



**ESCUELA SUPERIOR
POLITECNICA DEL LITORAL**

**FACULTAD EN INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS DE LA
PRODUCCION**

**"DISEÑO TERMICO Y MECANICO DE UN
GENERADOR A VAPOR, TIPO
PIROTUBULAR, POSICION HORIZONTAL"**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO



D-19605

Presentada por:

VLADIMIR SPER BALANZATEGUI

GUAYAQUIL - ECUADOR

1999

AGRADECIMIENTO

**A la Escuela Superior
Politécnica del Litoral,
por ser la forjadora de
todos mis conocimientos.**

DEDICATORIA

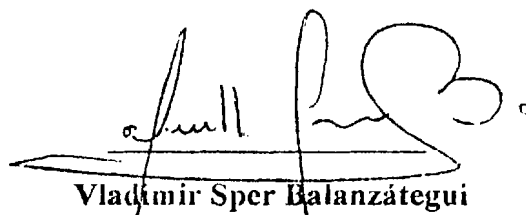
A mi Hija

A mis Padres

DECLARACION EXPRESA

“La responsabilidad del contenido de esta tesis, me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL”.

(Reglamento de Graduación de la ESPOL).



Vladimir Sper Balanzátegui

RESUMEN

El trabajo que aquí se presenta, pretende realizar el cálculo de un generador de vapor, para poder demostrar que estos equipos no necesariamente tienen que ser importados.

Todas las partes que se necesitan para este equipo tanto en la parte mecánica, equipos de controles, equipos de seguridad, etc., tienen que ser cotizadas en la ciudad de Guayaquil, y todos los aspectos de carácter técnico, se basan en normas actualizadas de ingeniería recomendadas por gremios profesionales estadounidenses.

Finalmente se realizará en este trabajo una comparación de carácter económica de este equipo con un equipo importado. Todo esto con el fin de saber con exactitud si se justifica su diseño y construcción en el país.



INDICE GENERAL

TITULO.....	i
AGRADECIMIENTOS.....	ii
DEDICATORIA.....	iii
DECLARACION EXPRESA.....	iv
RESUMEN.....	v
INDICE GENERAL.....	vi
INDICE DE FIGURAS.....	ix
INDICE DE TABLAS.....	xi
INDICE DE LAMINAS.....	xii
NOMENCLATURA.....	xiii
INTRODUCCION.....	1
CAPITULO 1:	
DESCRIPCION DEL PROYECTO	
1.1 Generalidades.....	4
1.2 Presión y temperatura de proceso.....	4
1.3 Necesidades de vapor.....	5

1.4 Capacidad de la caldera.....	6
----------------------------------	---

CAPITULO 2:

FUNDAMENTOS TEORICOS

2.1 Generalidades de calderas.....	7
2.2 Clases de calderas.....	8
2.2.1 Calderas pirotubulares.....	8
2.2.1.1 Calderas pirotubulares verticales.....	8
2.2.1.2 Calderas pirotubulares horizontales.....	9
2.2.2 Calderas acuatubulares.....	9
2.3 La caldera: sus componentes.....	9
2.3.1 Sistema de generación de vapor.....	10
2.3.1.1 La cámara de vapor de agua.....	10
2.3.1.2 Controles de nivel de agua.....	11
2.3.1.3 Purgas de fondo.....	12
2.3.2 Sistema de combustión.....	13
2.4 Calculo de hornos.....	15
2.4.1 Factores en la transferencia de calor radiante.....	15
2.4.2 Receptor de calor.....	16
2.4.3 Fuente de calor.....	18
2.4.4 Superficies envolventes.....	25
2.4.5 Método de Lobo y Evans.....	28
2.5 Calculo de intercambiadores de tubo y coraza.....	31
2.5.1 Diferencia de temperatura.....	32
2.5.2 Coeficiente de película.....	37
2.6 Cálculo mecánico.....	40
2.6.1 Esfuerzos en recipientes a presión.....	40
2.6.2 Esfuerzos en recipientes soportados por silletas.....	43
2.6.3 Expansión y contracción en recipientes horizontales.....	47

2.6.4 Registros de inspección.....	48
2.6.5 Diseño de anillos de aticsamiento.....	49
2.6.6 Recomendaciones y resumen de normas.....	50
CAPITULO 3: DISEÑO DEL EQUIPO	
3.1 Selección del tipo de caldero.....	51
3.2 Demanda térmica.....	52
3.3 Selección del quemador.....	57
3.4 Diseño del horno.....	57
3.5 Diseño del intercambiador de calor.....	64
3.6 Definición geométrica del equipo.....	69
3.7 Diseño mecánico.....	73
3.8 Selección y ubicación física de los equipos y accesorios.....	81
CAPITULO 4: SISTEMAS DE CONTROL Y DE SEGURIDAD	
4.1 Diagrama eléctrico.....	87
4.2 Funciones del sistema eléctrico.....	89
CAPITULO 5: ANALISIS ECONOMICO	
6.1 Listado de equipos y materiales.....	91
6.2 Presupuesto.....	92
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	94
APENDICE.....	102
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	123

INDICE DE FIGURAS

Nº	PAG.
1.1 Esquema de las necesidades.....	5
2.1 Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelos al plano....	17
2.2 Radiación debida al bióxido de carbono.....	23
2.3 Radiación debida al vapor de agua.....	52
2.4 Flujo de calor en la sección radiante.....	30
2.5 Factor total de intercambio térmico para secciones radiantes.....	31
2.6 Diferencias de temperaturas.....	58
2.7 Curva de ebullición de agua en recipientes.....	39
2.8 Recipiente sin anillo aticsador.....	43
3.1 Entalpía vs Temperatura.....	56
3.2 Esquema del hogar y sus componentes.....	63
3.3 Teja refractaria.....	64

3.4 Esquema de la caldera	43
3.5 Esquema de la ubicación del McDONNELL	82
4.1 Diagrama eléctrico.....	87

INDICE DE TABLAS

Nº	PAG.
2.1 Longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de.....	21
2.2 Recomendaciones de aberturas de inspección	49
2.3 Reglas de las normas relacionadas con diversos servicios.....	51
2.4 Reglas de las normas con relación a diferentes espesores de pared.....	52
2.5 Normas para tuberías.....	54
3.1 Composición,del diesel 2.....	58
3.2 Cantidad de O2 por 100 lb decombustible.....	58
3.3 Tabla de selección de Warrick.....	83
3.4 Presostato de control de tipo proporcional.....	84
3.5 Presostato de control.....	85
3.6 Válvulas de seguridad.....	86

INDICE DE LAMINAS

Nº	PAG.
1. Esquema general.....	97
2. Corte A-A.....	98
3. Corte B-b.....	99
4. Espejo.....	100
5. Silletas.....	101

NOMENCLATURA

- Q flujo de calor por radiación solamente hacia A' , Btu/h
- F factor que toma en cuenta la geometría del sistema y las emisividades del cuerpo gris de los cuerpos calientes y fríos, sin dimensiones
- A' superficie efectiva de transferencia de calor del cuerpo receptor o frío, pies²
- σ constante de Stefan-Boltzman, $0,173 \times 10^{-8}$ Btu/(h)(pies²)(°R⁴)
- Q_b carga o transferencia de calor al cuerpo negro por radiación del gas, Btu/h
- A_b área efectiva de transferencia de calor del cuerpo negro, pies²
- a_g absorptividad del gas a T_b , adimensional
- F_{bA} factor para considerar la geometría del sistema con un cuerpo negro receptor, adimensional
- T_G temperatura del gas, °R
- T_b temperatura del cuerpo negro, °R
- ϵ_G emisividad del gas a T_G , adimensional
- q_c flujo térmico por radiación originado por el CO₂ a $p_{CO_2} L$, T
- q_w flujo térmico por radiación originado por el H₂O a $p_{H_2O} L$, T
- q_b flujo térmico de asumiendo $\epsilon_b = 1$
- p presión parcial
- L longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de gas
- ϵ emisividad
- A_{cp} superficie equivalente del plano frío, pie²
- F factor total de intercambio, adimensional
- h_c coeficiente de convección, Btu/(hpie²°F)
- T_G temperatura del gas de combustión a la salida de la sección radiante, °R
- T_s temperatura de la superficie del tubo, °R
- α factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría real, adimensional
- h_i coeficiente de transferencia de calor para fluido interior, Btu/(h)(pie²)(°F)

- A_i superficie interior de transferencia de calor, pie²
- A superficie exterior de transferencia de calor, pie²
- D_o diámetro exterior, pie
- D_i diámetro interior, pie
- k_m conductividad térmica del metal, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)
- R_i factor interno de obstrucción, adimensional
- R_o factor externo de obstrucción, adimensional,
- T₁ temperatura a la entrada del intercambiador °F
- T₂ temperatura a la salida del intercambiador, chimenea, °F
- c calor específico del gas, Btu/lb°f
- μ viscosidad a la temperatura calórica* 2,42 = lb/pie h,
- μ^w viscosidad a la temperatura de la pared del tubo*2,42 = lb/pie h.
- S valor del esfuerzo del material, lb/pulg²
- E eficiencia de la junta, adimensional
- t espesor de pared, pulgadas
- C.A. margen por corrosión, adimensional

INTRODUCCION

Empezaremos diciendo que la industria pesquera del país se encuentra en un crecimiento que si bien es lento, es gratificante saber que es constante pese a las grandes adversidades económicas que se presentan actualmente.

Con todo esto es necesario felicitar a la industria pesquera especialmente a la de Manta ya que con visión futurista está empleando todos sus esfuerzos en elaborar todos sus productos como también diversificar sus exportaciones generando mas divisas para el país y dando mas oportunidades de trabajo a los ecuatorianos que están faltos de este.

Esta tesis de grado se estructura principalmente por el diseño y análisis de costos de un generador de vapor para una planta procesadora de mariscos; con el fin de determina si es factible o no su construcción, evitando tener que importar un equipo de estas características.

En el Capítulo I se hace una descripción del proyecto, contemplando las necesidades de vapor que se requieren en el proceso para el cual vamos a usar vapor y así poder determinar la capacidad del caldero que será diseñado para poder suplir las necesidades.

Luego de esto entramos al Capítulo II, el cual inicia con una descripción de las clases de calderas y sus componentes.

A continuación de esto se detalla los elementos que intervienen en el proceso de transferencia de calor es decir fuente y receptor para luego describir el Método de Lobo y Evans que nos permite dimensionar el hogar del equipo para con esto entrar al cálculo del

intercambiador de calor que es una mezcla de un elemento de Tubo y Coraza por el lado de los tubos de fuego y una transferencia de calor por Vaporización sin agitación mecánica por el lado del agua.

Con las bases teóricas presentadas en el Capítulo II, entramos ya a realizar los cálculos del equipo, dimensionamiento y selección de equipos auxiliares en el Capítulo III. Esta parte del presente trabajo es el más importante ya que del correcto uso de los fundamentos teóricos dependen nuestros resultados.

El Capítulo IV, explica de una manera muy práctica el diagrama eléctrico y describe su funcionamiento. En esta parte se presentará el diagrama eléctrico del generador de vapor el cual es que se usa comúnmente en todos equipos.

Finalmente en el Capítulo V se hará el análisis de costos, es decir se presentará una proforma para saber el costo real del equipo. Esta proforma tiene que regirse a los precios del mercado, es decir que todos los equipos, accesorios, tienen que ser conseguidos localmente, todo esto con el fin de poder realizar las conclusiones con pocas posibilidades de error ya que el análisis de costos es la parte medular de esta tesis, obviamente sin descuidar en ningún momento la parte técnica.

Hay que acotar además que se presentarán en la parte final láminas conteniendo las dimensiones del equipo.



CAPITULO I

DESCRIPCION DEL PROYECTO

1.1 GENERALIDADES.-

La industria pesquera de Manta, confió en Calderos & Afines para conjuntamente poder llevar a feliz término este proyecto.

Como primer paso debemos saber que este vapor se utilizará principalmente para esterilizar embaces y para cocinar los diferentes productos del mar que van a ser enlatados. Con esto debemos tener como información de primera mano las necesidades de vapor.

1.2 PRESION Y TEMPERATURA DE PROCESO.-

Para poder determinar la temperatura del vapor, nuestro limitante sería la temperatura que queremos en los diferentes procesos y de todas estas escoger la mayor. Para el caso la mas alta es la de esterilización, que será de 300 °F para garantizar un producto limpio. Como todo proceso conlleva pérdidas nosotros tomaremos como temperatura de proceso 358 °F para poder diseñar el equipo a una presión de 150 Psi. Se toma esta presión y esta temperatura ya que los accesorios de estos equipos están estandarizados para presiones de trabajo de 150, 200 Psi.

Si consideramos al vapor como una fuente eléctrica, si necesitamos menos voltaje habrá un transformador. Para nuestro caso si necesitamos vapor a menor presión habrá un reductor de presión.

1.3 NECESIDADES DE VAPOR

En la Fig. 1.1 se diagrama un esquema de las necesidades de vapor para los diferentes equipos.

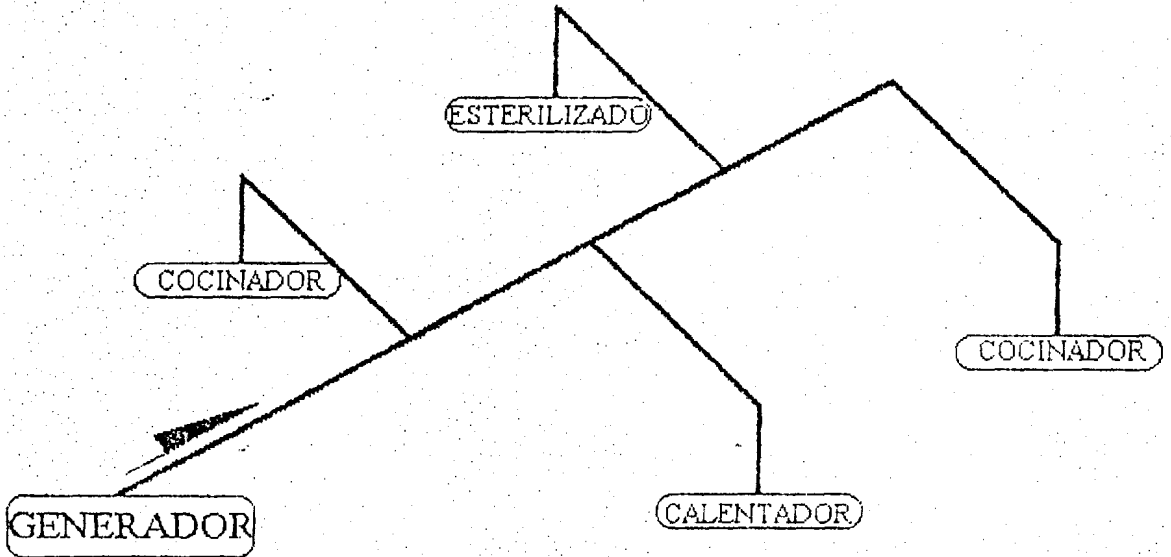


FIG. 1.1 Esquema de las necesidades.

