----	1.05
HIDROGENO	2.02	1.42	1.41	1.40	1.40
METANO	16.04	1.33	1.31	1.29	1.25
MONOXIDO DE CARBONO	28.01	1.40	1.40	1.40	1.40
NITROGENO	28.02	1.40	1.40	1.40	1.40
OCTANO	114.22	----	1.04	----	1.03
OXIDO DE ETILENO	44.05	1.25	1.21	1.19	1.15
OXIBENO	32.00	1.40	1.40	1.39	1.38
PENTANO	72.15	----	1.07	1.07	1.06
PROPANO	44.09	1.16	1.13	1.11	1.09
PROPILENO	42.08	1.18	1.15	1.14	1.11
SULFURO DE HIDROGENO	34.08	1.34	1.33	1.32	1.30
VAPOR DE AGUA	18.02	----	1.32	----	1.31

$$k_{mezcla} = \frac{Cp_{mez}}{Cp_{mez} - 199}$$

Donde: Cp mez = capacidad calorífica molar de mezcla a presión constante, Btu/mol F

C. Cálculo de la distorsión de la flama causada por el viento.

$$\frac{V.w.}{V.v.} = \phi$$

V.w. = velocidad del viento

V.v. = velocidad del gas.

Con ϕ se lee en la gráfica N° 1

$$\frac{\Sigma \Delta Y}{L} \text{ y } \frac{\Sigma \Delta X}{L} ;$$

con L determinamos $\Sigma \Delta Y$ y $\Sigma \Delta X$.

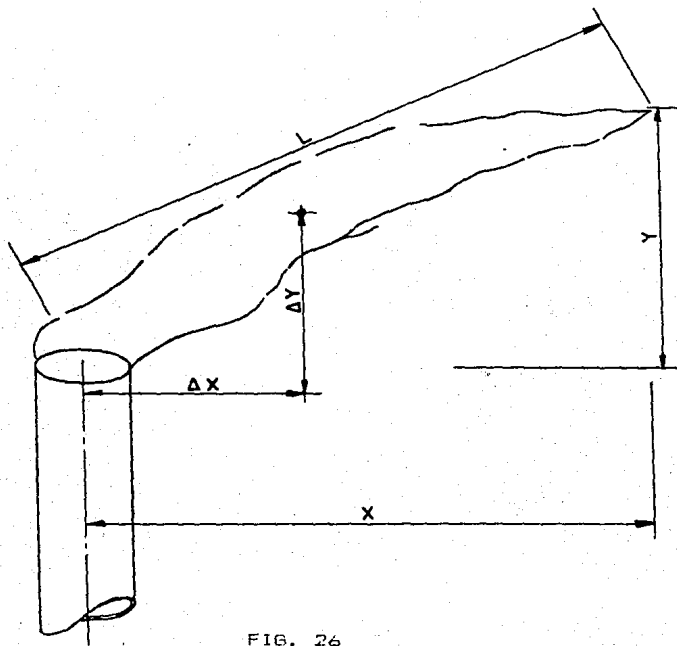


FIG. 26

$$\frac{\Delta Y}{\Delta X} = \frac{5.02 d}{\frac{\mu_w}{\mu_o}} \frac{1}{e} - \frac{1}{L}$$

$$\Delta Y = \frac{\Delta e}{1 + \frac{\Delta X}{\Delta Y}^{2.05}}$$

$$\Delta X = \frac{\Delta e}{1 + \frac{\Delta Y}{\Delta X}^{2.05}}$$

$$\Delta e = \frac{L}{n}$$

DONDE :

μ_w = Velocidad lateral del viento.

μ_o = Velocidad de salida del gas de la chimenea.

n = Numero de incrementos.

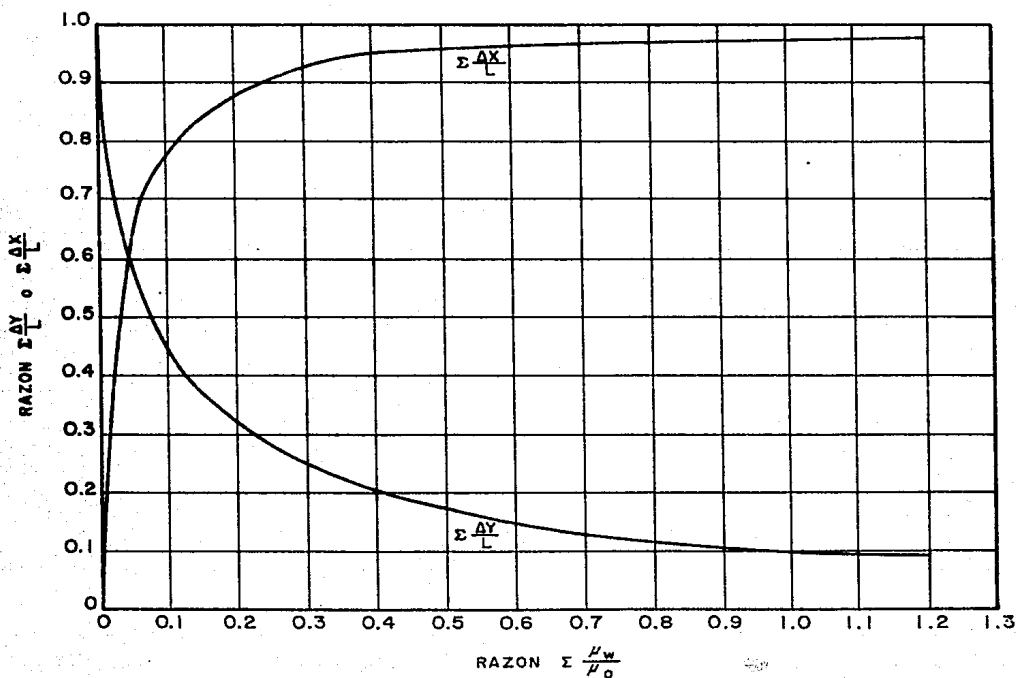
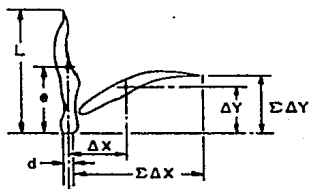


FIG. 27

D. Cálculo de la altura requerida

F = Fracción de calor radiado (energía radiada por calor total de combustión).

Se recomienda usar $2/3$ de F ya que no todo el calor se libera por radiación.

TIPO DE GAS	F
Hidrógeno	0.15
Metano	0.20
Etano o más pesados	0.30

D.1. Cálculo de la distancia "D"

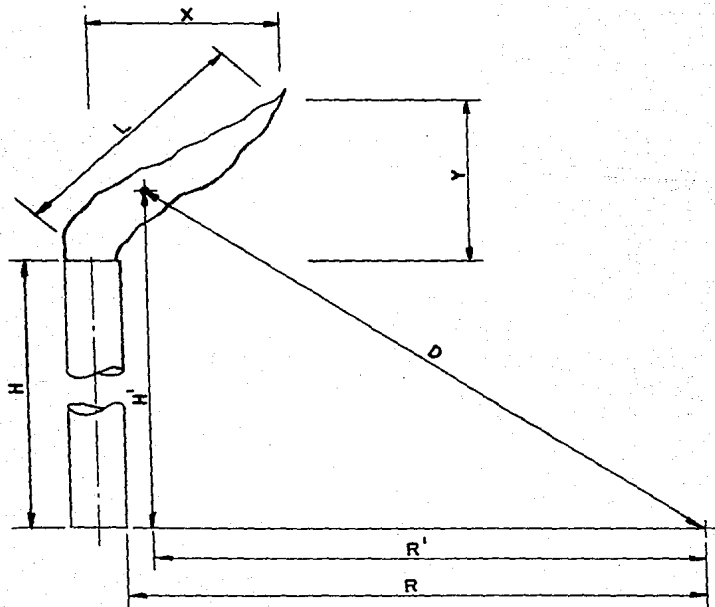


FIG. 28

$$D = \left(F QL / 4 K \right)^{0.5}$$

Donde:

D distancia mínima desde el punto medio de la flama; ft

QL calor liberado; Btu/hr

K radiación máxima permisible a un punto determinado; Btu/hr

El nivel de radiación total más común usado en el diseño de quemadores elevados es de 2000 BTU/hr ft² (300 debido a la radiación solar y 1700 debido a la radiación neta desde el quemador), para una distancia de la chimenea de 150 ft.

D.2. Cálculo de la altura

$$H' = H + 1/2(Y) \quad D.2.3.$$

$$R' = R - 1/2(X) \quad D.2.1.$$

$$D^2 = R'^2 + H'^2 \quad D.2.2.$$

Con D.2.1. se obtiene R' y con R' y D y con ec. D.2.2. se obtiene H', con ésta y con ec. D.2.3. determinamos la altura H.

La altura se debe revisar con los siguientes criterios.

E. Niveles de ruido.

El nivel de ruido a 100 ft del punto de descarga a la atmósfera se puede determinar con la siguiente ecuación:

$$L_{100} = L + 10 \log (0.5 M C^2)$$

L se determina de la figura y es la intensidad del ruido a una relación de presión a través de la válvula de seguridad.

M = flujo de masas a través de la válvula

C = velocidad del sonido en el gas en la válvula; ft/s

$$C = 223 (k T / PM)^{0.5}$$

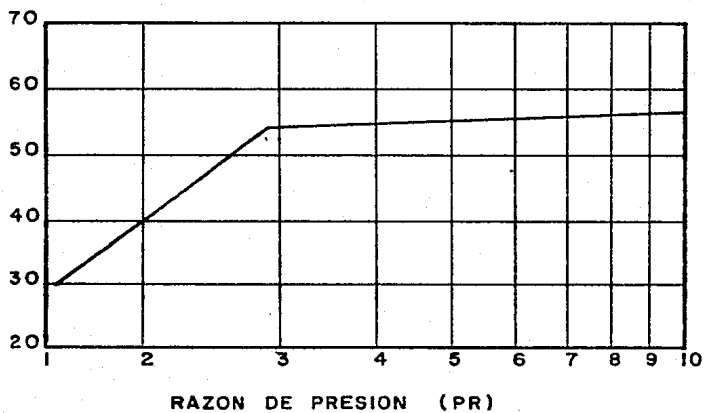
k = relación de calores específicos de gas

T = temperatura del gas; R

PR = relación de presiones corriente arriba y corriente abajo a través de la válvula de seguridad

PR = 3

Nivel de presión del sonido a 100 ft. de
la base de la chimenea menos 10 log. (1/2 MC.²)



Intensidad del ruido a 100 ft. de la base de la chimenea.

FIG. 29

Para transformar $1/2 MC^2$, que está en (ft lb/s), a watts se multiplica por 1.36 .

Ahora se calcula

$$10 \log (1/2 MC^2)$$

y con $PR = 3$ se determina L_{100} . Figura 29

Aplicando la siguiente ecuación se puede determinar el nivel de ruido a cualquier punto deseado.

$$L_p = L_{100} - 200 \log (r/100)$$

L_p = nivel de presión del sonido a la distancia r ; dB

L_{100} = nivel de presión del sonido a 100 ft; dB

r = distancia en ft de la fuente de sonido (boquilla)

Las cargas usadas para transformar un espectro de ruido medido, a la escala A, son las siguientes.

Frecuencia central de banda octava (Hertz)	Corrección para escala -A (dB)
31.5	-39
63	-26
125	-16
250	-9
500	-3
1000	0
2000	1
4000	-1
8000	-1

A continuación se presenta un método sencillo para la suma de dos o más niveles de presión de sonido, en dB. Se empleará la siguiente tabla.

Cuando la diferencia sea... Sumar la cantidad correspondiente al valor más alto.