Las necesidades son las que requiere el proceso para el cual vamos a usar vapor, las cuales son las siguientes:

- Cocinador de atún	900 lb/hr
- Calentador	450 lb/hr
- Esterilizador	600 lb/hr
- Cocinador de cangrejo	700 lb/hr

Con estos datos obtenemos el flujo total.

$$Q_n = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n$$

$$Q_t = 1650 \text{ lb/h}$$

Este es el requerimiento de la planta, la cual por ser joven está en proceso de crecimiento, por lo que el flujo nuestro será $Q_t = 3500 \text{ lb/hr}$, para tener espacio a futuras ampliaciones ya sea para aumentar su capacidad de producción o diversificar sus productos.

$$Q_t = 3500 \text{ lb/hr}$$

1.4 CAPACIDAD DE LA CALDERA

Con los datos obtenidos podemos calcular la capacidad de nuestra caldera (efi. 80-90%).

$$\text{Potencia de Caldero} = (Q_t \times 1 \text{ BHP})/34.5 \quad 3.1$$

$$\text{Potencia de Caldera} = 100 \text{ BHP}$$

CAPITULO 2

FUNDAMENTOS TEORICOS

2.1 GENERALIDADES DE CALDERAS

La caldera fue la que originó la Revolución Industrial, actualmente su utilización está diversificada. Es en otras palabras un generador de vapor a diferentes presiones, pudiendo este ser seco y saturado. Las calderas son muy versátiles y se construyen de acuerdo a las necesidades existentes, la avanzada tecnología electromecánica y electrónica las hacen más seguras y confiables y además se han dado mejoras en el sistema de seguridad.

En una caldera se realiza.

- La combustión, y
- La transferencia de calor.

La combustión, es la combinación del carbono con el oxígeno del aire, produciendo calor.

La energía se transfiere por tres maneras:

- Conducción,
- Convección, y
- Radiación.

Por conducción a través de sus componentes, por convección a través del agua y por radiación, por combinación de ambos.

2.2 CLASES DE CALDERAS

Las calderas por su construcción se dividen en:



2.2.1 CALDERAS PIROTUBULARES

Como su nombre lo indica, permiten que gases calientes productos de la combustión, pasen por dentro de los tubos de un extremo al otro y el agua se encuentra rodeando la parte externa. Este tipo de calderas están constituidas por dos planchas perforadas, denominadas espejos, instalados en lados opuesto y unidos por tubos metálicos de diferentes diámetros y longitudes, obteniéndose la superficie de calentamiento que se desee (denominados tubos de fuego). Los espejos por lo general son circulares y están dentro de un tambor metálico que lo denominaremos cuerpo del caldero.

La operación es más fácil porque funciona con mayor cantidad de agua, permitiendo las fluctuaciones de demanda; las inspecciones periódicas pueden ser hechas sin dificultad por el acceso rápido a todos sus componentes.

2.2.1.1 CALDERAS PIROTUBULARES VERTICAL

Tiene los tubos de fuego verticales con respecto al piso, y son de un solo paso, es decir que los gases de combustión atraviesan una sola vez los tubos de fuego y salen por la chimenea, estas calderas son pequeñas y son construidas de hasta 50 BHP y hasta

150 PSIG, son muy usadas en la pequeña industria, baños saunas, calefacción, etc.

Por lo general estas calderas usan como combustible, diesel N° 2, y eléctricamente tienen la característica ON - OFF.

2.2.1.2 CALDERAS PIROTUBULARES HORIZONTALES

Son construidas horizontalmente con respecto al piso, es decir que los tubos de fuego están colocados horizontalmente y son de 2 a 4 pasos.

Son de 2 pasos, cuando los gases de combustión atraviesan la caldera horizontalmente dos veces y así para cualquier número de pasos. Son de mayor capacidad que las verticales.

Se las construye de 40 a 900 BHP y hasta 300 PSIG, este grupo es de gran importancia y se puede utilizar como combustible un amplio rango de carburantes, desechos de madera, bagazo de caña, etc. Pueden ser ON - OFF o Modulada.

2.2.2 CALDERAS ACUATUBULARES

Este grupo se caracteriza por el hecho de que el agua circula internamente en los tubos que están expuestos a los gases calientes de la combustión, aumentando así la superficie de calentamiento, ofrece un mejor rendimiento y se utiliza para trabajar a altas presiones.

2.3 LA CALDERA: SUS COMPONENTES

Hablaremos exclusivamente de las calderas pirotubulares, por ser las más utilizadas en nuestra industria y además es del tipo que vamos a diseñar.

Esencialmente su diseño nos demuestra dos sistemas bien definidos, que se complementan maravillosamente, cada uno de ellos con sus características principales y principios de operación que bien operados y mantenidos hacen que sus eficiencias se complementen.

- El sistema de generación de vapor saturado y
- El sistema de combustión.

Analizaremos cada uno de ellos, sus accesorios de seguridad utilizados, sus eficiencias y su automatismo.

2.3.1 SISTEMA DE GENERACION DE VAPOR

Está constituido por:

- 1.- Cámara de agua vapor
- 2.- Controles de nivel
- 3.- Purgas de fondo.

2.3.1.1 LA CAMARA DE VAPOR AGUA

La cámara es un depósito de agua, donde están instalados herméticamente los tubos de fuego y el hogar del sistema de combustión, cubriendo un 80% de altura de este.

El nivel normal de agua, dentro de la caldera, cubre los tubos superiores que corresponden al último paso de viaje de gases calientes hacia la chimenea y exterior de la caldera.

Es importante anotar, que la eficiencia de generación, el arrastre de líquido y la vida útil del caldero, se encuentran en este sistema que los denominaremos Lado de Agua.

2.3.1.2 CONTROLES DE NIVEL DE AGUA

La nueva generación de calderas, trae dos tipos de control de nivel de agua.

1.- Un control mecánico de flotador.

Por lo general de marca McDONNEL, instalado lateralmente, que mediante el movimiento del flotador actúa un sistema de palanca que mueven dos ampollitas de vidrio de mercurio, que son los interruptores de la bomba de agua y de seguridad por bajo nivel.

La finalidad de éste, es mantener el nivel de agua, prendiendo y apagando la bomba en un rango apropiado, no permitiendo que el equipo se quede sin agua.

Por cualquier falla que pudiera ocurrir en la bomba, tuberías y/o accesorios y el nivel no puede normalizarse, actúa la segunda ampollita que apaga la caldera.

2.- Un control eléctrico.

Por electrodos el mismo que utiliza la conductividad del agua para mantener el relé de control accionado, actúa una vez que la segunda ampolleta del primer control ha fallado, procediendo a apagar el caldero.

Además paralelamente al primer control, existe un nivel visual, que ayuda al operador a mantenerse informado de lo que sucede con la alimentación del agua.

2.3.1.3 PURGAS DE FONDO

Son salidas inferiores de esta cámara, para poder expulsar los lodos acumulados en el fondo, el tiempo de expulsión de estos lodos, llamados **purgas de fondo**, se lo determina mediante el análisis del agua de la caldera.

Existen además:

Controles de presión, de doble escala, la primera sirve para marcar la presión de trabajo y la segunda, la presión diferencial, cuya labor es prender la caldera a través de su programador, manteniendo una presión de vapor adecuado.

Control de sobrepresión, cuyo objetivo principal es apagar la caldera, cuando sobrepasa la presión calibrada en el primer presostato, es necesario rearmar su mecanismo de disparo para proceder al arranque de la caldera.

Control de modulación, es un presostato con doble escala, pero su mecanismo mueve una resistencia variable, que actúa sobre el motor de modulación, manteniendo un balance de presión y volumen de vapor.

Válvulas de seguridad, sirven para evacuar el exceso de presión que pueda tener la caldera y evitar de esta manera sobrepresiones y accidentes.

Manómetro, indica la presión de vapor dentro de la caldera y es otro punto de control de operador.

Registros de hombre y de mano, son aberturas de observación al interior de la cámara de agua (mantenimiento), a fin de evaluar el estado de los tubos.

2.3.2 SISTEMA DE COMBUSTION

Describiremos sus componentes principales y auxiliares:

La cámara de combustión, situada en la parte media o inferior de la caldera denominada HOGAR. Aquí está ubicado el cañón del quemador y los registros de aire y es donde la mezcla de aire y el combustible en presencia de la llama, se produzca la combustión y eficiencia de su relación.

Según el diseño, el hogar tiene una garganta construida con tejas refractarias, a la altura de la boquilla del cañón del quemador. Los gases calientes viajan a través del hogar hacia los tubos, hasta llegar a la chimenea y salir al exterior.

El quemador, son los equipos destinados a obtener una combustión bien próxima a la ideal, con los combustibles líquidos, gaseosos o sólidos cuando están pulverizados.

Cualquier quemador para realizar su trabajo necesita:

- Calentador eléctrico o por vapor controlados por termostatos.
- Bomba de desplazamiento positivo, con válvula de seguridad.
- Compresor de aire y/o alimentación controlada de vapor.
- Ventilador de aire secundario.
- Registro de control de llama.
- Eslabonería para relacionar Aire - Combustible.
- Equipos de modulación.
- Reguladores de presión de inyección y retorno de combustible.
- Encendido automático de llama piloto, sea con gas o diesel.
- Fococélula de control de llama.
- Termostato del control de la temperatura del combustible.

Todos los sistemas descritos, tanto del sistema de lado de agua y de combustión, están controlados por el control maestro que lo conocemos como programador.

El PROGRAMADOR, es el equipo que nos da la secuencia del encendido del caldero y recoge todas las señales de los controles descritos y cualquier perturbación en una de las señales, lo obliga a apagar la caldera manteniendo las secuencias.

Por lo general la secuencia que mantiene es la siguiente:

- Hace un barrido de los gases de combustión, para evitar explosiones.
- Autochequea que la fococélula está en perfecto funcionamiento.
- Energiza el encendido de la luz piloto.
- Comanda la válvula de combustible.
- Observa por unos minutos si existe la llama de trabajo y enclava el mecanismo del programador, quedando la caldera trabajando normalmente.

Si se produce un límite de interrupción por presión de vapor, ordena cerrar la válvula de combustible.

Abre la válvula de aire para desalojar el combustible en el quemador, durante 3 o 4 segundos.

Apaga el ventilador, compresor y la válvula de aire.

Queda listo para poder realizar un nuevo encendido en forma automática, una vez que la presión baje.

Si la perturbación es por falla de llama, nivel de agua u otra causa, el programador realiza los pasos indicados anteriormente, pero para arrancar la caldera es necesario localizar primero la falla.

Esta parte teórica tiene que ser fundamentada con las bases para poder entrar al cálculo de la caldera. Es decir tiene que haber los suficientes fundamentos para poder realizar los cálculos del horno y del intercambiador de calor que son las partes principales en el diseño de este equipo.

2.4 CALCULO DE HORNOS

Las aplicaciones comerciales más importantes de la transferencia de calor radiante se encuentran en el cálculo y diseño de calderas generadoras de vapor y hornos usados en las refinerías de petróleo. La contribución de varios investigadores a la literatura las hizo principalmente H. C. Hottel, han hecho posible que el diseño de estos hornos se haga a partir de bases más fundamentadas.

2.4.1 FACTORES EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR RADIANTE

La ecuación general para la transferencia de calor radiante puede



representarse por

$$Q = F \Lambda F_c A \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

$$Q = F A' \sigma (T_1^4 - T_2^4)$$

2.1

Donde Q = flujo de calor por radiación solamente hacia A' , Btu/h

T_1^4 = temperatura de la fuente, °R

T_2^4 = temperatura de la fuente receptor

F = factor que toma en cuenta la geometría del sistema y las emisividades de cuerpo gris de los cuerpos calientes y fríos, sin dimensiones

A' = superficie efectiva de transferencia de calor del cuerpo receptor
O frío, pies²

σ = constante de Stefan-Botamana, $0,173 \times 10^{-8}$ Btu/(h)(pies²)(°R⁴)

Obviamente a la aplicación de esta ecuación a los problemas prácticos de la ingeniería debe incorporar simplificaciones y suposiciones. Será provechoso desarrollar las bases de estas amplificaciones e indicar las suposiciones. En general, el horno consiste de un receptor de calor con sumidero; una fuente de calor y superficies que los contienen.

2.4.2 RECEPTOR DE CALOR

El receptor usual de calor se compone de múltiples tubos dispuestos sobre las paredes a una sola superficie para el caso de calderas. Aun cuando hay muchas formas arbitrarias de evaluar la superficie efectiva de transferencia de calor para tales arreglos, Hottel ha propuesto un desarrollo racional que ahora se usa casi exclusivamente. Ya se dijo que los elementos del horno se manejan mejor individualmente y al evaluar la superficie efectiva o "expuesta", se hace la suposición de que la fuente de calor es un plano

radiante paralelo al área de transferencia.

En la figura 2.1 se muestra un método para evaluar el factor de efectividad α por el cual la superficie de un plano que reemplace la hilera de tubos con emisividad supuesta de 1,0 debe multiplicarse para obtener un plano de superficie equivalente (frío). El plano que reemplaza a los tubos

Acp.