0 -- 1 dB	3 dB
2 -- 3 dB	2 dB
4 -- 8 dB	1 dB
9 ó más dB	0 dB

Se toman dos valores en decibeles al mismo tiempo (parejas de datos), se aplica la tabla anterior y se obtiene una nueva colección de datos. Se forman parejas de datos nuevamente y se vuelve a aplicar la misma tabla, continuar así hasta obtener un solo resultado.

Para mayor comprensión de este método a continuación se encontrará un ejemplo resuelto.

Ejemplo:

Calcular el nivel de presión de sonido de la escala-A dados los siguientes niveles de presión de sonido correspondientes a diferentes frecuencias centrales, a una distancia de 100 ft de la base de una chimenea de 900 ft de alto.

Frecuencias centrales
de banda octava (Hz)

Nivel de presión
de sonido (dB)

31.5	79
63	77
125	73
250	72
500	66
1000	67
2000	67
4000	69
8000	62

Frec. centrales
bandas octa-
vas (Hz)

Nivel de pre-
sión de soni-
do (dB)

Correc. para
escala-A (dB)

Nivel de de-
presión de
sonido co-
rregido (dB)

31.5	79	-39	40
63	77	-26	51
125	73	-16	57
250	72	- 9	63
500	66	- 3	63
1000	67	0	67
2000	67	1	68
4000	69	- 1	68
8000	62	- 1	61

NPS corregido (dB)

40
51 Diferencia = 11, suma 0 a 51 = 51

64

57
63 Diferencia = 6, suma 1 a 63 = 64

73

63
67 Diferencia = 4, suma 1 a 67 = 68

73

68
68 Diferencia = 0, suma 3 a 68 = 72

73

61

De esta manera, sabemos que el nivel de presión de sonido A-cargado es de 73 dBA a una distancia de 100 ft de la base de la chimenea.

Ahora, para calcular los dBA, a una distancia de 800 ft de la base de la chimenea empleamos la siguiente ecuación:

$$L_p = 73 - 20 \log \frac{805}{135} = 73 - 15.5 = 57.49 \text{ dBA}$$

Si en el punto de interés, el cálculo de sonido cumple con la siguiente tabla, la altura de la chimenea cumple con los criterios de ruido establecidos.

Duración de la exposición horas la día	Nivel máximo permitido (dBA)
8	90
4	93
2	96
1	99
1/2	102

F. Cálculo de la concentración máxima de gas tóxico.

Consideremos que en un determinado momento la flama del quemador elevado se apaga, y la corriente de gases sigue fluyendo.

$$C_{\max} = \frac{39697 \quad V \quad M \quad Dz}{V_w \quad H^2 \quad Dy}$$

$$X_{\max} = \frac{(Z/2-n)}{(H/Dz)}$$

Donde:

- C = concentración máxima en ppm (volumen)
- V = volumen específico del gas tóxico; ft³/lb
- M = descarga en peso del componente contaminante; ton/día
- Dz = coeficiente de difusión vertical
- Vw = velocidad del aire; mph
- H = altura chimenea; ft
- Dy = coeficiente de difusión horizontal
- X = distancia de la chimenea al punto de máxima concentración; ft
- n = factor ambiental

Obteniendo C_{max} se compara con el límite máximo permisible si C_{max} no es mayor, la altura de la chimenea es correcta.

Servicios auxiliares

Como servicios auxiliares se requiere agua de enfriamiento con un rango de temperatura de 32 C a 43 C y una presión de 3.5 kg/cm² .

Agua contra incendio con una presión de 7 kg/cm² y con un número de hidrantes suficientes que cubran toda el área. En lo que a energía eléctrica se refiere, para potencia de 200 HP o mayor requiere de 440 V, 3 fases y 60 Hz; para menor de 0.5 HP y alumbrado 127 V, 1 fase y 60 Hz.

No se tiene disponible vapor, ni se producirá en las terminales por motivos de seguridad. Los vapores de las sustancias almacenadas pueden ser explosivos y no se desea tener zonas en donde exista fuego.

4.13. Métodos de estimación de costos

Determinación económica de una variable.

En general, cuando en un proceso, unidad y operación unitaria una variable (diámetro, capacidad, aislamiento, espesores...) puede repercutir en una inversión y en el funcionamiento es necesario evaluar su valor óptimo. El valor óptimo económico de una variable debe cumplir con todos los reglamentos de seguridad y con las necesidades.

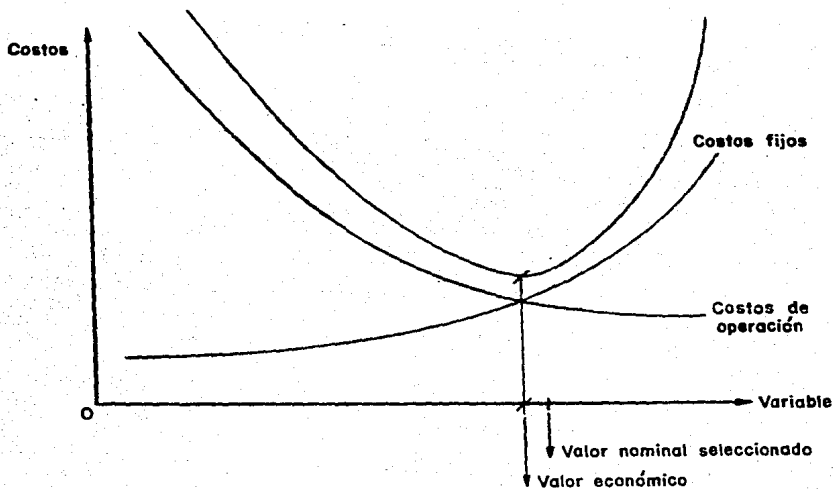
La evaluación del valor óptimo económico de una variable requiere de información amplia de costos y puede ser determinada en forma analítica o gráfica.

Generalmente se divide a los costos en dos amplias ramas: costos fijos y costos de operación. Los costos fijos permanecen constantes y son, prácticamente, independientes de la capacidad de operación del equipo; incluyen aspectos como: depreciación, seguros, intereses, impuestos y parte del mantenimiento. Los costos de operación o en ocasiones llamadas variables, dependen de la capacidad de operación del sistema. Incluyen costo de materias primas, mano de obra, servicio auxiliares y mantenimiento.

Para optimizar cualquier sistema es necesario conocer los costos fijos y de operación en función de la variable que se estudia o su valor a diferentes puntos. Ya sea en forma grá-

fica o analítica se suman los costos fijos y de operación, a esta suma se le llama costos totales.

En caso de ser un análisis gráfico inmediatamente se observa que la curva presenta un punto donde los costos totales se reducen o son mínimos. Este es el valor óptimo económico. Para el método analítico se suman las dos funciones de costos y se diferencia respecto a la variable e iguala a cero. Por último, se ajusta a un valor nominal de la variable.



Costo de compresores y bombas con accionamiento.

La estimación del costo de estos equipos puede hacerse por la ecuación de capacidades cuando se conoce un costo de un equipo similar o de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

Vigencia: Mayo 1986.

Bombas centrífugas accionadas por motor eléctrico:

$$C = 916\ 000 + 44.2 (\text{gpm} \times \text{psi})$$

Rango : 300 a 50 000 gpm x psi

$$C = 1\ 032\ 000 + 32 (\text{gpm} \times \text{psi})$$

Rango > 50 000 gpm x psi

C : Moneda nacional

gpm x psi : capacidad x cabeza

Compresores centrifugos accionados por motor eléctrico:

C = 27 000 000 + 196 000 bHP

bHP : potencia al freno

Rango : 100 a 4 000 bHP

C : Moneda nacional

Compresores centrifugos accionados por turbina de vapor:

C = 13 113 000 + 253 790 bHP

Rango : 100 a 4 000 bHP

C : Moneda nacional

bHP : Potencia al freno

Compresores reciprocantes accionados por motor eléctrico:

C = 43 471 500 + 224 000 bHP

Rango : 100 a 4000 bHP

C : Moneda nacional

bHP : Potencia al freno

Compresores reciprocantes accionados por turbina de vapor:

C = 10 036 000 + 236 500 bHP

C : Moneda nacional

Rango : 100 a 04000 bHP

bHP : Potencia al freno

Costo de recipientes a presión

El costo de recipientes a presión o tanques de almacenamiento puede ser estimado de tres formas:

a) Por relación de capacidades.

b) Por peso del equipo.

c) Por costo del material empleado y mano de obra.

a) Por relación de capacidades:

Si tenemos información del costo de un recipiente con una capacidad diferente a la que requerimos se aplica la fórmula.

$$\text{COSTO B} = \text{COSTO A} \left(\frac{\text{CAPACIDAD A}}{\text{CAPACIDAD B}} \right)^n \left(\frac{\text{INDICE B}}{\text{INDICE A}} \right)$$

El exponente n tiene valores diferentes. Si se trata de un recipiente tipo salchicha 0.85 ó 0.5 si es esférico.

El costo se obtiene en condiciones L.A.B. iguales.

b) Por peso del equipo

Probablemente es el método que más se emplea para estimar el costo de los recipientes a presión. Cuando se trabaja durante un tiempo haciendo este tipo de trabajo, es conveniente en base a costos reales graficarlos establecer una gráfica para poder evaluar con rapidez. O una ecuación que para los equipos se comporta como:

$$C = a W^b$$

Para recipientes de fabricación nacional tenemos:

Material	Constantes a	b
Acero al carbón	37 595	-0.34
Acero inoxidable T-304-L	106 349	-0.34
Acero inoxidable T-316-L	133 256	-0.34
Acero al carbón SA-285-C	63 802	-0.42
Acero al carbón SA-515-70	15 391	-0.22
Acero de baja SA-203-B	89 754	-0.37

C : Costo L.A.B. Área metropolitana; pesos/kg

W : Peso del equipo; kg

Vigencia: Marzo, 1986.

Para recipientes de fabricación en los Estados Unidos de Norteamérica tenemos la siguiente información:

	a	b
Acero al carbón	43.7228	-0.34
Acero inoxidable	165.2288	-0.34
Tanques salchicha de acero SA-S15-70	4.5090	-0.1762
Tanques esféricos SA-S15-70	7.5200	-0.8449

Vigencia: Enero 1986.

C: Costo L.A.B. planta de construcción; US/lb

W: Peso del equipo; lb

Costo del aislamiento

Espuma de poliuretano espreada

C = 550 000 V

Incluyendo acabados para baja temperatura

C: costo en moneda nacional

V: volumen de material aislante, m³

Vigencia: Enero, 1986

Espuma de poliestireno expandido

C = 750 000 V

Incluyendo acabados para baja temperatura

C: costo en moneda nacional

V: Volumen de material aislante, m³

Vigencia: Enero, 1986

c) Costo de cambiadores de calor

La estimación del costo de cambiadores de calor puede hacerse por medio de la ecuación de relación de capacidades empleando como exponente 0.6 , o por medio de las ecuaciones:

Fabricación nacional

$$C = (180 446 A^{-0.5981}) P F R$$

Fabricación extranjera

$$C = (701 A^{-0.56698}) P F R$$

Vigencia: Enero, 1986.

Rango: 350 a 5000 ft²

C: costo por pie cuadrado LAB planta armadora, moneda nacional

C': dólares americanos

P: Factor de costo por concepto de diámetro externo de los tubos, pitch, y arreglo.