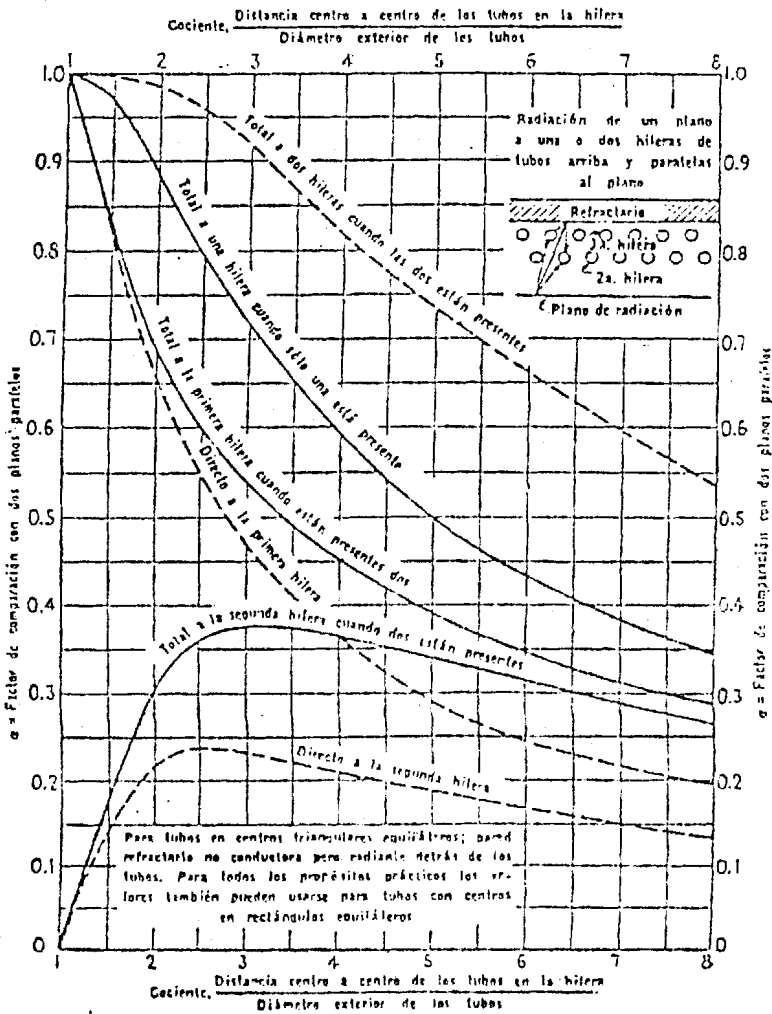


Fig. 2.1. Radiación entre un plano y una o más hileras de tubos paralelos al plano.

2.4.3 FUENTE DE CALOR

El calor de un horno se provee primariamente por una reacción de combustión y por el calor sensible del aire de combustión si este ha sido precalentado. Los combustibles gaseosos generalmente generan flamas no luminosas. Los combustibles de petróleo pueden quemarse de manera que generan flamas de luminosidad variable, dependiendo del diseño del quemador, grado de atomización y porcentaje de aire en exceso.

Las diferencias en las características de las flamas o patrones de calor producidos en el quemado convencional de varios combustibles, han dado por resultado el desarrollo de métodos de cálculo de la transmisión de calor radiante. No hay un método simple, universalmente aplicable, para calcular la absorción de calor en cualquier tipo de horno. Al principio, entonces los cálculos deben diferenciarse entre hornos calentados con gas o petróleo y aquellos a los que se alimentan combustibles sólidos. Los cálculos para flamas luminosas requieren información obtenida ya sea de experimentos o de la experiencia, y algunos datos han sido reportados por Hottel.

Consideremos por el momento un horno en el cual se quema un combustible gaseoso mediante quemadores que producen flamas no luminosas. Además, que la trayectoria de los productos de combustión a través del horno es muy corta comparada con las dimensiones del plano perpendicular a la trayectoria. En este horno, equipado con muchos quemadores pequeños para dar una buena distribución de la combustión, uno podría esperar una pequeña variación o ninguna en la temperatura de los gases de un punto a otro en el horno. No hay flamas luminosas que radien a los tubos o al refractario. Las únicas fuentes primarias de radiación son los productos de combustión y estos se supone que tienen temperaturas uniformes. Hay gran diferencia en la emisividad de varios gases a la misma

temperatura. Los gases diatómicos tales como el O_2 , N_2 y H_2 tienen emisividades muy bajas, tanto que pueden ser consideradas cero en el diseño de los hornos. Por otra parte, H_2O , CO_2 y SO_2 tienen buenas emisividades (aunque menores que muchos materiales sólidos), y el CO tiene una emisividad de tipo medio. Las fuentes de radiación pueden referirse específicamente como a constituyentes radiantes en los productos de combustión. Ordinariamente el H_2O y el CO_2 son los únicos constituyentes radiantes que necesitan considerarse, puesto que las pequeñas cantidades de azufre de muchos combustibles es despreciable, y los hornos generalmente se operan con suficiente exceso de aire para eliminar CO .

La radiación total de una masa de gas que contiene H_2O y el CO_2 dependerá de la temperatura del gas y el número presente de moléculas radiantes. El volumen de gas y la concentración de moléculas radiantes por unidad de volumen son, por lo tanto, una medida de la radiación que puede anticiparse a una temperatura dada. Actualmente la forma geométrica del gas debe también considerarse debido al factor de ángulo involucrado en la radiación.

La longitud de la trayectoria radiante media, L pies, es la profundidad promedio de la capa de gases de combustión en todas las direcciones para cada uno de los puntos de la superficie circundante del horno y se usa en lugar de la media cúbica del volumen. La concentración de las moléculas radiantes se mide por su presión parcial. La emisividad de la masa de gas en un horno es una función del producto pL atm-pies, donde p es la presión parcial del constituyente radiante. Si se encuentra presente más de un constituyente radiante las emisividades son aditivas, aun cuando se debe hacer una pequeña corrección por la interferencia de un tipo de moléculas con la radiación de otras. Al calcular la emisividad de una masa de gas, se

debe tomar en cuenta las temperaturas tanto de la fuente como del receptor. Para la transferencia de calor a un cuerpo negro, uno usaría la ecuación

$$Q_b = 0,173 F_{bA} [\overset{?}{\epsilon_G} (T_G/100)^4 - a_G (T_b/100)^4] A'_b \quad 2.2$$

Donde Q_b = carga o transferencia de calor al cuerpo negro por radiación del gas, Btu/h

A'_b = área efectiva de transferencia de calor del cuerpo negro, pies²

a_G = absortividad del gas a T_b , adimensional

F_{bA} = factor para considerar la geometría del sistema con un cuerpo negro receptor, adimensional

T_G = temperatura del gas, °R

T_b = temperatura del cuerpo negro, °R

ϵ_G = emisividad del gas a T_G , adimensional

Prácticamente, a_G puede reemplazarse por ϵ_G evaluada a T_b . Cuando están presentes dos constituyentes radiantes, H₂O y CO₂, la ecuación puede escribirse entonces (despreciando el factor de corrección):

$$Q_b = 0,173 F_b [(\epsilon_c + \epsilon_w)_{T_G} (T_G/100)^4 - (\epsilon_c + \epsilon_w)_{T_b} (T_b/100)^4] A'_b \quad 2.3$$

donde $(\epsilon_c + \epsilon_w)_{T_G}$ = emisividad del gas a T_G

ϵ_c = emisividad del CO₂ a p_{CO_2} .L y T_G

ϵ_w = emisividad del H₂O a p_{H_2O} .L y T_G

$(\epsilon_c + \epsilon_w)_{T_b}$ = emisividad (sustituida por absorividad)

ϵ_c = emisividad del CO₂ a p_{CO_2} .L y T_b

ϵ_w = emisividad del H₂O a p_{H_2O} .L y T_b

Se notará que además del factor de corrección que debería introducirse para tomar en cuenta la interferencia; Egbert ha encontrado que la emisividad del vapor de agua es una función de su presión parcial. Hotel ha determinado valores de L para hornos de diversas formas geométricas, y la Tabla 2.1 presenta un bosquejo útil de estos valores.

Relaciones dimensionales*	Longitud media, L , pies
Hornos rectangulares	
1. 1-1-1 a 1-1-3 1-2-1 a 1-2-4	$2/3$ (volumen del horno) ^(1/3)
2. 1-1-4 a 1-1-∞	1,0 x la menor dimensión
3. 1-2-5 a 1-2-8	1,3 x la menor dimensión
4. 1-3-3 a 1-∞-∞	1,8 x la menor dimensión
Hornos cilíndricos	
5. $d \times d$	$2/3$ diámetro
6. $d \times 2d$ a $d \times \infty \times d$	1 x diámetro

Tabla 2.1. Longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de gas.

En el diseño de hornos industriales el término tasa se usa para referirse al o flujo térmico y no se consideran coeficientes de películas individuales. Es conveniente tener gráficas que den los valores del flujo térmico por radiación de calor q_e y q_w como funciones de pL y T donde

$$q_e = 0.173 \epsilon_c (T/100)^4 \text{ a } p_{CO_2} L \text{ y } T \quad 2.4$$

$$q_w = 0.173 \epsilon_w (T/100)^4 \text{ a } p_{H_2O} L \text{ y } T \quad 2.5$$

$$q_b = 0.173 \epsilon_b (T/100)^4 \text{ donde } \epsilon_b = 1,00 \quad 2.6$$

Tales gráficas se presentan en las Fig. 2.2 y 2.3 proporcionadas por Hottel y Egbert. Finalmente la emisividad es igual a

$$\epsilon_G = \{[(q_c + q_w)_{T_G} - (q_c + q_w)_{T_S}]/[(q_b)_{T_G} - (q_b)_{T_S}]\} \quad 2.7$$

donde q_c : Flujo térmico por radiación originado por el CO_2 a $p_{\text{CO}_2}L, T$

q_w : Flujo térmico por radiación originado por el H_2O a $p_{\text{H}_2\text{O}}L, T$

q_b : Flujo térmico de asumiendo $\epsilon_b = 1$

p : Presión parcial

L : Longitud media de la trayectoria radiante en varias formas de gas

Se pueden sacar algunas conclusiones de la dependencia de la emisividad del gas de pL . Para hornos de las mismas proporciones físicas pero de diferente tamaño, se podría esperar que el más grande tuviera una razón de mayor transferencia de calor a una temperatura dada del gas (debido al mayor valor de L). El efecto de aumentar el exceso de aire es reducir el valor de p , o sea la emisividad, por lo que la tasa de radiación de un gas dado a cierta temperatura disminuye. Aun cuando no estrictamente relacionado a la discusión de los efectos del exceso de aire, se ha encontrado por experiencia que los hornos de refinerías no operan en condiciones óptimas debido al uso de exceso de aire.

Las condiciones de operación de las calderas por lo general se controlan más rígidamente que los hornos de las refinerías, debido al mayor costo del combustible en las plantas de vapor.

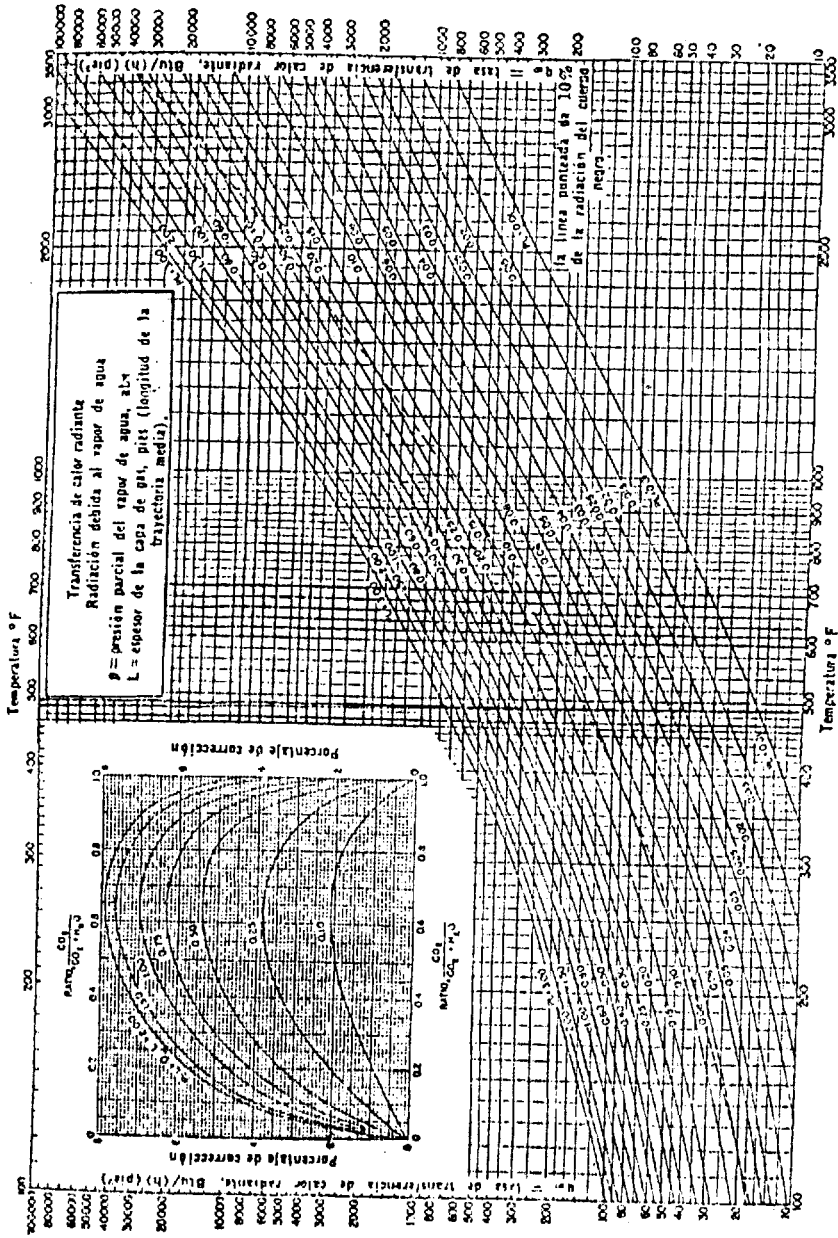


Fig. 2.2. Radiación debida al bióxido de carbono.

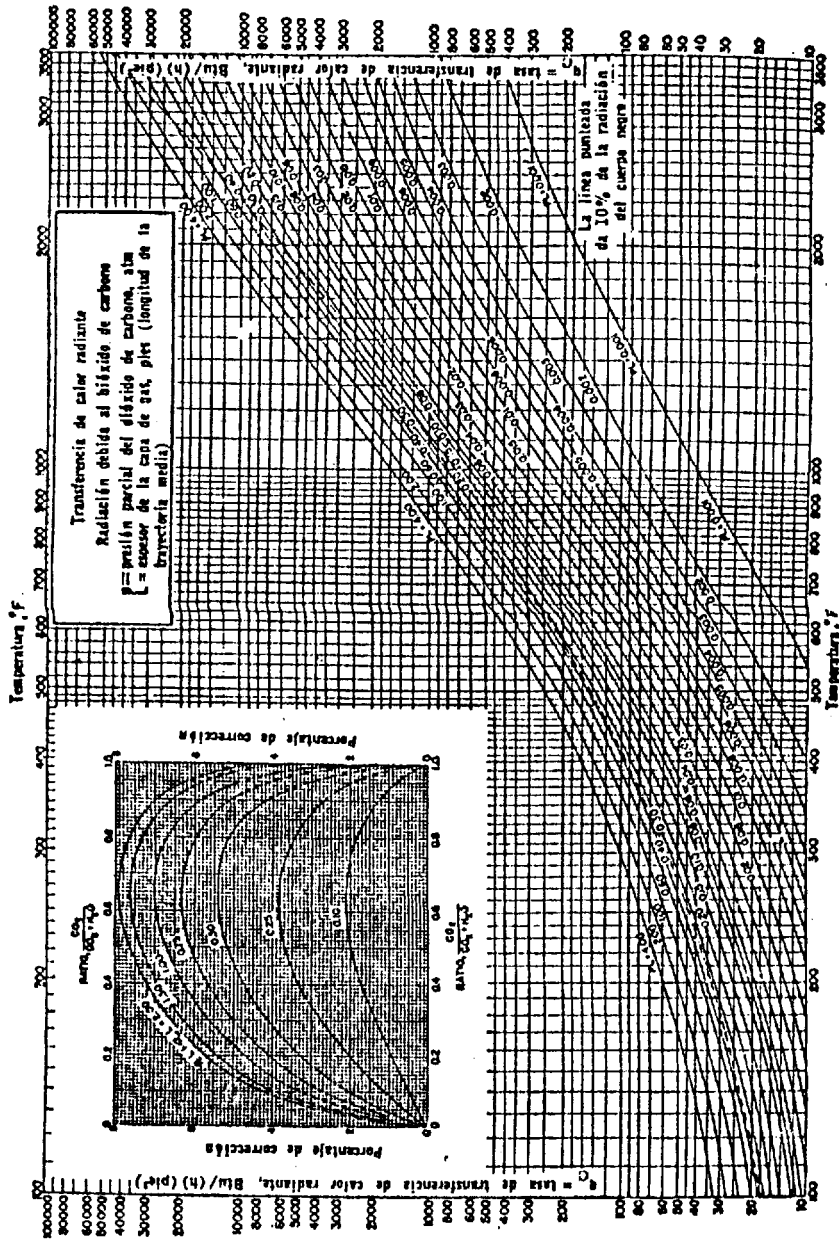


Fig. 2.3. Radiación debida al vapor de agua.

2.4.4 SUPERFICIES ENVOLVENTES

La función que juega la pared de refractario, bóvedas y piso de un horno en la transferencia de calor del gas a la superficie fría, es a menudo difícil de visualizar. La masa del gas radia en todas direcciones. La emisividad del gas evaluada a partir de p y L , como ya dijimos, es direccional en cuanto a que denota la radiación que incide en cierto punto de la superficie fría en el envolvente del horno. Toda esta radiación se dirige desde varias secciones de la masa de gas hacia ese punto en particular. Sin embargo varias secciones de la de la masa del gas también radian en otras direcciones. Algo de esta radiación puede dirigirse hacia la superficie del refractario (que no está fría), y el refractario a su vez refleja la radiación incidente, parte de la cual se dirige nuevamente hacia el punto considerado inicialmente. La masa de gas es bastante transparente a la rerradiación (aun más que a la reflexión puesto que las características espectrales de la rerradiación dependen de las características de la superficie de refractario); por lo que el punto de la superficie fría recibe mas radicación que la que sería evaluada a partir de la emisividad del gas. El refractario se comporta en manera similar a un reflector colocado de una fuente luminosa.

Una manera efectiva de ilustrar el efecto del refractario es empezar con una superficie envolvente que no contenga superficies frías. Este envolvente contiene un gas de cierta emisividad a temperatura dada. Si se practica una pequeña abertura en la envolvente, la radiación que emerja a través de la abertura será igual a la proveniente de un cuerpo negro a la temperatura del gas, no importa cuál pueda ser la emisividad del gas siempre y cuando las paredes estén bien aisladas y el sistema haya alcanzado el equilibrio térmico. Ahora, si en lugar de la abertura se coloca una pequeña sección de superficie fría dentro del envolvente, la radiación que indica en ella será igual a la que se origina en alrededores negros a la temperatura del gas. El

efecto de un cociente elevado entre la superficie del refractario y la superficie fría, es producir una emisividad del horno de 1,0, aun cuando la emisividad del gas sea baja.

Por otra parte, si la superficie envolvente es fría y negra, cada punto de la superficie recibirá únicamente la radiación inicialmente dirigida hacia él, puesto que la radiación en otras direcciones es completamente absorbida y la emisividad del gas. Si la emisividad de la superficie fría es menor que 1, se reflejará algo de la radiación, luego del efecto neto de la menor emisividad de la superficie fría será una disminución en la transferencia de calor para una diferencia dada de temperatura, la disminución no será proporcional a la disminución en emisividad. Las reflexiones serán absorbidas por el gas solamente de una manera parcial, y la porción no absorbida se añadirá a la radiación primaria hacia algún otro punto de la superficie fría. A más baja emisividad del gas (absorsividad) menor será el efecto de un cambio en la emisividad de la superficie fría. Debe mencionarse que en una caldera con tubos de humo la transferencia de calor radiante puede evaluarse por aplicación de estos principios y que sin duda es seguro suponer que la emisividad de la superficie del tubo es 1,0.

Se ha demostrado cualitativamente que la transmisión neta de calor radiante se aumentará con una emisividad dada de gas, emisividad de la superficie fría y las temperaturas de la superficie fría y del gas mediante un aumento de la razón de la superficie del refractario a la superficie fría. Sin embargo, la adición de refractario extra no proporciona un medio de aumentar el flujo térmico sin aumentar la temperatura de los gases en el horno. Mientras que la razón del refractario a la superficie fría puede aumentarse de esta manera, esto se logra a expensas de disminuir la trayectoria media del horno.

La evaluación cuantitativa rigurosa de los efectos de la superficie de

refractario es muy difícil y escapa al rango de practicabilidad en muchos problemas de ingeniería. Hottel ha desarrollado una ecuación para el factor de intercambio total.

$$F = 1 / [(1/\epsilon_r) + (1/\epsilon_s) - 1] \quad 2.8$$

donde ϵ_r : Emisividad de la cavidad del horno

ϵ_s : Emisividad de la superficie fría = 0,9 (asumida).

Hottel define después ϵ_F como una función de la emisividad del gas, la razón de la superficie del refractario a la superficie fría, y un factor de ángulo que considera las correlaciones geométricas entre las varias secciones de las superficies frías y del refractario.

Sumarizando, la superficie del tubo debe evaluarse como una superficie plana equivalente. La emisividad de la masa del gas es una función de la temperatura, la temperatura de la superficie fría, la trayectoria media del horno, y la presión parcial de los constituyentes radiantes. La emisividad efectiva del horno es una función de la emisividad del gas y de la razón (y arreglo relativo) del refractario a la superficie fría. El factor total de intercambio puede obtenerse a partir de la emisividades del horno y de la superficie fría usando una ecuación del tipo Stefan-Boltzman para calcular la transferencia de calor radiante.

$$Q = 0,173F[(T_g/100)^4 - (T_s/100)^4]\alpha A_{cp} \quad 2.9$$

Teóricamente, el valor promedio indicado de T_g debe usarse en esta fórmula y el cálculo de grandes hornos debe llevarse a cabo de sección en sección. Realmente, a menudo, es satisfactorio considerar la temperatura de

los gases que salen de la sección radiante del horno como la temperatura promedio, siempre y cuando el grado de turbulencia de los gases sea alto. Cuando se emplean flamas altamente luminosas se requerirán datos adicionales.

2.4.5 METODO DE LOBO Y EVANS

Este método hace uso del factor total de intercambio F y una ecuación del tipo Stefan-Boltzman. Tiene una buena base teórica y se recomienda para calderas. La desviación promedio entre la absorción de calor predicha y observada en 85 pruebas en 19 hornos diferentes que variaron ampliamente en características físicas y de operación, fue de 3,5%. La desviación máxima fue 16%.

Para poder aplicar este método tenemos que hacer varias consideraciones. La ecuación 2.9 le agregaremos un término que corresponde al calor que se transferirá por convección, y la transferencia total de calor a la superficie fría es

$$\Sigma Q = 0,173F[(T_G/100)^4 - (T_S/100)^4]\alpha_{cp}A_{cp} + hcA(T_G - T_S) \quad 2.10$$

donde A : Superficie total del tubo, pie^2

A_{cp} : Superficie equivalente del plano frío, pie^2

F : Factor total de intercambio, adimensional

hc : Coeficiente de convección, $\text{Btu}/(\text{hpie}^2 \cdot ^\circ\text{F})$

ΣQ : Calor total transferido a la superficie fría, Btu/h

T_G : Temperatura del gas de combustión a la salida de la sección radiante, $^\circ\text{R}$

T_S : Temperatura de la superficie del tubo, $^\circ\text{R}$

α : Factor por el cual A_{cp} debe reducirse para obtener la superficie fría real, adimensional.

El término de convección puede simplificarse suponiendo que $h_c = 2,0$ y que para este término sólo A es aproximadamente $2,0 \cdot \alpha \cdot A_{cp}$. Puesto que se desea dividir todos los términos por F , se usará un valor de $0,57$ en su lugar cuando se considera el término convección.

$$\Sigma Q / (\alpha A_{cp} F) = 0,173 [(T_G/100)^4 - (T_s/100)^4] + 7 (T_G - T_s) \quad 2.11$$

Esta correlación se muestra gráficamente en la Fig. 2.4.

Al aplicar las ecuaciones la superficie fría equivalente se evalúa con ayuda de la Fig. 2.1. Como ya se dijo, A_{cp} es la superficie de un plano que reemplaza la hilera de tubos y corresponde al producto del número de tubos por su longitud expuesta en pies por el espacio de centro a centro en pies. Cuando la sección de convección está localizada de tal manera que recibe los beneficios de radiación directa de la sección radiante, ésta deberá incluirse en la superficie plana fría equivalente. Para un conjunto de tubos de mas de dos hileras de profundidad, α puede ser tomado como $1,0$ y αA_{cp} es simplemente el producto de la longitud por el ancho de las aberturas del banco de convección. Este caso también sucede cuando la superficie fría es una sola, hornos tubulares.

La emisividad del gas se calcula a partir de la longitud de la trayectoria media, presión parcial de los constituyentes radiantes, temperatura de los tubos, y temperatura del gas (que usualmente debe suponerse en el primer tanteo).

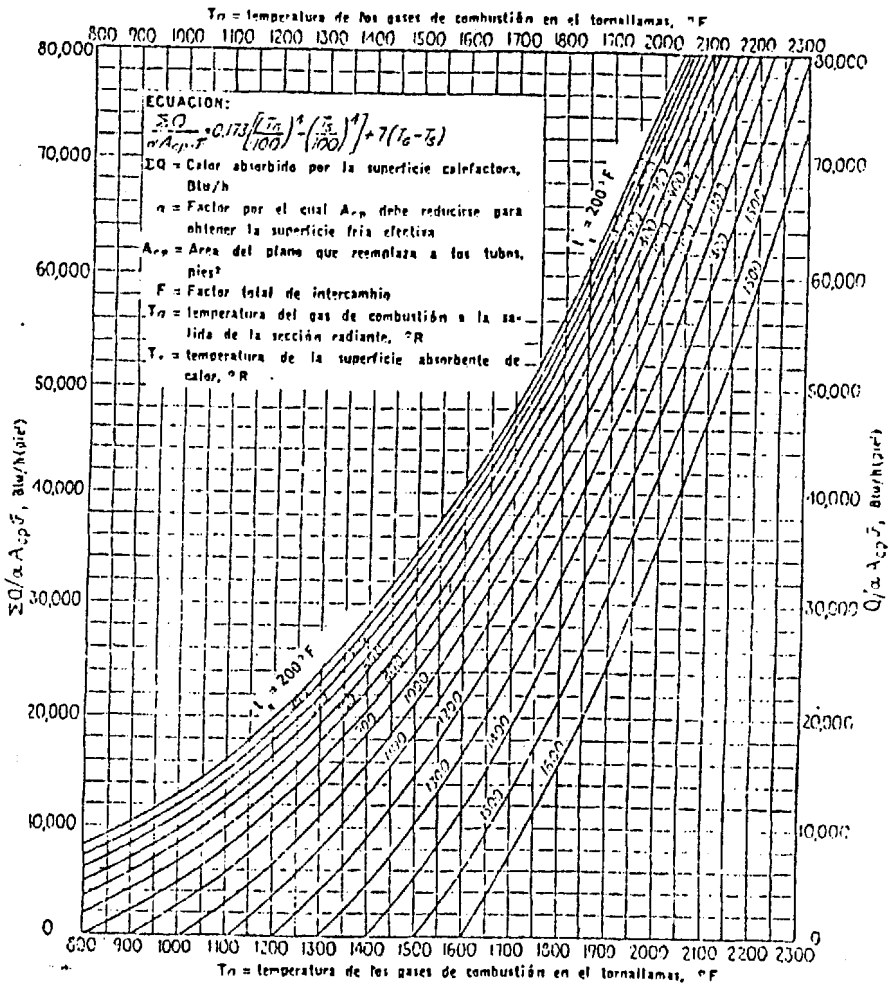


Fig. 2.4. Flujo de calor en la sección radiante.