F: Factor de costo por tipo de cabezal de entrada según TEMA

R: Factor de costo por tipo de cabezal de salida según TEMA

Si el cambiador de calor cumple con las siguientes bases:

Tipo	AES
Tubos	3/4 O 15 BWG 20 pies de largo con costura
Pasos	1 ó 2
PD	menor o igual a 150 psig para tubos y coraza
Materiales	Acero al carbón

Entonces: $P = 1$ $F = 1$ $R = 1$

Los factores de corrección son muy fáciles de calcular, aunque el procedimiento completo es tedioso y largo. Si se siguen las siguientes indicaciones de obtiene un mejor estimado del costo.

Factor de cambio en el pitch y arreglo.

$$P = 0.75 (\text{Pitch})^2 (a/do)$$

a: Constante que depende del tipo de arreglo
para 45 ó 90 grados = 1
para 30 ó 60 grados = 0.85

do: Diámetro externo de los tubos; in

Tabla Factor de costo por concepto del tipo de cabezal de entrada F según TEMA.

T i p o	F a c t o r F
Sin cabezal de entrada	0.9223
B bonete o cubierta integrada	0.9709
A cabezal removible	1.0000
N cubierta removible con espejo	1.0194
C cubierta removible con espejo	1.0388
D alta presión	1.6505

Tabla Factor de costo por concepto del tipo de cabezal de salida F según TEMA.

T i p o	F a c t o r F
S cabezal flotante	1.0000
M tubos fijos, como B	0.8000
N tubos fijos, como N	0.8500
L tubos fijos, como A	0.8300
U haz con tubos en U	0.9000
T cabezal flotante	1.0500
F cabezal flotante empacado externo	1.0400
W espejo flotante con sello externo	1.0200

Además de estas conexiones existen otros factores que afectan el costo del equipo, por cambios en su construcción, en materiales o presiones de diseño que pueden ser importantes en el momento de elegir entre un arreglo u otro.

De manera que el costo por pie cuadrado que se obtiene inicialmente se ve afectado por $(1 + \Sigma F)$ y el costo libre a bordo del equipo es:

$$\text{Nacional} \quad C.LAB = C (1 + \Sigma F) A$$

$$\text{Importación} \quad C'.LAB = C' (1 + \Sigma F) A$$

C.LAB : Costo por unidad libre a bordo planta armadora moneda nacional.

C'.LAB: Costo por unidad libre a bordo planta armadora dólares americanos.

ΣF : Suma total de factores de corrección por cambios en la construcción del envolvente y tubos.

A : Area de transferencia de calor (pies cuadrados).

La suma total de factores de corrección se define como:

$$\Sigma F = C_s + C_L + C_{npt} + C_{pE} + C_x + C_{mt} + C_{mE} + C_{mc} + C_{mts} + C_g$$

Donde cada factor corresponde a cambios respecto al cambiador tomado como base:

Conexión por tipo de envolvente, Cs.

Tipo según TEMA	Factor Cs
Sin coraza, cambiador de calor abierto	-0.200
E un paso	0
J flujo dividido	0
X flujo cruzado	0
G flujo dividido	0.050 ó 0.100
H doble flujo dividido	0.125
F dos pasos con baffle longitudinal	0.175
K rehervidor	0.275

Corrección por longitud de tubos menor a 20 pies, CL:

$$CL = (1 - L/20) \left(1.5 - \frac{0.002083 (D_i - 12)}{1 - L/20} \right)$$

L = 20

CL = 0

L < 20

CL > 0

L > 20

NO SE APLICA

Di = diámetro del envolvente; in

L = longitud del tubo; ft

Corrección por número de pasos por los tubos mayor a 2, Cnpt

$$Cnpt = \frac{npt - 1}{100}$$

npt : número de pasos por los tubos

Corrección por presiones de diseño mayores a 150 psig, Cpt y CpE

Corrección por presión de diseño mayor a 150 psig para tubos,
Cpt:

$$Cpt = (Pdt/150 - 1) (0.035 + 0.00056 (Di - 12))$$

Pdt: presión de diseño por los tubos; psig

Di : diámetro interno de la coraza; pulgadas

Corrección por presión de diseño mayor a 150 psig para envolvente, Cpe:

$$Cpe = (Pde/150 - 1) (0.07 + 0.00016 (Di - 12)) + X$$

$$X = 0.3539 + 0.185 Di - 1.8574 E-3 Di^2$$

Pde : presión de diseño por la coraza; psig

Di : diámetro interno de la coraza; in

X : factor de ajuste para presiones de diseño por la coraza en caso de tener presiones mayores a 2000 psig y $10 \leq Di \leq 60$

Factor de ajuste por junta de expansión, Cx:

Cuando por la operación del equipo se espera que la expansión térmica requiera del uso de una junta de expansión que se incorpora entre la coraza y el haz de tubos fijos del cambiador.

Existen dos tipos de juntas de expansión; la de tubo bridada y la de fuelle. La primera aunque más barata se limita a un 3/16" de expansión, en caso de expansiones térmicas mayores se sugiere el uso de la junta de fuelle.

Corrección por presión de diseño mayor a 150 psig para envolvente, Cpe:

$$Cpe = (Pde/150 - 1) (0.07 + 0.00016 (Di - 12)) + X$$

$$X = 0.3539 + 0.185 Di - 1.8574 E-3 Di^2$$

Pde : presión de diseño por la coraza; psig

Di : diámetro interno de la coraza; in

X : factor de ajuste para presiones de diseño por la coraza en caso de tener presiones mayores a 2000 psig y $10 \leq Di \leq 60$

Factor de ajuste por junta de expansión, Cx:

Cuando por la operación del equipo se espera que la expansión térmica requiera del uso de una junta de expansión que se incorpora entre la coraza y el haz de tubos fijos del cambiador.

Existen dos tipos de juntas de expansión; la de tubo bridada y la de fuelle. La primera aunque más barata se limita a un $3/16$ " de expansión, en caso de expansiones térmicas mayores se sugiere el uso de la junta de fuelle.

Junta de expansión tipo:

bridada $Cx = 0.4646 - 88.4149 E^{-3} \ln Di$

de fuelle $Cx = 0.7833 - 0.1495 \ln Di$

Di : diámetro interno de la coraza, pulg.

$10" \leq Di \leq 160"$

Corrección por materiales de construcción

Corrección por materiales de construcción

Cmt = 0.925 (M1 - 1) For material en tubos

Cms = 0.1 (M2 - 1) For material en coraza

Cmc = 0.06 (M2 - 1) For material en bafles

Cmts = 0.04 (M2 - 1) For material en espejos

M1 : costo relativo de tubos de aleaciones respecto a acero al carbón soldado.

M2 : costo relativo de placa de aleaciones respecto a acero al carbón.

Corrección por calibre de tubos, C_g :

$$C_g = Y (g - 1)$$

Donde: $g = 44.99 \text{ RWG}^{-1.4682}$

$$Y = 0.129 + 0.0016 (D_i - 12)^2 (d_o / 0.75 (P_i))^a$$

Y : costo de un haz de tubos de acero al carbón en función del costo total de un cambiador de calor de acero al carbón.

D_i : diámetro interno de la coraza; in

d_o : diámetro externo de los tubos; in

P_i : pitch; in

a : constante, función del arreglo

$a = 0.85$ 30 ó 60 grados

$a = 1.0$ 45 ó 90 grados

Suma total de correcciones FT

$$FT = C_s + C_L + C_{npt} + C_{pt} + C_{pe} + C_x + C_{mt} + C_{ms} + C_{mc} + C_{mts} + C_g$$

$$\text{Costo LAB} = \text{costo unitario} (1 + FT) \text{ área}$$

5. Ejemplos

5.1. Unidad de almacenamiento y distribución de amoniaco

Bases de diseño

1. Se desea instalar en la ciudad de Guadalajara, Jalisco, una unidad de distribución de amoniaco. La capacidad de la unidad debe ser de 5 000 toneladas.
2. La unidad recibirá el amoniaco por medio de furgones de ferrocarril. La descarga se efectuará en dos turnos diarios de seis horas efectivas (se consideran cuatro para maniobras) y los días hábiles de lunes a viernes. En total se disponen de sesenta horas de descarga.
3. Sólo será posible descargar entre veinte y veintisiete furgones (por semana) de veintidós toneladas cada uno. Esto representa entre 2,200 y 2,970 toneladas por semana.
4. No se considera carga a nodrizas.
5. La unidad debe enviar amoniaco a una planta de sulfato de amonio que consume 2,500 toneladas por semana.

6. La capacidad de almacenamiento será de catorce días de operación de la planta de sulfato de amonio.
7. La capacidad de descarga de furgones a la unidad será de treinta y una toneladas por hora y cincuenta toneladas por hora. Flujos normal y de diseño respectivamente.
8. El envío a la planta de sulfato de amonio será de quince toneladas por hora, considerando amoniaco líquido a doscientos setenta y cuatro grados Kelvin (un grado centígrado).
9. Se dispone de agua de enfriamiento a doscientos noventa y ocho grados Kelvin (veinticinco centígrados) y de vapor saturado a tres bar; energía eléctrica en voltajes y amperajes necesarios, aire comprimido y aire de instrumentos.
10. En arribos extraordinarios de furgones, la descarga puede aumentar a tres turnos diarios o a siete días por semana.
11. Las condiciones de operación de los recipientes de almacenamiento serán de doscientos setenta y cuatro grados Kelvin (un grado centígrado) y cuatro punto seis bar.

12. Por razones de operación se debe considerar un mínimo de dos recipientes de almacenamiento, una unidad de relevo para todos los equipos rotatorios y un sobrediseño del diez por ciento en los equipos de transferencia de calor. En todos los casos deberá interconectarse a las unidades para que puedan funcionar indistintamente.

13. Los carrotanques arriban a temperatura ambiente y tres bar de presión arriba de la presión del recipiente de almacenamiento.

Localización:	Guadalajara, Jalisco.
Fluido almacenado:	Amoniaco
Capacidad:	5 000 ton
Temperatura de almacenamiento:	272 K
Presión de almacenamiento:	4.6 bar
Alimentación diaria:	600 ton
Temperatura de alimentación:	293 K
Presión de alimentación:	5 bar
Descarga diaria:	500 ton
Temperatura de descarga:	293 K
Presión de descarga:	4.3 bar

Servicios

Agua de enfriamiento

Temperatura de alimentación:	293 K
Temperatura máxima de retorno:	303 K

Vapor saturado

Presión:	3 bar
Temperatura:	408 K

Aire comprimido

Presión	7 bar
----------------	-------

Resultados

Capacidad:	5 000 ton
Recipientes:	2
Tipo:	Esferas
Compresores:	2
Tipo:	Reciprocantes
Condensadores:	2
Tipo:	Tubos y coraza

Recipientes

Cantidad:	2
Tipo:	Esferas
Capacidad:	2 500 ton
Volumen al 100 %:	3 830 m ³
Diámetro:	19.2 m
Area:	1 184 m ²
Presión de operación:	4.6 bar
Temperatura de operación:	274 K
Presión de diseño:	5 bar
Temperatura de diseño:	250 K
Material de construcción:	SA-204-B
Espesor de pared:	19 mm
Radiografiado de soldadura:	100 %
Recubrimiento anticorrosivo:	Epóxico de minio
Aislamiento:	Poliestireno espreado

Espesor de aislamiento: 38 mm
Acabado del aislamiento: Pintura vinilacrilica blanca
Costo por unidad: 66 000 000.00 M.N.

Compresores

Cantidad: 2
Tipo: Reciprocantes
Número de etapas: 1
Potencia al freno: 450 kw
Flujo de succión: 72 kg/min 20 m³/min
Flujo de descarga: 72 kg/min 9 m³/min
Temperatura de succión: 274 K
Temperatura de descarga: 445 K
Entalpia de succión: 523 kJ/kg
Entalpia de descarga: 872 kJ/kg
Diferencia de entalpias: 350 kJ/kg
Costo por unidad: 115 200 000.00 M.N.