El factor total de intercambio se indica en la Fig. 2.5 como función de la emisividad del gas ("flama") y la razón de la superficie efectiva del refractario A_R , donde

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} \tag{2.12}$$

donde A_R = superficie efectiva del refractario, pies²

A_T = área total de la superficie del horno, pies²

αA_{cp} = superficie equivalente del plano frío, pies²

La temperatura de los gases a la salida, se obtiene mediante cálculos de prueba y error a menos que satisfaga la ecuación de transferencia de calor y balance térmico. Para disminuir la cantidad de cálculos requeridos al aplicar el método de Lobo y Evans, la Fig. 2.4 da valores de $\Sigma Q/(\alpha A_{cp} F)$ para varias combinaciones de T_g y T_s .

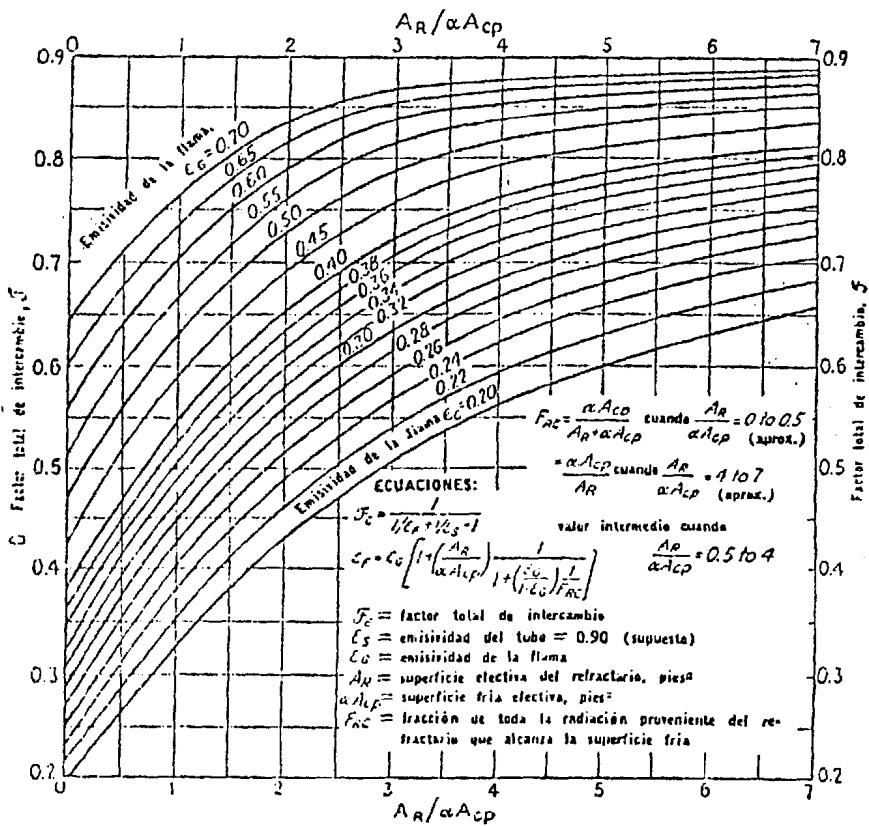


Fig. 2.5 Factor total de intercambio térmico para secciones radiantes.

2.5 CALCULO DE INTERCAMBIADORES DE TUBO Y CORAZA

Los equipos de transferencia de calor se definen por las funciones que desempeña en un proceso y recuperan calor entre dos corrientes de proceso.

2.5.1 DIFERENCIA DE TEMPERATURA

Una diferencia de temperatura es la fuerza motriz, mediante la cual el calor se transfiere desde la fuente al receptor. Su influencia sobre sistemas de transferencia de calor, que incluyen tanto a la fuente como al receptor, es el sujeto inmediato al estudio.

Coefficientes totales de transferencia de calor, En nuestro proceso tenemos dos corrientes (Fig. 2.6), teniendo cada una un coeficiente de película particular y cuyas temperaturas varían de la entrada a la salida. Por conveniencia, el método para calcular la diferencia de temperatura entre los dos deberá emplear únicamente las temperaturas de proceso, ya que generalmente son las únicas conocidas. Para establecer las diferencias de temperaturas en esta forma entre una temperatura general T del fluido caliente y alguna otra temperatura t del fluido frío, es necesario hacer estimaciones para todas las resistencias entre las dos temperaturas.

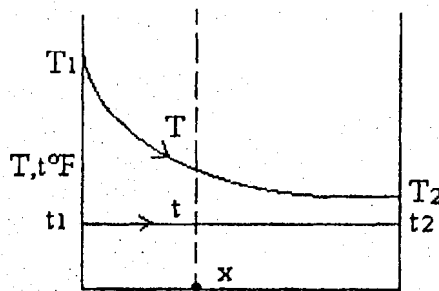


Fig. 2.6. Diferencias de temperaturas.

En el caso de tubos de intercambiadores, las resistencias encontradas son la

resistencia de la película del fluido en el tubo, la resistencia de la pared del tubo, L_m/k_m , y la resistencia de la película del fluido en la parte exterior del tubo. Puesto que Q es igual a $\Delta t/\Sigma R$ entonces tenemos,

$$\Sigma R = 1/h_i + \overset{?}{L_m/k_m} + 1/h_o \quad 2.13$$

donde ΣR es la resistencia total. Es costumbre sustituir $1/U$ por ΣR donde U se llama coeficiente total de transferencia de calor. Ya que un tubo real tiene diferentes áreas por pie lineal tanto en su interior como en su exterior, h_i y h_o deben referirse a la misma área de flujo de calor o en otra forma no coincidirá por unidad de longitud. Si se usa el área exterior A del tubo interno, entonces h_i debe multiplicarse por A_i/A para dar el valor que tendría h_i si se calculara originalmente sobre la base del área mayor A en lugar de A_i . Para una tubería con pared gruesa la ecuación 2.13 se transformará, agregando además dos resistencias adicionales originadas por depósitos de los fluidos tanto en la parte interior como exterior, en

$$1/U = 1/h_i(A_i/A) + R_i(A_i/A) + (2,3D_o/2k_m)\log(D_o/D_i) + R_o + 1/h_o \quad 2.14$$

donde h_i : coeficiente de transferencia de calor para fluido interior

Btu/(h)(pie²)(°F)

A_i : superficie interior de transferencia de calor, pie²

A : superficie exterior de transferencia de calor, pie²

D_o : diámetro exterior, pie

D_i : diámetro interior, pie

k_m : conductividad térmica del metal, Btu/(h)(pie²)(°F/pie)

(Tabla 4 Apéndice)

R_i : factor interno de obstrucción, adimensional, (Tabla 3 Apéndice)



R_o : factor externo de obstrucción, adimensional, (Tabla 3 Apéndice)

T_1 : Temperatura a la entrada del intercambiador °F

T_2 : Temperatura a la salida del intercambiador, chimenea, °F

t_1 : Temperatura del agua = t_2

La forma integrada de la ecuación general de Fourier para el estado estable puede escribirse

$$Q = UA\Delta t \quad 2.15$$

donde Δt es la diferencia de temperatura (MLTD) entre las dos corrientes para la superficie total A. En lo sucesivo la Ecu. 2.15 se referirá simplemente como ecuación de Fourier. La ecuación de Fourier tiene un valor particular en el diseño, cuando los coeficientes de películas individuales pueden ser calculados y U puede ser resuelto mediante la Ecu. 2.14 podemos hacer comparaciones con el valor obtenido con 2.15, asumiendo inicialmente el valor del área de transferencia A y sabiendo de antemano el valor Q que se transferirá en el intercambiador.

Promedio logarítmico de la diferencia de temperatura (MLDT), Generalmente los fluidos experimentan variaciones de temperatura, que no son líneas rectas cuando las temperaturas se grafican contra longitudes como en la Fig. 2.6. Para la derivación de la diferencia de temperatura, se deben hacer las siguientes suposiciones:

1. El coeficiente total de transferencia de calor U es constante en toda la trayectoria.

2. Las libras por hora de fluido que fluye son constantes, obedeciendo los requerimientos del estado estable.
3. No hay cambios parciales de fase en el sistema, por ejemplo, vaporización o condensación. La derivación es aplicable para cambios en el calor sensible y cuando la vaporización o condensación es isotérmica en toda la trayectoria.
4. Las pérdidas de calor son despreciables.

Aplicando la forma diferencial de la ecuación del estado estable,

$$dQ = U(T - t)a''dL \quad 2.16$$

donde a'' son los pies cuadrados de superficie por pie de longitud de tubo o

$$a''dl = dA.$$

De un balance diferencial de calor

$$dQ = WCdt = wcdt \quad 2.17$$

donde Q es el límite cuando dQ varía de 0 a Q . En cualquier punto en el tubo de izquierda a derecha, el calor ganado por el fluido frío es igual al cedido por el fluido caliente. Tomando un balance de $L = 0$ a $L = X$

$$WC(T - T_2) = wc(t - t_1) \quad 2.18$$

de lo que

$$T = T_2 + (wc/WC)(t - t_1) \quad 2.19$$

De las Ecs. 2.16 y 2.17 sustituyendo por T,

$$dQ = wcdt = U[T_2 + (wc/WC)(t - t_1) - t]a''dL$$

t y L son los únicos variables. Colectando términos de t y L

$$\int (Ua''dL)/(wc) = \int dt/[T_2 - (wc/WC)t_1 + (wc/WC - 1)t] \quad 2.20$$

el miembro derecho es de la forma

$$\int dt/(a_1 + b_1t) = (1/b_1)\log(a_1 + b_1t)$$

Integrando dl entre 0 y L y dt entre t₁ y t₂,

$$UA/wc = [1/(wc/WC - 1)] \ln \frac{T_2 - (wc/wc)t_1 + (wc/WC - 1)t_2}{T_2 - (wc/WC)t_1 + (wc/WC - 1)t_1} \quad 2.21$$

Para simplificar esta expresión sustituya para T₂ en el numerador la expresión de la Ec. 2.18. desarrolle el denominador, y cancele términos

$$UA/wc = [1/(wc/WC - 1)] \ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)] \quad 2.22$$

Se sustituye para wc/WC la expresión de la Ec. 2.18

$$\begin{aligned} UA/wc &= \{1/[(T_1 - T_2)/(t_2 - t_1) - 1]\} \ln[(T_1 - t_2)/(t_2 - t_1)] \\ &= \{(t_2 - t_1)/[(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)]\} \ln[(T_1 - t_2)/T_2 - t_1] \end{aligned} \quad 2.23$$

Puesto que $wc(t_2 - t_1) = Q$ y sustituyendo Δt_2 y Δt_1 para las temperaturas terminales caliente y fría $T_1 - t_2$ y $T_2 - t_1$,

$$Q = UA[(\Delta t_2 - \Delta t_1)/\ln(\Delta t_2 / \Delta t_1)] \quad 2.24$$

Si las diferencias entre las dos terminales $\Delta t_2 - \Delta t_1$ se escribe de manera que sea positiva, entonces la razón de las dos terminales tomadas en el mismo orden es numéricamente mayor que uno, eliminándose cualquier confusión debido a signos negativos. La expresión entre corchetes en la Ec. 2.24 es el medio logarítmico o la media logarítmica de la diferencia de temperaturas y se abrevia MLDT.

$$\Delta t = MLTD = [(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)]/\ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)] \quad 2.25$$

2.5.2 COEFICIENTES DE PELICULA

Coefficiente convectivo interior h_i , o lado de los tubos, se obtuvo basada en los datos de Morris y Whitman. Sieder y Tate, hicieron una correlación posterior tanto para el calentamiento como enfriamiento de varios fluidos incluidos gases y para flujos turbulentos

$$h_i D/k = 0,027(DG/\mu)^{0,8} (c\mu/k)^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0,14} \quad 2.26$$

La Ec. 2.22 dio una desviación media máxima de aproximadamente + 15 y - 10% para números de Reynolds arriba de 10.000. Esta ecuación fue obtenida para tubos, también se podrían usar indiscriminadamente para tubería. Las tuberías son más rugosas que los tubos y producen más turbulencia para iguales números de Reynolds. Los coeficientes calculados de correlaciones de datos de tubos son actualmente menores y más seguros que los cálculos correspondientes basados en datos de tuberías, y no hay en la literatura correlaciones de tubería tan extensas como las correlaciones para tubos. La Ec. 2.26 es aplicable para líquidos orgánicos, soluciones

acuosas y gases. No son conservadoras para el agua. Para permitir una representación gráfica de ambas ecuaciones en un solo par de coordenadas. Usando la ordenada

$$J_{II} = (h_i D_i / k) (c_p \mu / k)^{(-1/3)} (\mu / \mu_w)^{(-0.14)} \quad 2.27$$

donde k : conductividad térmica del gas = $0,034 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$,
(Tabla 1

de Apéndice)

c_p : calor específico del gas = $0,88 \text{ Btu}/\text{lb}^\circ\text{f}$, (Fig. 3 Apéndice)

μ : viscosidad a la temperatura calórica * $2,42 = \text{lb}/\text{pie h}$,

μ_w : viscosidad a la temperatura de la pared del tubo * $2,42 = \text{lb}/\text{pie h}$.

Esta gráfica se encuentra en la Fig. 2 del Apéndice.

Coefficiente convectivo exterior h_o , o lado de agua; en nuestro caso exclusivo vamos a tener una ebullición y mucho del conocimiento de ebullición se obtiene del trabajo de Jakob y Fritz y las investigaciones posteriores de Jakob. Cuando a través de un tubo fluye vapor de agua y aquel se encuentra sumergido en un recipiente con líquido, se forman pequeñas burbujas de vapor de una manera completamente al azar en la superficie del tubo. El calor que pasa a través de la superficie del tubo donde no se forman burbujas, entra por convección al líquido que lo rodea. Algo del calor del líquido fluye entonces hacia la burbuja, provocando evaporación desde su superficie interna hacia el interior de ella misma. Cuando se ha desarrollado suficiente fuerza ascensorial entre la burbuja y el líquido, ésta se libera de las fuerzas que la mantienen adherida al tubo y sube a la superficie del recipiente. Kelvin postuló que, para que esta

conducta prevalezca, el líquido debe estar mas caliente que su temperatura de saturación en la burbuja incipiente. Esto es posible, ya que la naturaleza esférica de la burbuja establece fuerzas de superficie en el líquido, de manera que la presión de saturación dentro de la burbuja es menor que la del líquido que la rodea. La temperatura de saturación de la burbuja siendo menor que la del líquido que la rodea, permite el flujo de calor dentro de la burbuja.

La transferencia de calor por vaporización sin agitación mecánica, es obviamente una combinación de convección ordinaria en el líquido y convección adicional producida por la ascención de las burbujas de vapor. Bajo diferencias de temperatura muy pequeñas entre la pared del tubo y el líquido en ebullición, la formación de las burbujas tiene lugar lentamente y la velocidad de transferencia de calor es esencialmente de convección libre.

Estos coeficientes de ebullición típica de la curva de McAdams están basados en datos de varios investigadores para el agua, Fig. 2.7.

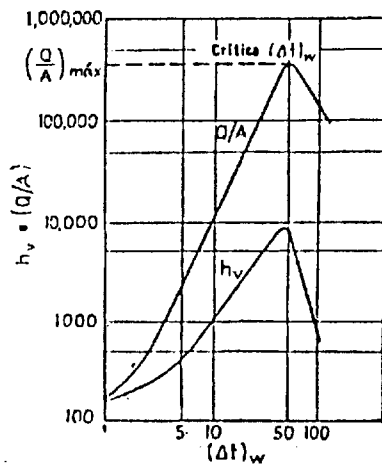


Fig. 2.7. Curva de ebullición de agua en recipientes. (según McAdams)

2.6 CALCULO MECANICO

En este capítulo vamos a tratar sobre el diseño de recipientes sometidos a presión y de estructuras que los soporten. Tal experiencia es a menudo frustrante para quien no se haya mantenido al corriente de las publicaciones sobre este campo, en cuanto a especificaciones, normas y ecuaciones de diseño. En esta parte de la tesis se utilizarán los procedimientos y fórmulas de diseño de las normas **ASME Code for Pressure Vessels, sección VIII, división 1**.

En las referencias que se hacen en esta parte, la palabra NORMA se usa para referirse a las calderas y recipientes sometidos a presión de la ASME (AMERICA SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS), sección VIII, reglas para la construcción de recipientes sujetos a presión, división 1, que son las vigentes en los Estados Unidos de Norteamérica. Edición 1983.

2.6.1 ESFUERZOS EN RECIPIENTES A PRESION

Los recipientes a presión están sujetos a diversas cargas, que causan esfuerzos de diferentes intensidades en los componentes del recipiente. El tipo de intensidad de los esfuerzos es una función de la naturaleza de las cargas, de la geometría del recipiente y de su construcción.

Antes de entrar a revisar las fórmulas repasemos ciertos conceptos.

Presión de operación, es la presión que se requiere en el proceso del que forma parte el recipiente, a la cual trabaja normalmente este.

Presión de diseño, es la presión que se emplea para diseñar el recipiente. Se recomienda diseñar un recipiente y sus componentes para una presión mayor que la de operación. Este requisito se satisface utilizando una

presión de diseño de 30 lb/pulg² o 10% más que la presión de trabajo, la que sea mayor. También debe tomarse en consideración la presión del fluido y de cualquier otra sustancia contenida en el recipiente.

Máxima presión permitida de operación, la presión interna a la que está sujeto el elemento más débil del recipiente correspondiente al esfuerzo máximo admisible, cuando se supone que el recipiente está:

- en estado de desgaste por corrosión
- a una temperatura determinada
- en posición normal de trabajo
- bajo efecto de otras cargas (carga de viento, presión externa, presión hidrostática, etc.) que son aditivas a la presión interna.

Presión de la prueba hidrostática, una y media veces la máxima presión permitida de operación o la presión de diseño cuando se hacen los cálculos para determinar la presión máxima permitida de trabajo.

Si el valor del esfuerzo del material del recipiente a la temperatura de diseño es menor que a la temperatura de prueba, la presión de prueba hidrostática debe incrementarse proporcionalmente.

Valores del esfuerzo máximo permitido, los valores del esfuerzo de tensión máximo permitido para diferentes materiales se presentan en la Tabla 5 del Apéndice. El esfuerzo a compresión máximo permitido para usar en el diseño de recipientes cilíndricos sujetos a cargas que produzcan esfuerzos de compresión en el casco debe determinarse de acuerdo a la norma, UG-23(b),(c) y (d).

Eficiencias de las juntas, la eficiencia de los diferentes tipos de juntas

soldadas aparece en la Tabla 6 del Apéndice.

Presión interna, presentaremos en esta parte las fórmulas para diseñar un tanque en función de las dimensiones interiores

$$t = PR / (SE - 0,6P) \quad 2.28a$$

$$P = SEt / (R + 0,6t) \quad 2.28b$$

donde P : presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida,

lb/pulg²

S : valor del esfuerzo del material, lb/pulg², (Tabla 5a Apéndice)

E : eficiencia de la junta

R : radio interior, pulgadas

D : diámetro interior, pulgadas

t : espesor de pared, pulgadas

C.A. : margen por corrosión (Tabla 10 Apéndice)

Presión externa, cuando Do/t (Do, diámetro exterior) es igual o mayor que 10, la presión máxima permitida es

$$Pa = 4B / 3(Do/t) \quad 2.29$$

donde P : presión externa de diseño, lb/pulg²

Pa : presión máxima permitida de trabajo, lb/pulg²

Do : diámetro exterior, pulg.

I : observar la Fig. 2.7

Esta fórmula es del tipo iterativo ya que se asume un valor tentativo de t y luego se obtiene el valor de la Pa, y si se ajusta a la presión máxima que nosotros requerimos entonces t será el valor adecuado.

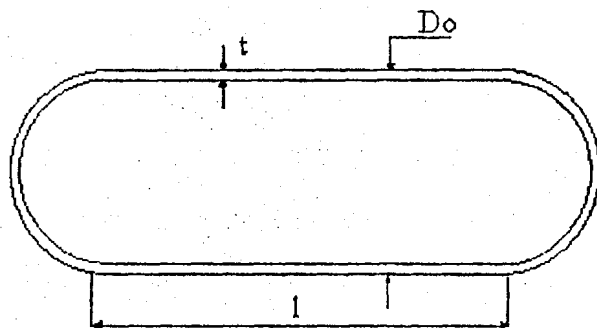


Fig. 2.8. Recipiente sin anillo atiesador.

El valor de B deberá determinarse por el procedimiento siguiente:

1. Supóngase un valor para t , se determina l/Do y Do/t .
2. Se entra a la Fig. 5 del Apéndice y se obtiene el valor de A.
3. Ingresamos con el valor e A a la Fig. 6 del Apéndice, y se obtiene B según la temperatura de trabajo.

Para los valores de A que caigan a la izquierda de la línea aplicable de temperatura (Fig. 6 del Apéndice), el valor de P_a puede calcularse por la fórmula:

$$P_a = 2AE/3(Do/t) \quad 2.30$$

Donde E es el módulo de elasticidad del material.

2.6.2 ESFUERZOS EN RECIPIENTES SOPORTADOS POR SILLETAS

Los métodos de diseño de los soportes para recipientes horizontales se

basan en el análisis presentado en 1951 por L. P. Zick. La ASME (Pressure Vessel and Piping Design) como práctica recomendada. La norma 2510 de API hace referencia también a este análisis. La norma británica 1515 adoptó este método con ligeras modificaciones y mayor refinamiento.

El método de diseño a ser utilizado se basa en el análisis que se ha mencionado. (Pressure Vessel and Piping; Design and Analysis, ASME, 1972)

Un recipiente horizontal montado sobre soportes de silleta actúa como una viga, con las siguientes diferencias:

1. Las condiciones de carga son diferentes para el recipiente total o parcialmente lleno.
2. Los esfuerzos sobre el recipiente varían según el ángulo formado por las silletas.
3. La carga del recipiente solo se combina con las demás cargas.

Cargas:

1. Reacción de las silletas. La práctica recomendada es diseñar el recipiente para una carga completa de agua.
2. Presión interna, como esfuerzo longitudinal sobre el recipiente es de la mitad del esfuerzo circunferencial, la mitad del espesor de la placa que se usa es suficiente para resistir la carga del peso.
3. Presión externa, si el recipiente para vacío completo no se diseña por considerar que el vacío ocurriría ocasionalmente, debe instalarse una válvula de alivio de vacío, especialmente cuando la descarga del recipiente este conectada a una bomba.
4. Carga de viento, los recipientes largos con relaciones pequeñas t/r están

sujetos a deformación por presión del viento. Según Zick “ la experiencia indica que un recipiente diseñado para presión externa de 1 lb/pulg² puede resistir satisfactoriamente las cargas externas que se presenten en el servicio normal”.

5. Cargas de impacto, la experiencia demuestra que, durante el embarque, se producen cargas de impacto difícilmente estimables que pueden dañar los recipientes. Al diseñar el ancho de las silletas y los tamaños de las soldaduras, debe tomarse en cuenta esta circunstancia.

Ubicación de las silletas, desde el punto de vista estático y económico, se prefiere el uso de dos silletas únicamente a diferencia del sistema de varios soportes, y esto es válido aun cuando sea necesario usar anillos atiesadores. La ubicación de las silletas la determina a veces la situación de aberturas, resumideros, etc., en el fondo del recipiente. Si no es tal el caso, las silletas pueden situarse en los puntos estáticamente óptimos. Los recipientes de pared delgada y diámetro grande se soportan mejor cerca de las cabeceras, para utilizar el efecto atiesador de las mismas. Respecto a recipientes largos de pared gruesa, se aconseja soportarlos en donde el esfuerzo flexionante máximo longitudinal sobre las silletas sea casi igual al esfuerzo sobre la mitad del claro. Este punto varía con el ángulo de contacto de las silletas. La distancia entre la línea tangente a la cabeza y la silleta, en ningún caso debe ser mayor de 0,2 veces la longitud del recipiente, (1).

Angulo de contacto θ , mínimo sugerido por el código ASME es de 120° , excepto para recipientes muy pequeños. Para cilindros sin atiesamiento sujetos a presión externa, el ángulo de contacto está limitado a 120° por las normas ASME. (UG-29).

Los recipientes soportados por silletas están sujetos a:

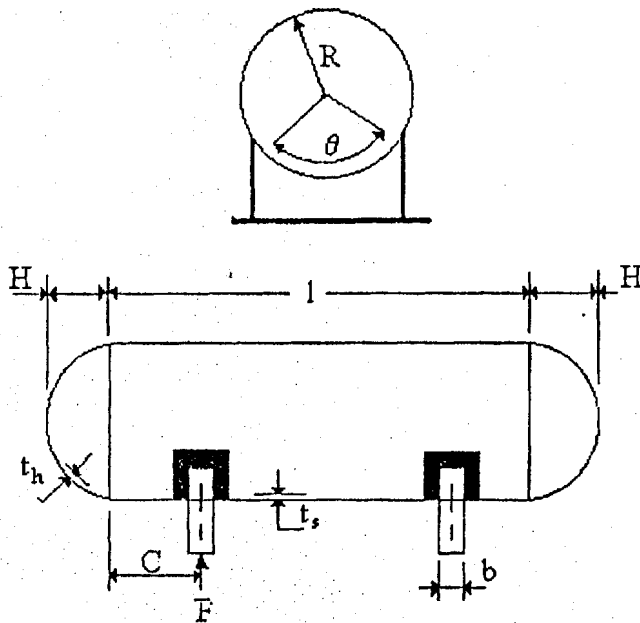


Fig. 2.9. Recipiente con sillas.

1. Esfuerzo flexionante longitudinal
2. Esfuerzo cortante tangencial
3. Esfuerzo circunferencial.

Esfuerzos en recipientes con dos sillas, primero esbozaremos las fórmulas para determinar la flexión longitudinal en casco sin anillo atiesador,

$$S_1 = \pm \frac{FC \left(1 - \frac{1 - C/l + (R^2 - H^2)/2Cl}{1 + 4H/3l} \right)}{KR^2 t_s} \quad 2.31$$

Esfuerzo en las sillas, a tensión la suma de S_1 y el esfuerzo debido a la presión interna, $(PR/2t_s)$, no debe ser mayor que el esfuerzo permitido del

material del casco multiplicado por la eficiencia de la costura circunferencial.

Seguidamente se presentará la fórmula para determinar el esfuerzo en la mitad del claro.

$$S_1 = \frac{F/4 \left(\frac{1 + 2[(R^2 - H^2)/l^2]}{1 + 4H/3l} - 4C/l \right)}{\pi R^2 t_s} \quad 2.32$$

A compresión, el esfuerzo debido a la presión interna menos S_1 , no debe ser mayor que la mitad del punto de fluencia a compresión del material.

Donde, F : carga sobre una silleta, lb

R : radio del casco

S : esfuerzo, lb/pulg²

t_s : espesor de pared del casco

t_h : espesor de pared de las cabezas, sin margen de corrosión

K : constante (Tabla 8 del Apéndice)

θ : ángulo de contacto de la silleta, grados.

El esfuerzo de compresión no es importante en un recipiente de acero en el que $t/R > 0.0005$, y el recipiente se diseña para soportar el máximo esfuerzo por presión interna.

2.6.3 EXPANSIÓN Y CONTRACCIÓN EN RECIPIENTES HORIZONTALES

Para absorber la expansión y contracción térmicas, debe permitirse el

movimiento de una de las silletas, de preferencia la del lado opuesto al de las conexiones de tubería. En dicha silleta deben usarse ranuras en vez de agujeros circulares para los tornillos de anclaje. La longitud de las ranuras debe determinarse por la magnitud esperada del movimiento. El coeficiente de dilatación lineal para el acero al carbono por unidad de longitud y por grado F es igual a 0,0000067. La Tabla 9 del Apéndice indica la longitud mínima de ranura.

2.6.4 REGISTROS DE INSPECCION

Todos los recipientes sujetos a presión y aquellos sometidos a corrosión interna, erosión o abrasión mecánica, deben proveerse de un registro para hombre, un registro para mano u otras aberturas de inspección para ser revisados y limpiados.