Condensadores

Cantidad: 2
Tipo: AES 1-2

Tubos

Material:	SA-210
Diámetro:	25.4 mm
BWG:	14
Pitch:	Triangular
Longitud:	4 572 mm
Número:	1 440

Coraza

Material:	SA-53-B
Diámetro:	1 397 mm
Costo por unidad:	2 500 000.00 M.N.

Costo recipientes:	132 000 000.00
Costo compresores:	230 400 000.00
Costo condensadores:	5 000 000.00
Costo total:	367 400 000.00

5.2. Unidad de almacenamiento y distribución de etileno

Bases de diseño

1. Se desea instalar una unidad de almacenamiento y refrigeración para etileno en Morelos, Ver., con una capacidad total de 1670 toneladas.
2. La unidad recibirá el etileno de una planta anexa, a través de tubería.
3. La alimentación será constante y el gasto normal de alimentación será de 20 toneladas por hora y el máximo de 30 toneladas por hora. El consumo normal será de 20 y el máximo de 30.
4. Las condiciones de alimentación y distribución serán de 233.15 K y 13.30 bar.
5. Se consideran 300 días de operación continua.
6. Las condiciones del lugar presentan 283.15 K como temperatura mínima extrema, bulbo húmedo promedio 301.15 K, bulbo seco promedio 298.76 K y vientos marinos. Humedad máxima promedio 95% y mínima promedio 50%, promedio anual 82%.
7. La unidad deberá alimentar a una planta que consume etileno a razón de 20 toneladas por hora como consumo normal y un máximo de 30. Las condiciones de la corriente serán 233.15 K y 13.30 bar. La alimentación será por tubería.

Localización:	Morelos, Veracruz.
Fluido almacenado:	Etileno
Capacidad:	1670 ton
Temperatura de almacenamiento:	233 K
Presión de almacenamiento:	13.6 bar
Alimentación diaria:	20 ton
Temperatura de alimentación:	233 K
Presión de alimentación:	13.6 bar
Descarga diaria:	20 ton
Temperatura de descarga:	233 K
Presión de descarga:	13.6 bar

Servicios

Agua de enfriamiento

Temperatura de alimentación:	298 K
Temperatura máxima de retorno:	308 K

Vapor saturado

Presión:	3 bar
Temperatura:	408 K

Aire comprimido

Presión:	7 bar
----------	-------

Resultados

Capacidad:	1670 ton
Recipientes:	2
Tipo:	Esferas
Compresores:	2
Tipo:	Multietapas

Recipientes

Cantidad:	2
Tipo:	Esferas
Capacidad:	835 ton
Volumen al 100% :	1955 m ³
Diámetro:	15.5 m
Area:	756 m ²
Presión de operación:	13.6 bar
Temperatura de operación:	233 K
Presión de diseño:	16.2 bar
Temperatura de diseño:	225 K
Material de construcción:	SA-202-A
Espesor de pared:	19 mm
Radiografiado de soldadura:	100%
Recubrimiento anticorrosivo:	Inorgánico de zinc
Aislamiento:	Poliuretano esparado
Espesor de aislamiento:	152 mm
Costo de unidad:	35 000 000 M.N.

Compresores

Cantidad:	3
Tipo:	Multietapas
Número de etapas:	3
Potencia al freno:	260.99 kw
Flujo de succión:	142 kg/min 5.3 m ³ /min
Flujo de descarga:	142 kg/min 2.2 m ³ /min
Temperatura de succión:	233 K
Temperatura de descarga:	311 K
Entalpia de succión:	209 kJ/kg
Entalpia de descarga:	340 kJ/kg
Diferencia de entalpías:	131 kJ/kg
Costo por unidad:	78 000 000.00 M.N.
Costo recipientes:	70 000 000.00 M.N.
Costo compresores:	78 000 000.00 M.N.
Costo total:	148 000 000.00 M.N.

5.3. Tanque de almacenamiento de óxido de etileno para una planta productora de productos tensoactivos

Bases de diseño

1. Se desea instalar en una planta productora de tensoactivos un tanque de almacenamiento de óxido de etileno, en Sta. Clara Coatitla, Estado de México.
2. El consumo mensual de la planta fluctúa entre noventa y ciento veinte toneladas.
3. La planta recibirá el óxido de etileno por medio de furgones de ferrocarril.
4. La capacidad del tanque será de cincuenta y dos toneladas.
5. El horario de recepción variable y se podrán recibir entre noventa y ciento veinte toneladas mensuales.

6. Tanto la descarga como la alimentación se hará por medio de tubería. En ambos casos aprovechando las diferencias de presiones, por gravedad, no se requiere de sistema de bombeo.

7. No se prevén aumentos de producción en los próximos diez años.

8. Normalmente se recibirán uno o dos carrotanques por semana.

Localización:	Santa Clara Coatitla, Edo. de Mex.
Fluido:	Oxido de etileno
Capacidad:	52 ton
Presión de almacenamiento:	5 bar
Temperatura de almacenamiento:	268 K
Presión de alimentación:	6 bar
Temperatura de alimentación:	288 K
Presión de descarga:	3 bar
Temperatura de descarga:	285 K

Servicios auxiliares

Sistema de enfriamiento

Salmuera de enfriamiento

Temperatura de alimentación:	263 K
Temperatura de retorno:	283 K

Sistema de inertización

Nitrógeno

Presión:	6 bar
----------	-------

Resultados

Capacidad: 52 ton
Recipientes: 1
Tipo: Cilindrico horizontal

Recipientes:

Cantidad: 1
Tipo: Cilindrico horizontal
Capacidad: 52 ton
Volumen al 100 %: 50 m³
Diámetro: 3 050 mm
Longitud recta: 5 126 mm
Longitud: 8 200 mm
Area: 100 m²
Presión de operación: 5 bar
Temperatura de operación: 266 k
Presión de diseño: 10 bar
Temperatura de diseño: 250 K
Material de construcción: SA-285-C
Espesor de pared: 16 mm
Espesor tapas: 13 mm
Radiografiado de soldadura: 100 %
Recubrimiento: Primario epóxico de minio
RPG-9
Aislamiento: Poliuretano espreado
Espesor de aislamiento: 50 mm

Acabado del aislamiento:	Pintura vinilacrilica
Sistema de enfriamiento:	Serpentín
Diámetro de tubos:	50 mm
Longitud:	4 200 mm
Número:	8
Material:	Acero inoxidable T-304-L
Cédula:	40
Peso del tanque:	12 500 kg (aprox.)

Costo: 75 000 000.00 M.N.

6. Conclusiones

Hemos desarrollado tres ejemplos, con sustancias diferentes: etileno, óxido de etileno y amoniaco. Las propiedades físicas y químicas justifican el tratamiento diferente a cada uno de ellas.

	Etileno	Oxido de etileno	Amoniaco
Temperatura de almacenamiento	233 K	268 K	272 K
Presión de almacenamiento	13.6 bar	5 bar	4.6 bar

Estas condiciones de almacenamiento son el resultado del análisis de las curvas respectivas de presión de vapor contra temperatura, además del análisis técnico-económico realizado.

La mayoría de las veces cuando se trata de determinar condiciones de almacenamiento a gran escala el aspecto económico toma gran importancia, sin que el técnico la pierda, pero la teoría nos da un sinnúmero de opciones para lograr nuestro objetivo.

Podríamos pensar en almacenar el etileno a temperatura ambiente (298 K) en estado líquido sería prácticamente imposible pues rebasamos el punto crítico, entonces pensamos en al-

macenarlo a la presión atmosférica a nivel del mar en estado líquido, bajo estas condiciones estamos hablando de 167 K aproximadamente (-106 C).

Siendo optimistas podríamos diseñar un sistema que lograra esta temperatura, es aquí donde interviene el aspecto económico, sin lugar a dudas, de esta manera nuestros costos se incrementarían y de ninguna forma sería atractiva la inversión.

Las propiedades físicas y químicas de algunas sustancias hacen peligroso su manejo y almacenamiento. Esto nos obliga a poner especial atención en las medidas de seguridad que deben guardarse, y en este aspecto consideramos que no debe escatimarse, pues de esas medidas depende la seguridad de operación que tendrá el sistema.

El óxido de etileno debido a sus características resulta ser un fluido de manejo delicado, en este caso se ha optado por la instalación de un sistema cerrado presionado a través de un gas inerte, de esta manera, el fluido circula por diferencia de presiones y se elimina el empleo de bombas centrifugas. El óxido de etileno se polimeriza de una forma muy violenta y la fricción que tendría con una bomba centrífuga podría provocarnos una explosión al elevarse la temperatura.

Ahora veamos el amoniaco, el fluido más dócil de los tres. Sus propiedades físicas y químicas (a diferencia del etileno) nos permite mayor libertad en su manejo, ya que se licúa fácilmente a pocas atmósferas de presión. El amoniaco no arde al aire libre y debido a su temperatura crítica de 406 K, el amoniaco puede ser transportado a través de bombas centrifugas o por diferencia de presiones según se requiera.

De esta manera se comprueba la importancia que tiene el conocer las propiedades físicas y químicas. Estas propiedades y el criterio profesional nos plantean distintas alternativas, que por un lado nos elimina el empleo de bombas centrifugas y por otro optamos por un sistema cerrado y presionado por un inerte, quizás éste podría representar una mayor inversión, pero así aumenta considerablemente la seguridad del sistema.

Sin lugar a duda el sistema más caro o de mayor inversión es aquél en el que las condiciones se alejan más de las condiciones ambientales.

Es de nuestro interés hacer ver al lector los diferentes aspectos que se deben cuidar en cada caso, no solamente en estas tres sino en el manejo de cualquier fluido en un sistema de refrigeración criogénica. La evaluación económica de un sistema de refrigeración no es tarea fácil, son muchos los aspectos que se ven involucrados, la mayor eficiencia posible, ahorro de energía, materiales de construcción, disposi-

tivos de seguridad que protejan tanto la operación, como los mismos equipos. Si a todo esto agregamos nuestro índice inflacionario, nos convenceremos que el diseño de un sistema de refrigeración es una labor de equipo y nunca de una sola persona.

7. Apéndice I

Las ecuaciones de diseño de compresores se basan en los siguientes principios:

Conservación de la masa, principio del momento lineal o segunda ley de Newton y en la primera y segunda ley de la termodinámica. Para el diseño y selección de compresores existen fórmulas y tablas simplificadas pero consideramos importante mencionar el fundamento teórico para llegar a obtener las fórmulas consideradas como prácticas y justificar su uso.

Los principales términos que intervienen en un balance de energía son: energía potencial, energía cinética, energía de presión, energía interna, calor y trabajo.

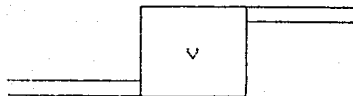
Para tener una base para el estudio de un fluido en movimiento a través de cualquier sistema se hacen las siguientes consideraciones:

- a) El flujo es unidireccional y en cualquier sección pueden evaluarse o definirse las propiedades termodinámicas, cinéticas y dinámicas; entrada o salida.
- b) También nos basamos en que las propiedades del fluido no cambian de punto a punto a lo largo de cualquier línea perpendicular a la dirección del fluido. Las propiedades evaluadas o asignadas para cada sección tienen valores que representan promedios para la sección completa.

La ley de la conservación de la masa para fluidos en movimiento se expresa como una ecuación de continuidad, que se aplica a un volumen definido. El volumen definido o volumen de control es un volumen arbitrario determinado como una superficie de control que puede o no estar delimitada por fronteras físicas. Al Ingeniero Químico esto se le simplifica porque generalmente coincide con una barrera física. Para validar las suposiciones a y b se considera que la superficie de control es perpendicular al flujo, además de que la entrada y salida del fluido están fijas en el espacio. De acuerdo con esto el volumen de control está inmóvil y bien señalado.