Los registros de inspección que aparecen en la Tabla 2.2 se han seleccionado de las opciones permitidas por el Código, UG-46, en vista de que se estiman como las más económicas.

La ubicación preferible de las aberturas de inspección pequeñas es en cada cabeza o cerca de cada cabeza. En lugar de dos aberturas pequeñas puede tenerse una sola abertura, siempre que sea de tamaño tal y esté ubicada en tal forma que permita por lo menos tener una visión igual del interior.

Los registros de inspección en los recipientes sujetos a presión deben ser de preferencia circulares, elípticos u oblongos. Un registro es el formado por dos lados paralelos y extremos semicirculares. La abertura para un tubo o una tobera circular cuyo eje no sea perpendicular a la pared o a la cabeza del recipiente, puede tomarse, para fines de diseño.

DIAMETRO INTERIOR DEL RECIPIENTE	REGISTRO DE INSPECCION REQUERIDO	NO SE REQUIEREN REGISTROS DE INSPECCION
Mayor de 12 pulg y menor de 18 pulg.	Dos aberturas con tubo roscado de 1.5 pulg de diámetro	1. En recipientes de 12 pulg de diámetro o menores, si tienen por lo menos dos conexiones removibles para tubo de ¼ de pulg como mínimo. 2. En recipientes de más de 12 pulg pero menos de 16 pulg de diámetro interior que se van a instalar de manera que puedan desconectarse de un arreglo para permitir su inspección, si tiene por lo menos dos conexiones para tubo removibles no menores de 1.5 pulg. UG-46.
18 pulg a 36 pulg inclusive	Registro de hombre con un mínimo de 15 pulg de D. I.	3. En recipientes de más de 12 pulg de diámetro interior sujetos a presión interna de aire que también contenga otras sustancias que impidan la corrosión, siempre que el recipiente tenga aberturas apropiadas por las que pueda hacerse convenientemente su inspección, y que dichas aberturas sean equivalentes en cuanto a tamaño.
Mayor de 36 pulg	Registro de hombre con un mínimo de 15 pulg de D. I. o dos boquillas con tubo de 6 pulg de diámetro	4. En recipientes (no mayores de 36 pulg de D. I.) provistos de agujeros de aviso (como mínimo un agujero por cada 10 pies) que cumplan con las disposiciones de la norma UG-25, que estén sometidos sólo a corrosión y que no sean para uso de aire comprimido

Tabla 2.2 Recomendaciones de aberturas de inspección.

2.6.5 DISEÑO DE ANILLOS DE ATIESAMIENTO

Los anillos de atiesamiento son elementos de diseño alternativos para poder aumentar la resistencia del recipiente que estamos diseñando. Su diseño lo podemos describir con los siguientes pasos.

- I. Seleccione el tipo de anillo atiesador y determine el área de su sección transversal, A.
- II. Suponga el número de anillos requeridos y distribúyalos igualmente entre la sección encamisada.
- III. Calcule el momento de inercia del anillo seleccionado. (Ver Tabla 11 del Apéndice).
- IV. El momento de inercia de un anillo atiesador circunferencial no

deberá ser menor que el que se obtiene por la siguiente fórmula:

$$I_s = [D_o^2 I_s(t + A_s/I_s)\Lambda]/14 \quad 2.33$$

El valor de A se determina por medio del procedimiento siguiente:

1. Se calcula el factor B mediante la fórmula:

$$B = (3/4)[P D_o/(t + A_s/I_s)] \quad 2.34$$

2. En la figura 5 del Apéndice, con el valor de B siga horizontalmente hasta la curva de temperatura de diseño. Cuando B sea menor de 2500, A puede calcularse mediante la fórmula:

$$A = 2B/E \quad 2.35$$

3. Desde el punto de intersección, siga verticalmente hasta la línea inferior de la figura 5 del Apéndice y lea el valor e A.
4. Calcule el momento de inercia utilizando la fórmula 2.33.

2.6.6 RECOMENDACIONES Y RESUMEN DE NORMAS

Esta parte final de capítulo está encaminada a presentar normas y recomendaciones en tablas bien resumidas para su fácil visualización. Todo esto para tener clara la idea de lo necesario que es aplicar las normas primordialmente para así evitar cualquier percance en la operación del equipo.

Normas, para poder tener una idea completamente clara de las normas que hemos utilizado a lo largo de este capítulo.

**REGLAS DE LAS NORMAS RELACIONADAS
CON DIVERSOS SERVICIOS**

Servicio	Extractos abreviados de los requisitos de las normas	Párrafo de la norma
Aire	<p>Todos los recipientes sujetos a presión para aire comprimido, excepto lo que se indica como permitido en este párrafo, deberán tener una abertura de inspección adecuada.</p> <p>Los recipientes de espesor mínimo requerido menor de 1/4 de pulgada que hayan de usarse para aire comprimido deberán tener un margen por corrosión no menor de 1/6 del espesor de placa calculado. Espesor mínimo 3/32 pulg.</p>	<p>UG - 46 (a)</p> <p>UCS - 25</p> <p>UG 16-(b) (6)</p>
Gases y líquidos inflamables y/o nocivos	No se usarán conexiones expandidas.	UG - 43 (g)
Sustancias peligrosas	<p>Las juntas soldadas a tope de recipientes que contienen sustancias letales deberán radiografiarse completamente.</p> <p>Cuando se fabriquen de acero al carbono o de bajo contenido de aleación se someterán a tratamiento térmico posterior a la soldadura.</p> <p>Las juntas de las diversas categorías deberán cumplir con lo dispuesto en el párrafo UW-2.</p> <p>No se usarán placas de acero que correspondan a las especificaciones SA-36 y SA-283.</p>	<p>UW - 2 (a)</p> <p>UW - 2 (a)</p> <p>UCS - 6 (b) (1)</p>
Vapor de agua	<p>Los recipientes con espesor mínimo requerido menor de 1/4 de pulgada que hayan de usarse para vapor de agua deberán tener un margen por corrosión no menor de 1/6 del espesor de placa calculado.</p> <p>Espesor mínimo, de cascos y cabezas, 3/32 de pulg.</p>	<p>UCS - 25.</p> <p>UG-16 (b) (6)</p>
Calderas de vapor sin fuego directo (1)	<p>Con presiones de diseño en exceso de 50 lb/pulg², las juntas de las diversas categorías deberán cumplir con el párrafo UW-2.</p> <p>No se usarán las placas de acero que correspondan a las especificaciones SA-36 y SA-283.</p> <p>Espesor mínimo, de cascos y cabezas, 1/4 de pulg.</p>	<p>UCS - 6 (b) (2)</p> <p>UG-16 (b) (5)</p>
Agua (2)	<p>Los recipientes con espesor mínimo requerido menor de 1/4 de pulgada que hayan de usarse para servicio de agua deberán tener un margen por corrosión no menor de 1/6 del espesor de placa calculado.</p> <p>Espesor mínimo de cascos y cabezas, 3/32 de pulg.</p>	<p>UCS - 25</p> <p>UG-16 (b) (6)</p>
<p>NOTAS:</p> <p align="center">Pag. 151</p> <p>1. Las calderas de vapor sin fuego directo pueden construirse también de acuerdo con las reglas de la sección I de las normas.</p> <p>2. Los recipientes para servicio de agua excluidos de lo que abarcan las normas aparecen en la lista U-1 (c)(6) y (7).</p>		

Tabla 2.3. Reglas de las normas relacionadas con diversos servicios.

Espesor de pared, pulg.	$\frac{1}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{1}{2}$
Notas aplicables	2, 4, 15 5, 6, 8, 9, 11, 12, 14	2, 4, 15 5, 6, 8, 9, 11, 12, 14	2, 3, 4, 5, 6, 8, 9, 11 12, 14, 15	2, 4, 5, 6, 8, 9, 11, 12, 14	4, 6, 8, 9 11, 12, 14 15	4, 6, 8, 9 11, 12, 14 15	7, 8, 9, 11, 12, 14, 15	7, 8, 9, 11, 12, 14, 15
Espesor de pared, pulg.	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{16}$	$\frac{7}{8}$	$1\frac{5}{16}$	1
Notas aplicables	7, 10, 11, 12, 14, 15	7, 10, 11, 12, 14, 15	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20	7, 10, 13, 16, 20
Espesor de pared, pulg.	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{5}{16}$	$1\frac{3}{8}$	$1\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{2}$ y mayores
Notas aplicables	7, 13, 16, 17, 20	7, 13, 16, 17, 20	7, 13, 16, 17, 20	7, 13, 16, 17, 20, 19, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 22	7, 13, 16, 17, 18, 19, 20, 21

Notas
(Extractos breves de los requisitos de las normas)

1. El espesor mínimo de placa para construcción soldada no deberá ser menor de $\frac{1}{16}$ de pulg. El espesor mínimo de cascos y cabezas para servicio en aire comprimido, en vapor de agua o en agua, deberá ser $\frac{3}{32}$ de pulg.	UG-16 (b) UG-16(b) (6)
2. La marca del fabricante no deberá ser de estampado profundo por dado.	UG-77 (b)
3. En servicio de aire comprimido, de vapor de agua y de agua deberá dejarse margen por corrosión no menor de $\frac{1}{16}$ del espesor de placa calculado.	UCS-25
4. Las aberturas sencillas soldadas hasta para tubo de 3 pulg, no requieren refuerzo.	UG-36 (c) (3)
5. El espesor mínimo de cascos y cabezas de calderas de vapor no sujetas a fuego directo no deberá ser menor de $\frac{1}{4}$ de pulg.	UG-16 (b) (5)
6. Para juntas longitudinales soldadas es aceptable la unión a traslape de doble filete completo.	Tabla UW-12
7. Las aberturas sencillas soldadas para tubo hasta de 2 pulg, no requieren refuerzo.	UG-36 (c) (3)
8. Es aceptable la junta de traslape de un solo filete con soldaduras de tapón para la sujeción de cabezas no mayores de 24 pulg de diámetro exterior a cascos.	Tabla UW-12
9. Espesor máximo del refuerzo para soldadura a tope: $\frac{3}{32}$ de pulg.	UW-35 (a)
10. Espesor máximo para soldadura a tope: $\frac{1}{8}$ de pulg.	UW-35 (a)
11. Es aceptable la junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón para unión circunferencial.	Tabla UW-12

Tabla 2.4. Normas con relación a diferentes espesores de pared de recipientes.

Notas (Extractos breves de los requisitos de las normas)	
12. Son aceptables las juntas a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón para la sujeción de cabezas convexas hacia el lado de presión a los cáscos.	Tabla UW-12
13. Las juntas soldadas de recipientes de presión sujetos a fuego directo comprendidas en la Categoría B serán del tipo (1) ó (2). Requieren tratamiento térmico posterior a la soldadura.	UW-2 (d) (1) (2)
14. Es aceptable la junta a tope sencilla soldada sin solera de respaldo para uniones circunferenciales no mayores de 24 pulg de diámetro exterior.	Tabla UW-12
15. Para unión circunferencial son aceptables las juntas a traslape de doble filete completo.	Tabla UW-12
16. No deberán usarse placas de acero que correspondan a las especificaciones SA-36 y SA-283.	UCS-6 (b) (1)
17. El espesor máximo del refuerzo para soldaduras a tope es 3/16 de pulg.	UW-35 (a)
18. Las juntas soldadas a tope en material de clasificación P-1 deberán ser radiografiadas totalmente	USC-57
19. El tratamiento térmico posterior a la soldadura de los materiales P-1 es forzoso para todas las conexiones y accesorios soldados.	Tabla UCS-56
20. Para uniones circunferenciales o longitudinales se usarán juntas a tope con doble soldadura o juntas a tope con soldadura sencilla y solera de respaldo.	Tabla UW-12
21. Las juntas soldadas a tope hechas de acuerdo con los tipos No. (1) y No. (2) serán examinadas radiográficamente en toda su longitud.	UW-11 (a) (2)
22. El tratamiento térmico posterior a la soldadura de los materiales P-1 no es forzoso siempre que se precaliente el material.	Tabla UCS-56 Nota (2)(a)(b)

Tabla 2.4. Continuación.

NOTACION	NOTAS					
<p>A = espesor adicional, en pulgadas, para compensar por material removido en roscado, acanalado, etc., y como provisión para resistencia mecánica, corrosión y erosión.</p> <p>Para tubo de hierro fundido se aplicarán los siguientes valores de A:</p> <p>De vaciado centrífugo 0.14 pulg. De vaciado estático 0.18 pulg.</p> <p>c = suma, en pulgadas, de los márgenes mecánicos (profundidad de rosca o ranura) más margen por corrosión y erosión.</p> <p>d = diámetro interior del tubo en estado corroído, pulgadas</p> <p>D y D_o = diámetro exterior del tubo, pulgadas</p> <p>E = factor de eficiencia de la junta soldada del tubo (ver código aplicable). Para tubo sin costura, $E = 1.0$</p> <p>F = Para tubería de hierro fundido debe usarse el factor de calidad de vaciado F en lugar de E</p> <p>P = Presión interna de diseño, o presión máxima permitida de trabajo, lb/pulg² manométricas.</p> <p>S = esfuerzo máximo permitido en el material por presión interna, a la temperatura de diseño, lb/pulg² manométricas.</p> <p>t = espesor del tubo requerido por presión, pulgadas</p> <p>t_m = espesor mínimo del tubo, en pulgadas, que se requiere por presión y para compensar por material removido por roscado, ranurado, etc., y como provisión para resistencia mecánica, corrosión y erosión.</p> <p>y y Y = coeficientes, según se tabulan en la tabla siguiente</p>	<ol style="list-style-type: none"> 1. El espesor mínimo para el tubo seleccionado, considerando la tolerancia en menos del fabricante, no debe ser menor de t_m. La tolerancia en menos para tubo de acero sin costura es de 12.5% del espesor nominal de pared del tubo. 2. Cuando se usa tubo de acero roscado para vapor de agua a una presión superior a 250 lb/pulg², o para agua arriba de 100 lb/pulg² y temperatura superior a 220°F, el tubo deberá ser sin costura y tener una resistencia de ruptura mínima a la tensión de 48,000 lb/pulg², y peso por lo menos igual al de Céd. 80 según ANSI B36.10. (Norma ANSI B31.1, párrafo 104.1.2C.1) 3. Los sistemas de tubería instalados en terrenos abiertos, accesibles al público o a individuos que no sean los propietarios del sistema o sus empleados o agentes, deberán diseñarse con apego a la norma USAS B31.8. (Norma USAS B.31.02, párrafo 201.1) 4. Cuando no lo requiera específicamente un proceso o equipo que utilice gas, la presión máxima de trabajo para sistemas de tuberías instalados en edificios para uso u ocupación de genio, no deberá exceder de 10 lb/pulg² manométricas. (Norma USAS B31.2, párrafo 201.2.1) 5. Todo sistema de tuberías, independientemente de las condiciones de servicio, deberá tener una presión de diseño de por lo menos 10 lb/pulg² manométricas entre las temperaturas de -20°F y 250°F. (Norma USAS B31.2, párrafo 201.2.2.b.) 6. Cuando el espesor mínimo de pared tenga un exceso de 0.10 sobre el diámetro nominal, el sistema de tuberías deberá cumplir con los requisitos de la norma USAS B31.3. (Norma USAS B31.2, párrafo 203) 7. Tubería con t igual a o mayor que $D/6$, o bien, P/SE mayor que 0.385 requiere consideraciones especiales, tomando en cuenta factores de diseño y materiales tal como la teoría de la falla, fatiga y esfuerzos térmicos. (Norma B31.3, inciso 304.1.2.b.) 8. Las curvas de tubería deberán cumplir con las limitaciones de aplastamiento de la norma aplicable. 					
Valores de y y Y						
Temperatura °F	900 ¹ o menor	950	1000	1050	1100	1150 o más
Aceros ferríticos	0.4	0.5	0.7	0.7	0.7	0.7
Aceros austeníticos	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.7
<p>Nota: los valores se pueden interpolar para obtener temperaturas intermedias. Para metales no ferrosos y hierro fundido, y es igual a 0.4.</p> <p>¹Para tubo con relación D_o/t_m menor de 6, el valor de y para aceros ferríticos y austeníticos para temperaturas de, 900°F e inferiores deberá tomarse como:</p> $y = \frac{t}{t + t_m}$						