En forma sencilla y en palabras se puede escribir que el balance de materia o ecuación de continuidad debe cumplir con:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación de masa} \\ \text{en el volumen de} \\ \text{control} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \text{Cantidad} \\ \text{de masa} \\ \text{que entra} \end{array} \right\} - \left\{ \begin{array}{l} \text{Cantidad} \\ \text{de masa} \\ \text{que sale} \end{array} \right\}$$



V = Volumen de control

La acumulación de masa en el volumen de control V se puede escribir como:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \, dV$$

Donde:

t = tiempo

ρ = densidad

Que representa el cambio con respecto al tiempo de la cantidad de masa que se encuentra dentro del volumen de control o sistema. La cantidad de masa que sale del volumen de control se obtiene integrando sobre el área de las superficies de entrada y salida A .

$$\int_A \rho \, \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \, dA$$

Donde los vectores \mathbf{u} y \mathbf{n} representan la velocidad del fluido y un vector normal a la superficie de control. Por tanto el producto escalar $\mathbf{u} \cdot \mathbf{n}$ es el componente de la velocidad normal a la superficie, positivo para el caso en que sale de la superficie y negativo cuando entra.

La ecuación de continuidad se escribe como:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \, dV + \int_A \rho \, \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \, dA = 0$$

Si $V \rightarrow 0$ podemos escribir en forma diferencial esta ecuación

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \mathbf{u} = 0$$

Donde $\nabla \cdot \rho \mathbf{u}$ representa la cantidad de masa velocidad.

De acuerdo con la suposición b, para cada sección se puede determinar una velocidad uniforme y la densidad del fluido es la misma para las superficies de entrada y salida.

Para cada corriente puede expresarse:

$$\int_A \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \, dA = \pm (\rho_i u_i A_i)$$

Cuando se trata de una corriente que sale del sistema el signo es positivo, para las corrientes que entran, negativo. Si existen varias corrientes:

$$\int_A \rho \mathbf{u} \cdot \mathbf{n} \, dA = \sum_{i=1}^n (\rho_i u_i A_i)$$

Incluyendo el operador Δ para indicar la diferencia entre las corrientes que salen y entran la ecuación de continuidad se simplifica a:

$$\frac{dm}{dt} + \Delta (\rho \mu A) = 0 \quad \text{A.1.1.}$$

La ley de la conservación de la energía puede escribirse simplemente como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Acumulación de la} \\ \text{energía en el volumen} \\ \text{de control o sistema} \end{array} \right\} + \left\{ \begin{array}{l} \text{la cantidad de energía} \\ \text{transportada fuera de} \\ \text{la superficie de control} \end{array} \right\} = 0$$

En el caso en que el cambio en energía potencial y cinética sea despreciable, el primer término sólo representa la magnitud en el cambio de la energía interna del fluido dentro del

volumen del control en cualquier instante. En términos matemáticos:

$$\frac{d(m\mu)_v}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho \mu dV$$

A.1.2

Una representación matemática de la segunda ley de la termodinámica debe incluir varios mecanismos de transporte como: energía interna del fluido que cruza las fronteras del sistema, cinética, potencial. Esta contribución se representa como:

$$\int_A \rho \left(\mu + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) \mu \cdot n dA$$

A.1.3

La energía puede fluir a través del sistema en forma de calor, que en forma integral se describe como:

$$\int_{A_t} \mathbf{q} \cdot \mathbf{n} dA$$

A.1.4

\mathbf{q} es el vector del flujo de calor y A_t el área total por la que puede transferirse el calor.

Finalmente, la energía puede transportarse en forma de trabajo.

Debe definirse la velocidad de la superficie en movimiento y el vector de esfuerzo a la superficie de control:

$$\dot{W} = - \int_{A_t} \mathbf{t} \cdot \mathbf{v} dA$$

A.1.5

Si combinamos las ecuaciones A.1.2 a A.1.5 tenemos la ecuación de energía que representa un fluido en movimiento.

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho u dV + \int_A \rho \left(u + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) u \cdot n dA + \int_{A_t} \dot{q} \cdot n dA - \int_{A_t} \dot{t} \cdot V dA = 0 \quad \text{A.1.6}$$

que incluye todos los mecanismos por lo que se puede transferir la energía. El término $\frac{d}{dt} \int_V \rho u dV$ puede ser escrito de la forma: $\frac{d(mu)}{dt}$ y representa el cambio de energía interna con respecto al tiempo para una masa dentro del volumen de control o del sistema. El término $\int_A \rho \left(u + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) u \cdot n dA$ se aplica sólo a las entradas y salidas. Si se aplica la idealización b, en que las propiedades del fluido ρ, u, u^2 y z pueden considerarse uniformes y se da un valor promedio para cada área de entrada o salida puede transformarse en:

$$\int_A \rho \left(u + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) u \cdot n dA = \sum_{i=1}^n \left(u_i + \frac{u_i^2}{2g_c} + \frac{z_i g}{g_c} \right) \rho_i u_i A_i$$

Para esta sumatoria se consideran positivas las salidas y negativas las entradas, por lo tanto:

$$\sum_{i=1}^n \left(u_i + \frac{u_i^2}{2g_c} + \frac{z_i g}{g_c} \right) \rho_i u_i A_i = \Delta \left\{ \left(u + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) m \right\}_i$$

$$\int_{A_t} \dot{q} \cdot n dA = -\dot{Q}$$

Este término representa el calor transferido fuera del volumen del sistema y se considera positivo cuando se transfiere calor hacia el interior del sistema. El

término del trabajo puede dividirse en el hecho por las su-

perfiles sólidos en movimiento, y el transmitido por el fluido en movimiento en las entradas y salidas. Para las entradas.

Se define $\frac{\rho_i A_i}{V_i} = m_i$, resulta:

$$-\int_{A_c} \mathbf{t} \cdot \mathbf{V} \, dA = \dot{W} + \sum_{i=1}^n P_i \rho_i \mathbf{u}_i \cdot \mathbf{n} A_i = \dot{W} + \sum_{i=1}^n (P_i V_i m_i)$$

Si aplicamos el valor positivo para las salidas y negativo para las entradas la $\sum_{i=1}^n (P_i V_i m_i)$ se convierte en: ΔPVm

que debe evaluarse para todas las corrientes en movimiento.

Todas las simplificaciones nos dan una nueva ecuación más sencilla:

$$0 = \frac{d(mU)_v}{dt} + \Delta \left(\left(u + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{2g_c} \right) m \right)_i - \dot{Q} + \dot{W} + \Delta(PV m) \quad \text{A.1.7}$$

y si recordamos la definición de entalpía:

$$H = U + PV \quad \text{A.1.8}$$

Combinando los términos y aplicando la ecuación A.1.8 se puede reducir la ecuación A.1.7 a:

$$\frac{d(mU)_v}{dt} + \Delta \left(\left(H + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) m \right)_i = \dot{Q} - \dot{W} \quad \text{A.1.9}$$

Esta ecuación es la que se usa con frecuencia en termodinámica para representar el balance de energía de procesos de flujo. Tiene limitaciones que se deben a las idealizaciones y aproximaciones impuestas durante su formulación, que son:

- El volumen de control o del sistema no tiene movimiento integral y las superficies de entrada y salida se encuentran fijadas en el espacio.
- Los cambios de energía potencial y cinética del fluido dentro del volumen de control se llevan a cabo en proporciones despreciables y la ecuación no contempla un término que evalúa estos cambios. Esto implica que la evaluación sea medida a partir del centro de masa del sistema.
- El flujo es unidireccional desde la entrada hasta la salida y la superficie de control perpendicular a la dirección de éste.
- Las propiedades del fluido se consideran constantes para toda la superficie de control en la entrada y salida; ya que, se puede considerar un promedio para estas propiedades.

Esta ecuación puede ser simplificada si se multiplica por dt y se integra desde $t = 0$ hasta $t = t$:

$$\Delta (m u)_V + \int_0^t \Delta \left(\left(H + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{z g}{g_c} \right) m \right)_x dt = \dot{Q} - \dot{W} \quad A.1.10$$

En forma diferencial se puede expresar:

$$d(m u)_V + \Delta \left(\left(H + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{z g}{g_c} \right) dm \right)_x = d\dot{Q} - d\dot{W}$$

El término del trabajo en esta ecuación incluye trabajo por una flecha o parte sólida en movimiento como expansión o compresión del sistema.

En el caso de un proceso de flujo a régimen permanente el cambio de energía interna $m u$ del sistema es constante y $d(m u)_V$ igual a cero. De acuerdo con la suposición de que la superficie se encuentra fija en el espacio $d\dot{W} = d\dot{W}_s$.

$$\Delta \left(\left(H + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{z g}{g_c} \right) m \right)_x = d\dot{Q} - d\dot{W}_s \quad A.1.11$$

que para la ecuación A.1.9 representa:

$$\Delta \left(\left(H + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{z g}{g_c} \right) m \right)_x = \dot{Q} - \dot{W}_s \quad A.1.12$$

En el caso de tratarse de un sistema con sólo una entrada y una salida m debe ser igual para la entrada y para la salida por lo tanto el cambio es igual para ambas corrientes.

$$\Delta \left(H + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) m = \dot{Q} - \dot{W}_s$$

Dividiendo por m :

$$\Delta \left(H + \frac{u^2}{2g_c} + \frac{zg}{g_c} \right) = \frac{\dot{Q}}{m} - \frac{\dot{W}_s}{m} = Q - W_s$$

o

$$\Delta H + \Delta \frac{u^2}{2g_c} + \Delta \frac{zg}{g_c} = Q - W_s$$

A.1.13

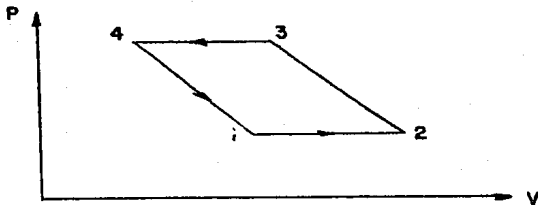
Esta ecuación se basa en una unidad de masa que fluye a través del volumen de control, y puede ser aplicada a los procesos de flujo en los que no varía la masa contenida. Por lo tanto es una ecuación útil para describir los cambios de energía que se llevan a cabo en la operación normal de los compresores.

Además este balance de energía completo, podemos auxiliarnos con la ecuación de Bernoulli que se basa en que la cantidad de energía mecánica en un sistema permanece constante, y además toma en cuenta todas las pérdidas de fricción en el sistema.

$$\int_{P_1}^{P_2} v \, dP + \Delta \frac{u^2}{2g_c} + \frac{g}{c} \Delta z + \sum F + W_s = 0$$

A.1.14

Para poder aplicar estas ecuaciones es necesario definir un tipo de compresor y para este caso el más simple en su funcionamiento es el recíprocante. Su operación puede representarse en un diagrama PV.



Ciclo de un compresor recíprocante en una etapa.

- 1-2 Con una válvula de entrada abierta y la de descarga cerrada, se admite gas dentro del cilindro mientras que éste baja por su carrera.
- 2-3 Con las válvulas de entrada y descarga cerradas, el pistón regresa y comprime el gas hasta la presión de salida. En la práctica esta compresión es más adiabática que isotérmica.
- 3-4 Con la válvula de descarga abierta y la de entrada cerrada se expulsa gas a la presión de salida.
- 4-1 En este momento, un pequeño espacio del cilindro aún contiene gas. Debido a que el pistón ha terminado su carrera, regresa a la posición 1, donde al igualarse las

presiones del interior del cilindro y del gas de baja presión, se abre la válvula de alimentación y se repite el ciclo.

Si se aplican las ecuaciones A.1.13 y A.1.14 al ciclo completo, se puede determinar la cantidad de trabajo que debe suministrarse al compresor por unidad de masa de gas comprimido, entre las líneas de alimentación y salida despreciando los cambios de energía potencial, cinética y las fricciones. La ecuación de energía aplicada al proceso completo se escribe:

$$\int_{P_1}^{P_2} V dP + \frac{\Delta u^2}{2g_c} + \frac{g}{g} \frac{\Delta z}{x} + \sum F + W_s = 0 \quad \text{A.1.15}$$

Para el balance de energía mecánica

$$W_s = - \int_{P_1}^{P_2} V' dP \quad \text{A.1.16}$$

El trabajo total del sistema es la suma de trabajos efectuados en el ciclo 1-2; 2-3; 3-4 y 4-1. Esta suma es proporcional al área de la figura delimitada por las cuatro etapas y matemáticamente se expresa: $\oint P dV$, excepto que en la figura la masa no es unitaria sino la que le corresponde al volumen para cada ciclo.

Se puede hacer una diferencia entre ambos trabajos W_s ya que la ecuación A.1.16 es un valor ideal que corresponde a una operación reversible (sin fricción). La ecuación A.1.15 pue-

de aplicarse a procesos no reversibles. Sin embargo, no es ninguna ventaja ya que se requiere conocer la fricción para evaluar la entalpía H a la presión de descarga. Cualquier ecuación puede usarse para calcular el trabajo reversible, pero una de las dos puede ser más útil para determinadas operaciones, dependiendo de la información de entalpía con que se cuente y del tipo de proceso.

Debido a que los compresores operan en forma más adiabática que en condiciones isotérmicas, el proceso reversible se acerca a la entropía constante. Si se tienen a mano propiedades termodinámicas (en forma de diagrama) la ecuación A.1.15 es muy útil y se reduce a:

$$W_s = - (H_2 - H_1) \Big|_s \quad \text{A.1.17}$$

Se ha encontrado que los procesos de compresión no cumplen con la característica de ser isoentrópicos y más bien deben clasificarse como politrópicos y para esto se ha encontrado que esta ecuación describe este proceso:

$$PV^\delta = \text{constante} \quad \text{A.1.18}$$

Donde δ es una constante empírica. Si se sustituye la ecuación A.1.18 en A.1.16 e integrando:

$$W_s = - \int_{P_1}^{P_2} V dP \quad \text{A.1.16}$$

$$W_s = - \frac{\delta P_1 V_1}{(\delta - 1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\delta - 1}{\delta}} - 1 \right] \quad \text{A.1.19}$$

En el caso de que el gas se comporte idealmente se puede usar la ecuación $P_1 V_1^\delta = P_2 V_2^\delta = P V^\delta = \text{constante}$ y se obtiene el mismo resultado sólo que $\delta = c_p/c_v$ reemplaza a δ .

En el caso de que el gas no sea ideal (debido a las desviaciones por alta presión), pero obedezca a las correlaciones generalizadas del factor de compresibilidad el trabajo puede ser evaluado de las gráficas y de las ecuaciones:

$$H = H' - \Delta H' = H'_0 + \int_{T_0}^T c_p dT - \Delta H' \quad \Delta H' = \int_0^P \left(T \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P - V \right) dP$$

$$S = S' - \Delta S' = S'_0 + \int_{T_0}^T \frac{c_p}{T} dT - R \ln \frac{P}{P_0} - \Delta S' \quad \Delta S' = \int_0^P \left(\left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P - \frac{R}{P} \right) dP$$

El procedimiento es el siguiente: a partir de datos C_p vs temperatura a la presión de entrada (succión), puede calcularse ΔS de compresión para cualquier temperatura de descarga supuesta. Si se aplica esta ecuación para los valores de succión y descarga y restando:

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_{T_1}^{T_2} \frac{c_p'}{T} dT - R \ln \frac{P_2}{P_1} - (\Delta S')_2 + (\Delta S')_1 \quad \text{A.1.20}$$

Cuando se requiere simplificar y considerar una operación adiabática reversible $\Delta S = S_2 - S_1 = 0$. Si se usa esta restric-

ción la ecuación A.1.20 determina si la temperatura de descarga T_2 , se obtiene el trabajo reversible de A.1.17. El cambio de entalpía puede calcularse con la ecuación:

$$W_{s\ ad} = -(H_2 - H_1) \Big|_5 = - \left[\int_{T_1}^{T_2} C_p dT - (\Delta H')_2 + (\Delta H')_1 \right] \quad A.1.21$$

Este trabajo es el teórico adiabático que se tiene en el sistema, sin embargo, para conocer el trabajo real es necesario definir la eficiencia politrópica del compresor

$$\eta_p = \frac{W_p}{W_T} \quad \text{o} \quad W_p = \eta_p W_T \quad A.1.22$$

$$W_p = - \frac{\delta P_1 V_1}{(\delta - 1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\delta - 1}{\delta}} - 1 \right] \quad A.1.19$$

$$W_T = - \int_{T_1}^{T_2} C_p' dT - (\Delta H')_2 + (\Delta H')_1 \quad A.1.23$$

Si se supone un comportamiento del gas cercano a la realidad y el calor específico constante dentro del rango de temperatura se obtiene la forma simplificada de la eficiencia politrópica. $(\Delta H')_1 - (\Delta H')_2 = 0$ $\delta = C_p / C_v = k$ $\frac{P_2}{P_1} = V_c$

$$\int_{T_1}^{T_2} C_p dT = \bar{C}_p (T_{2T} - T_1)$$

$$\eta_p = \frac{\frac{k P_1 V_1}{k-1} (V_c^{\frac{k-1}{k}} - 1)}{\bar{C}_p (T_{2T} - T_1)}$$

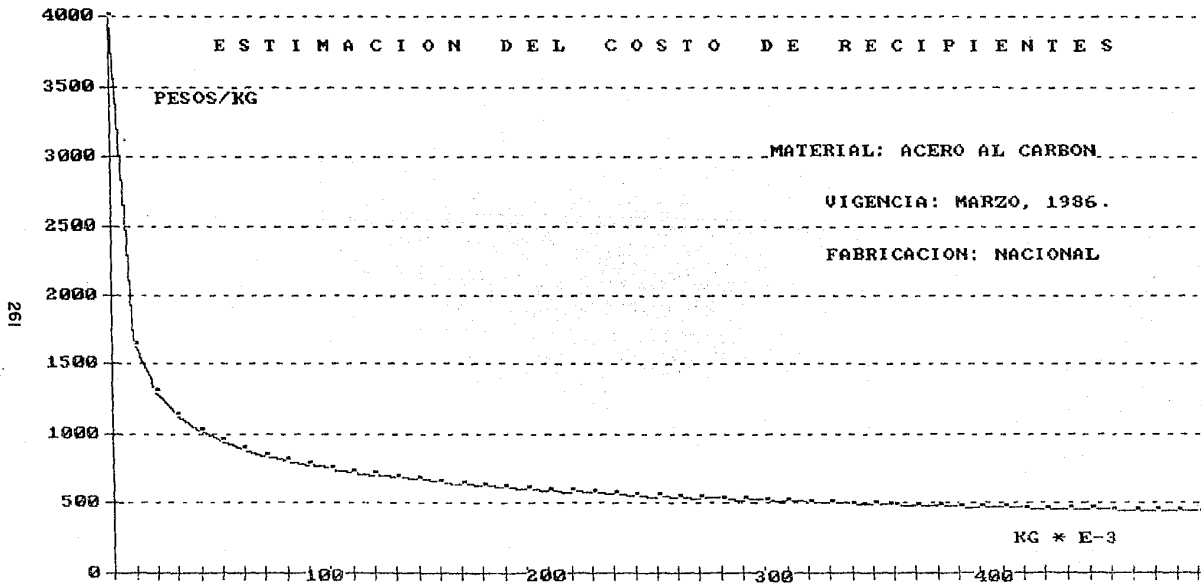
T_{2T} , es la temperatura que fue supuesta como temperatura de salida del gas para $S_2 - S_1 = 0$.

Cuando se manejan presiones muy altas, para bajar costos de fabricación de equipos se hacen compresiones por etapas pero es importante tener en cuenta que cuando el trabajo en todas las etapas es igual, el trabajo total requerido, es mínimo.

El número de etapas de un compresor usualmente varía entre cuatro o cinco, pero nunca debe ser mayor a diez.

8. Apéndice II

Gráficas de estimación de costo de equipos.



ESTIMACION DEL COSTO DE RECIPIENTES

PESOS/KG

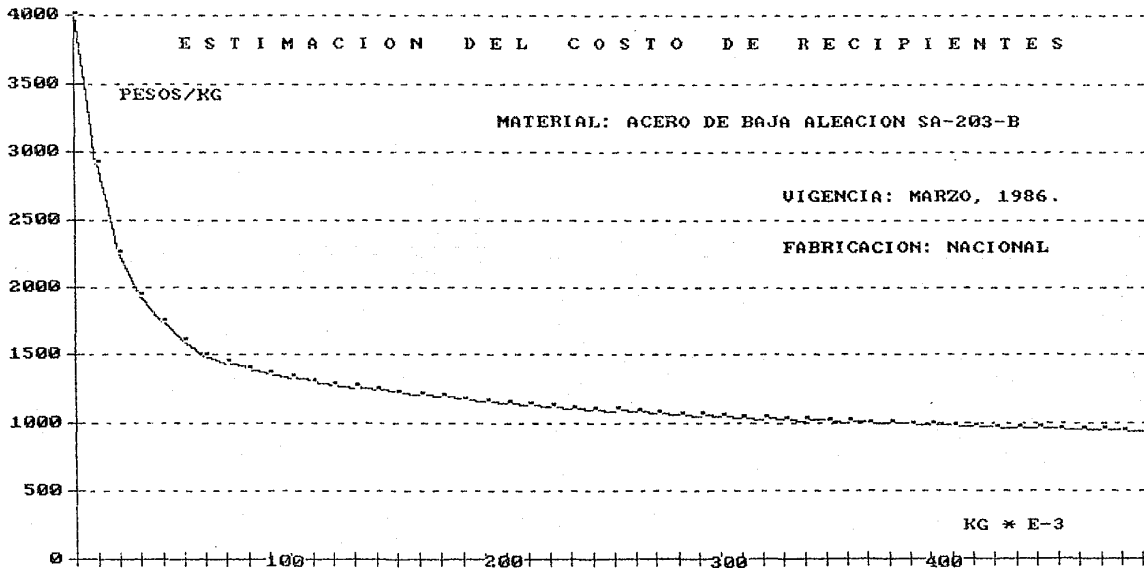
MATERIAL: ACERO DE BAJA ALEACION SA-203-B

UIGENCIA: MARZO, 1986.

FABRICACION: NACIONAL

52

KG * E-3



ESTIMACION DEL COSTO DE RECIPIENTES

PESOS/KG

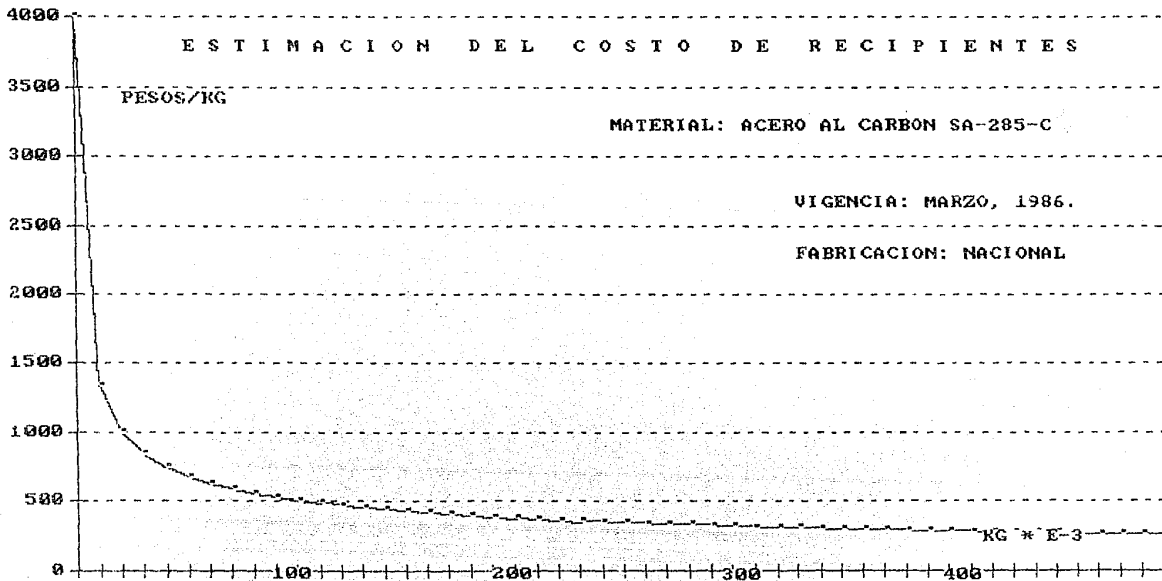
MATERIAL: ACERO AL CARBON SA-285-C

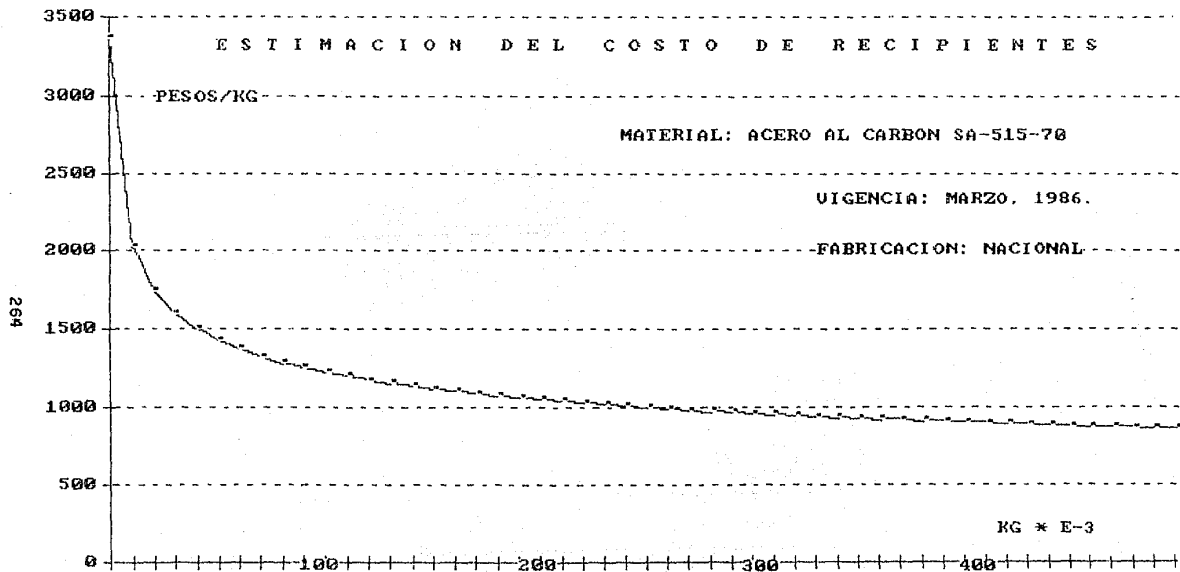
VIGENCIA: MARZO, 1986.

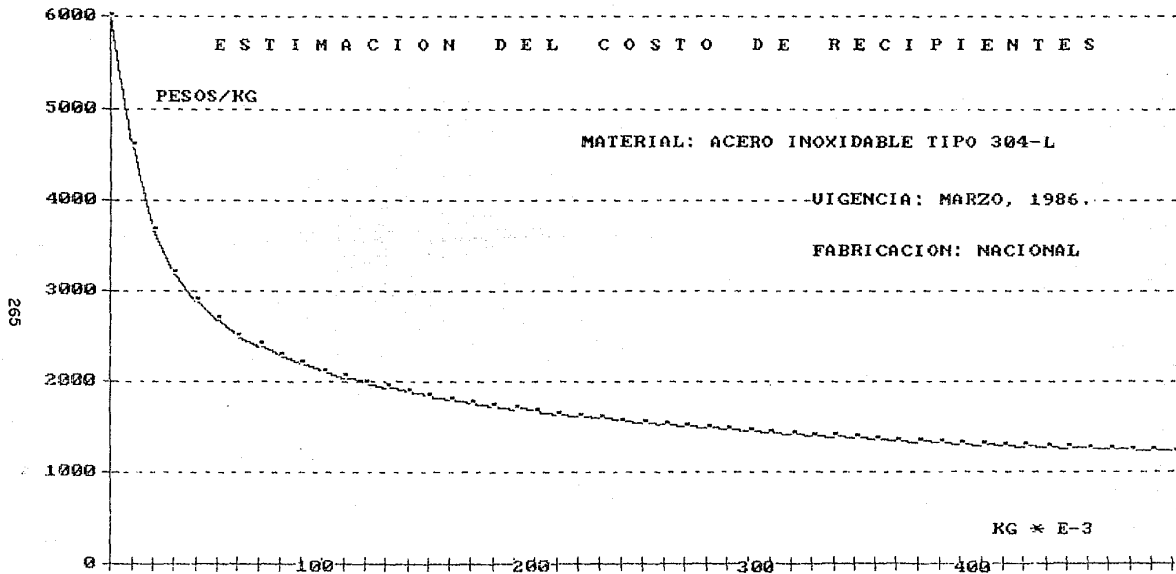
FABRICACION: NACIONAL

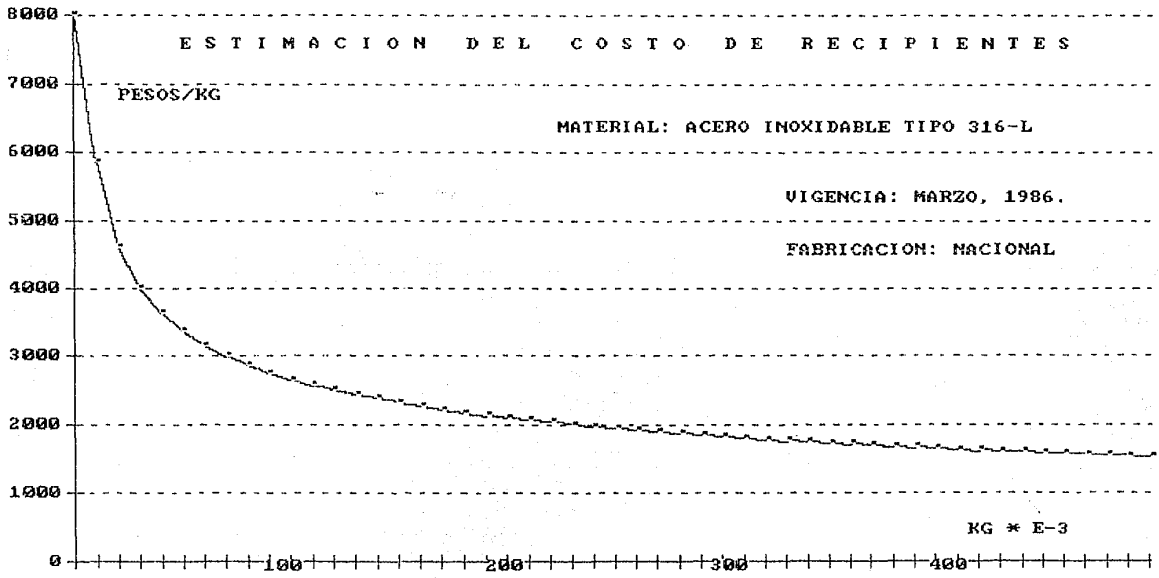
253

KG "E-3"



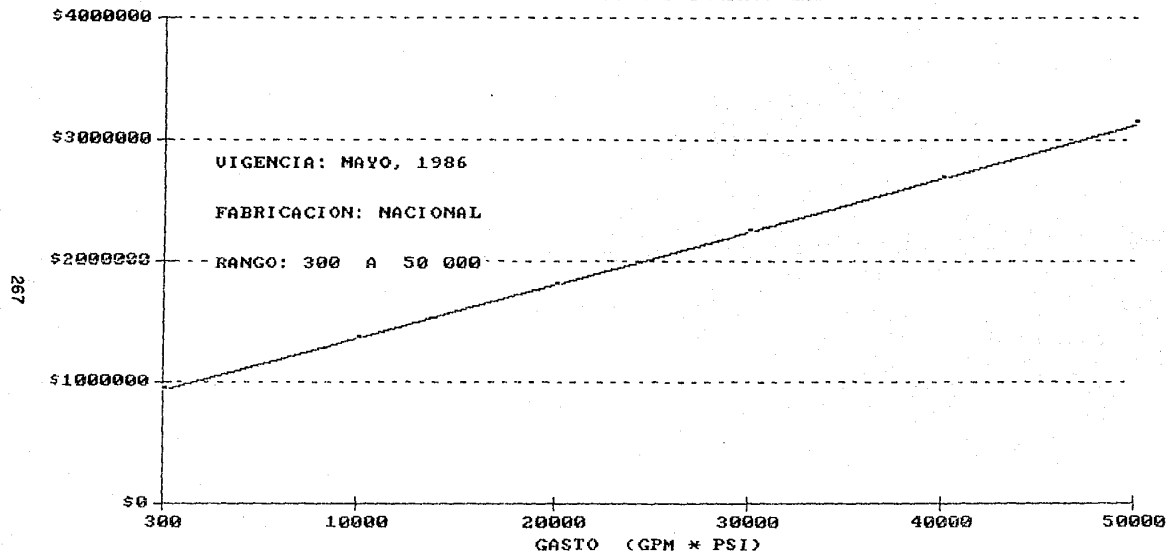




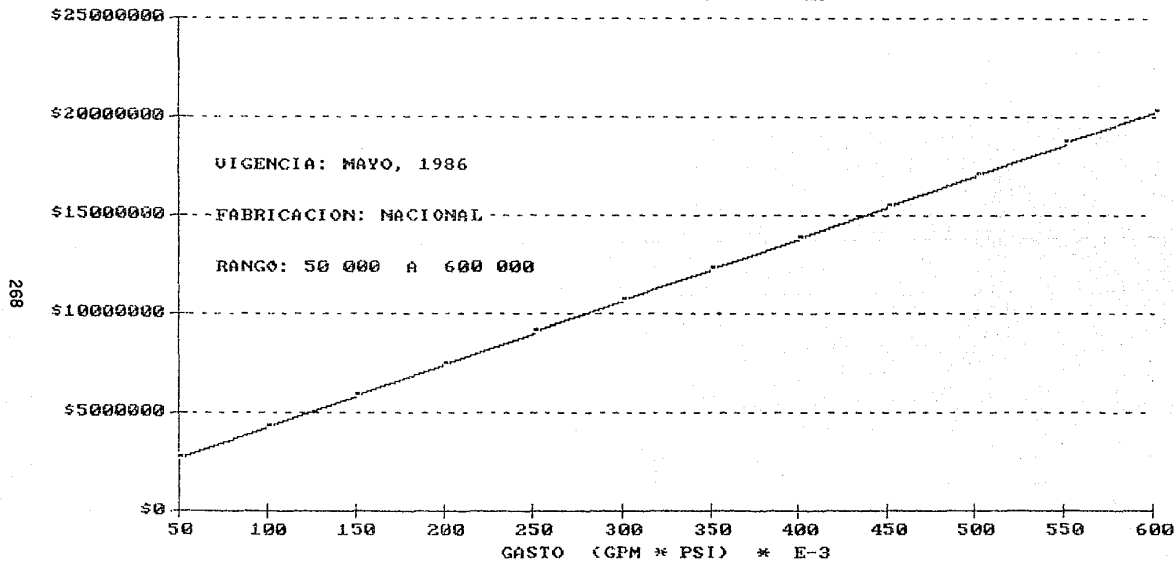


266

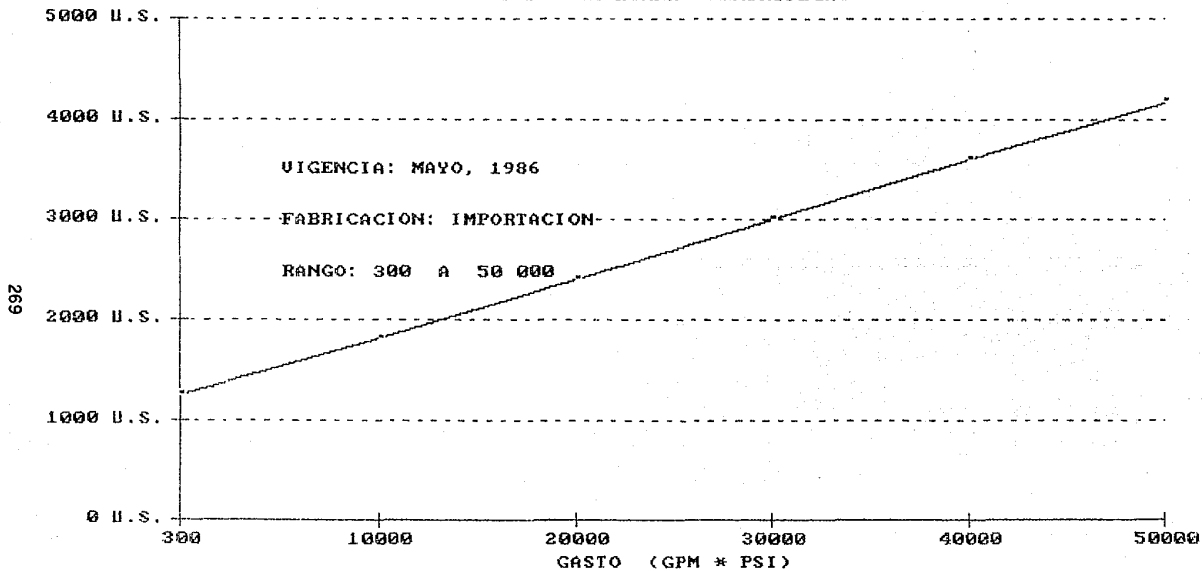
COSTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS



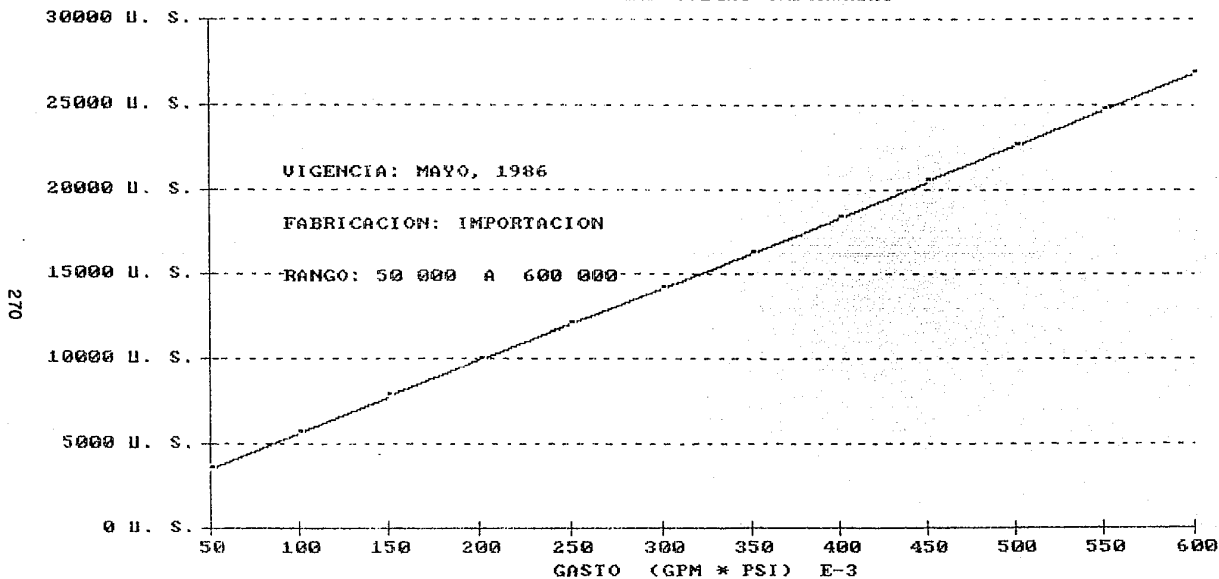
COSTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS



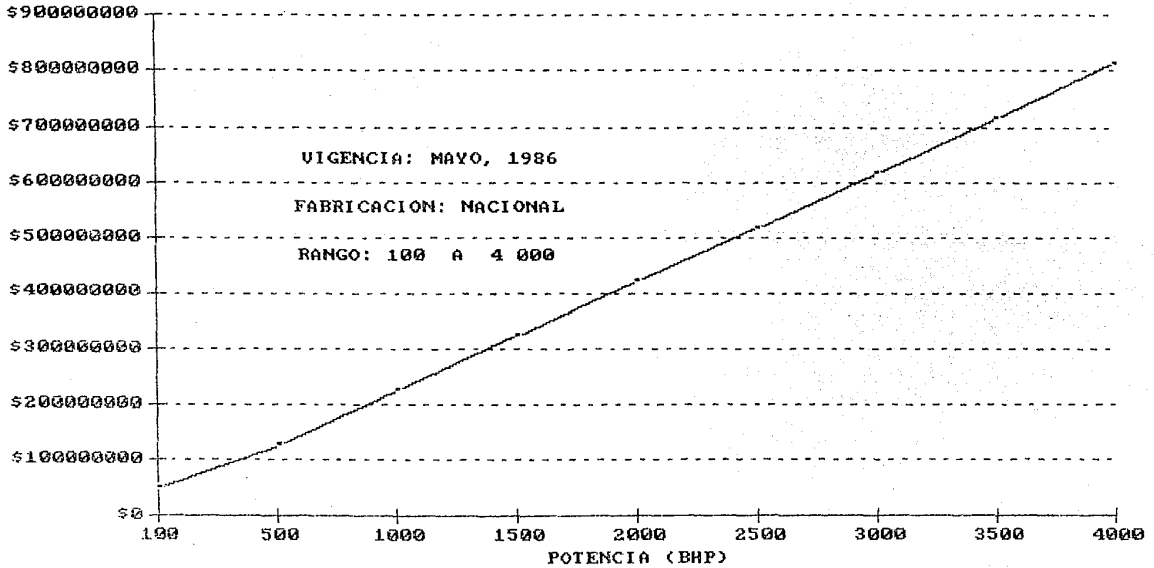
COSTO DE BOMBAS CENTRIFUGAS



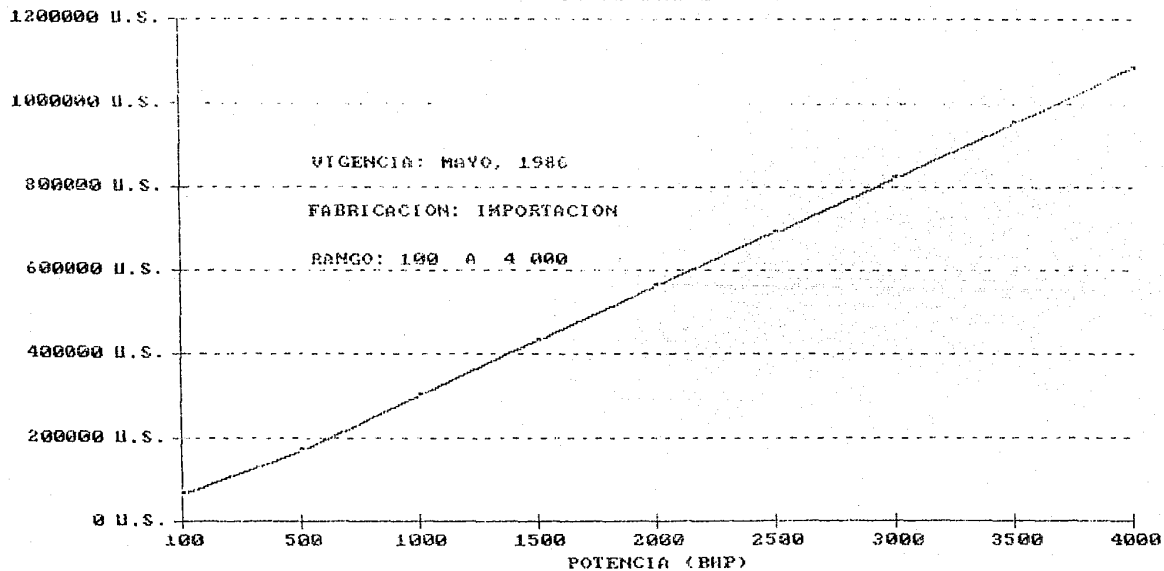
BOMBAS CENTRIFUGAS IMPORTADAS



COSTO DE COMPRESORES



COSTO DE COMPRESORES



B i b l i o g r a f í a

Kniel, Judurig; Olaf Winter; Karl Stork
Ethylene, keystone to the petrochemical industry
Marcel Dekker Inc.
New York, 1980
U.S.A.

Blakey, Philip
Cryogenic gases
Chemical Engineering
Octubre 5, 1981
pp 113-124

Pike, Douglas
Ethylene
Chemical Engineering
Octubre 5, 1981
pp 134-138

Nelson, W.E.
Compressor seal fundamentals
Hydrocarbon Processing
Diciembre, 1977
pp 91-95

Earnés, Francisco J.; C. Judson King
Synthesis of cascade refrigeration and liquefaction systems
Ind. Eng. Chem. Process Des. Develop
Vol. 13 No. 4
1974
pp 421-433

Kern, Donald Q.
Procesos transferencia de calor
C.E.C.S.A.
México, 1981

Pike, Douglas
Ethylene
Chemical Engineering
Octobre 5, 1981
pp 134-138

Mc Adams, W.H.
Heat Transmission
Mc Graw Hill
New York, 1942

Kumana et.al.
Predict storage tank heat transfer precisley
Chemical Engineering
Marzo 22, 1982
pp 127-132

API Recommended Practice 520
**Recommended practice for the design and installation of
pressure-relieving systems in refineries**
Part I - Design
4th edition
U.S.A. dec. 1976

API Recommended Practice 521
Guide for pressure relief and depressuring systems
1st edition
U.S.A sep. 1969

Reed, Robert D.
Furnace operations
Cap. 2, Flaring, and Disposal
Gulf Publishing Company Book Division
3th edition
Houston 1973