Tabla 2.5 Normas para tuberías.

CAPITULO 3

DISEÑO DEL EQUIPO

Básicamente nuestro equipo en su parte de diseño consta de tres partes. La primera es el diseño del horno. En segundo lugar el diseño del intercambiador de calor y como tercera parte el diseño mecánico del equipo.

3.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE CALDERO

La capacidad del caldero está dada por la necesidad de vapor de agua a una determinada presión y temperatura, que requiere el proceso para el cual vamos a usar vapor. Estos datos los obtuvimos en el Capítulo 1.

$$P = 150 \text{ psi}$$

$$T = 358 \text{ }^\circ\text{F}$$

Con los datos podemos calcular la capacidad de nuestra caldera para poder iniciar los cálculos (efi. 80-90%).

$$\text{Potencia de Caldero} = (Q_t \times 1 \text{ BHP})/34.5 \quad 3.1$$

$$\text{Potencia de Caldera} = 100 \text{ BHP}$$

Con la potencia de caldera y con el sustento teórica del Capítulo 2 podemos deducir que nuestro caldero será:

Tipo	- Pirotubular
Posición	- Horizontal
Pasos	- Tres pasos
Combustible	- Diesel 2

Con esto podemos saber que nuestro equipo consta principalmente de:

- Hogar
- Intercambiador de calor

3.2 DEMANDA TERMICA

Los elementos para la combustión son:

- a) Cálculo del flujo de combustible.- Considerando que la temperatura a la cual ingresa el agua T es de 130°F . El calor que se necesita transferir al agua será:

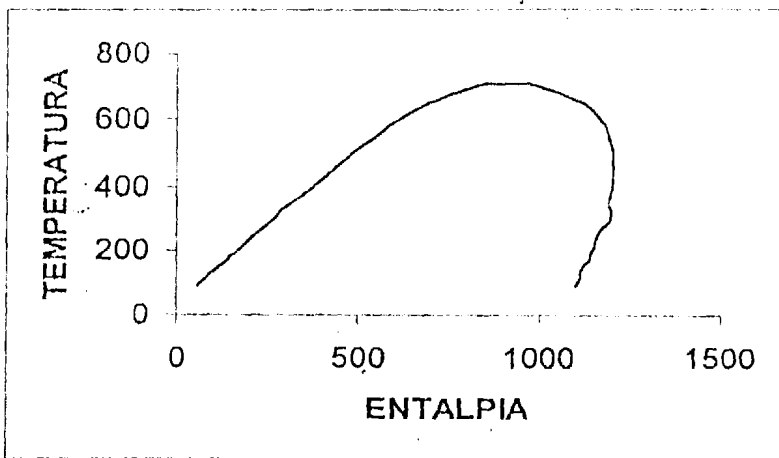


Fig. 3.1. Entalpía vs. Temperatura.

Observando la Fig. 3.1 notemos que la línea del gráfico es el lugar donde el agua empieza a evaporarse. Hasta ese punto es calor sensible, luego pasa a la zona de calor latente ya que no aumenta la temperatura del agua hasta que esta se haga completamente vapor.

$$\begin{aligned}
 m &= 3500 \text{ lb/h} \\
 T_1 &= 130^\circ\text{F} \quad T_s = T_2 = 358.4^\circ\text{F} \\
 C_p &= 1 \text{ BTU}/(\text{lb } ^\circ\text{F}) \\
 h_{fg} &= 863.4 \text{ BTU}/\text{lb} \\
 \Delta T &= T_2 - T_1 = 228.4 \text{ } ^\circ\text{F}
 \end{aligned}$$

Observando la Fig. 3.1, hay dos tipos de calores considerados en este proceso:

$$\begin{aligned}
 Q_L &= Q_{fg} = \text{calor latente} \\
 + \quad Q_s &= Q_{TC} = \text{calor sensible} \\
 Q_s &= m C_p \Delta T = 799.400 \text{ BTU/h} \\
 Q_L &= m h_{fg} = 3'021.900 \text{ BTU/h} \\
 Q_T &= 3'821.300 \text{ BTU/h} \\
 \text{Diesel 2 genera} &= 143.000 \text{ BTU/gal} \\
 \text{GPH} &= \text{galones por hora} = Q_T/143.000 \\
 \text{GPH} &= 26.7
 \end{aligned}$$

Consideraremos adicionalmente ineficiencias en la combustión que se dan en este tipo de calderos según el fabricante de Calderas colombianas Dristal por lo que adicionaremos un 10% para la generación por lo que tendríamos:

$$\text{GPH} = 29$$

b) Cálculo del flujo de aire necesario.- La cantidad de aire requerido depende

directamente de la cantidad de combustible. Para esto empezaremos analizando la composición del combustible. Composición del diesel 2:

Elemento	% en peso
C	86,8
H	12,52
N	0,053
S	0,27

Tabla N° 3.1 Composición del diesel 2

Es conveniente también recordar las siguientes relaciones de volumen y peso:

% O ₂ en volumen en el aire:	20,99
% O ₂ en peso en el aire :	23,20

Ahora tomaremos como base 100 lb de combustible para poder determinar cuantas moles se requieren:

Elemento	Moles % en peso	Moles O ₂ Requeridas
C	86,8/12 7,23	7,23
H ₂	12,52/2 6,26	3,13
N ₂	0,053/28 0,0019	0,0019
S	0,27/32 0,0084	0,0084
Total		10,37

Tabla 3.2. Cantidad de O₂ por 100 lb de combustible.

Esto es la cantidad de oxígeno que se necesita por cada 100lb de combustible. Pero hay una diferencia entre el niro seco para quemar una libra de combustible y

el aire húmedo para quemar la misma cantidad de combustible.

M_{wa} : Moles de aire húmedo

M_{da} : Moles de aire seco

W_{wa} : Aire húmedo para quemar una libra de combustible

W_{da} : Aire seco para quemar una libra de combustible

Hay que hacer notar que siempre es recomendable tener un exceso de aire para garantizar que se quemó todo el combustible por lo que tomaremos un exceso de aire 20% y un 85% de eficiencia.

$$M_{da} = 10,37 * 1,20 (100/20,99)$$

$$M_{da} = 59,29$$

La cantidad de moles de aire seco es la requerida para la combustión, pero siempre debido a la humedad relativa existe alguna mezcla húmeda. En un aire standard, es decir a 80°F y 60% de humedad relativa.

$$M = (0,622 P_w)/(14,7 - P_w)$$

Donde:

M : Fracción húmeda presente

P_w : Presión del vapor de agua presente en el aire. (tomada de la tabla I del anexo)

$$P_w = 0,44 \text{ lb}/(\text{pulg})^2$$

$$M = 0,0192$$

$$M_{wa} = M_{da} + (M_{da} 29 M)/18$$

$$M_{wa} = 61,08$$

El peso molecular del aire para propósitos prácticos es tomado como 29 lb/lb.

El aire requerido por 100 lb de oil2 será = $61,08 * 29 = 1771,32$ lb

Como todos los cálculos los hicimos para 100 lb de oil2, entonces para obtener para una libra de combustible sólo dividimos para 100:

$$W_{wa} = 1771,32/100$$

$$W_{wa} = 17,71 \text{ lb}_{wa}/\text{lb}_{oil2}$$

Cantidad de aire en CFM, primero sacaremos cuanto aire necesitaremos por hora:

$$Q_{wa} = \text{Flujo másico de aire seco}$$

$$Q_{wa} = W_{wa} * \text{GPH} * 7,303 \text{ (lb}_{oil2}/\text{gal)}$$

$$Q_{wa} = 17,71 \text{ (lb}_{wa}/\text{lb}_{oil2}) * 30,7 \text{ (gal/h)} * 7,3003 \text{ (lb}_{oil2}/\text{gal)}$$

$$Q_{wa} = 3969,15 \text{ lb}_{wa}/\text{h}$$

En condiciones estándar $T = 80^{\circ}\text{F}$ $\text{HR} = 60\%$ el aire tiene $14,51 \text{ Ft}^3/\text{lb}_{wa}$

$$Q_{wa} = 3969,15 \text{ (lb}_{wa}/\text{h)} * 14,51 \text{ (Ft}^3/\text{lb}_{wa)}$$

$$Q_{wa} = 57.592,37 \text{ (Ft}^3/\text{h)} = 960 \text{ CFM}$$

$$Q_{wa} = 960 \text{ CFM}$$

Adicionalmente podemos calcular la cantidad de gases generados, haciendo un análisis igual a la determinación de la cantidad de aire requerida.

W_{wg} : Masa de gases por libra de combustible

$$W_{wg} = 18,9 \text{ lb}_g/\text{lb}_{oil2}$$

Cantidad de combustible requerido = $30,7 \text{ (gal/h)} * 7,303 \text{ (lb}_{oil2}/\text{gal)}$

$$= 224 \text{ lb}_{\text{oil2}}/\text{h}$$

Q_g : Flujo de gases

$$Q_g = 18,9 (\text{lb}_g/\text{lb}_{\text{oil2}}) * 224 \text{ lb}_{\text{oil2}}/\text{h}$$

$$Q_g = 4233,32 \text{ lb}_g/\text{h}$$

3.3 SELECCIÓN DEL QUEMADOR

Antes de continuar con los cálculos hay que dejar establecido el quemador, ya que es indispensable para poder hacer ciertas consideraciones en el horno.

Con los flujos de aire establecidos fácilmente podemos determinar las características del quemador que necesitamos,

$$Q = 1200 \text{ CFM}$$

$$P = 8'' \text{ H}_2\text{O}$$

Este quemador se encuentra en el mercado y viene con las siguientes características.

Marca difusores : Monarch

Capacidad : 29 GPH

Angulo : 45 °

Diámetro del quemador : 30cm

3.4 DISEÑO DEL HOGAR

Para que haya transferencia de calor debe haber una fuente de calor y un receptor. Todo esto debe estar contenido en una superficie para poder materializar la transferencia.

Siempre en el diseño se asumen algunos factores, por lo que es necesario hacer el cálculo por dos métodos y luego cotejarlos; dejando como último cálculo aquellos que no difieran entre sí en un margen mayor al 5%. Los cálculos que presentaremos en esta parte serán los últimos obtenidos.

El Método de Lobo y Evans descrito en el Capítulo 2 es el que vamos a usar para diseñar el horno. Tiene una buena base teórica y se recomienda para calderas. La desviación promedio entre la absorción de calor predicha y la observada en 85 pruebas de 19 hornos fue de 5.3%.

Lo interesante de este método es que considera transferencia de calor tanto por radiación como por convección y esto se refleja en la fórmula 2.11:

$$\sum Q / (\alpha A_{cp} F) = 0,173 [(T_G/100)^4 - (T_s/100)^4] + 7 (T_G - T_s)$$

El factor de efectividad α , es el coeficiente por el cual debe multiplicarse la superficie de un plano que reemplace la hilera de tubos con emisividad de 1 para obtener un plano de superficie equivalente (frío). Este valor para nuestro caso será de 1 ya que nuestro caldero es del tipo de tubos de humos o piro-tubular. (Cap. 2.4.4).

Antes de entrar al cálculo haremos unas consideraciones prácticas. La primera es que en el hogar se produce el 25% de la transferencia total (ver Tabla N° 2 del Apéndice) de calor y asumiremos que:

$$0,25 \sum Q / (\alpha A_{cp}) = 28.000 \text{ Btu/h pie}^2 \quad 3.2$$

Estas consideraciones se basan en el hecho de que estos equipos no tienen mucha área de transferencia en el hogar y están dotados por un soplador el cual origina que la permanencia de los gases radiantes en el hogar sea mínima.

De 3.2 podemos deducir A_{cp} ya que α es igual a 1:

$$A_{cp} = 37 \text{ pie}^2$$

El factor total de intercambio se indica en la Fig. 2.5 como función de la emisividad del gas ("flama") y la razón de la superficie efectiva de refractario A_R , donde por 2.12,

$$A_R = A_T - \alpha A_{cp} \quad 3.3$$

donde A_T : área total de la superficie del horno, pie^2 .

Para calcular A_R hay que hacer las siguientes consideraciones:

La primera consideración se basa en estimar analíticamente el diámetro del hogar

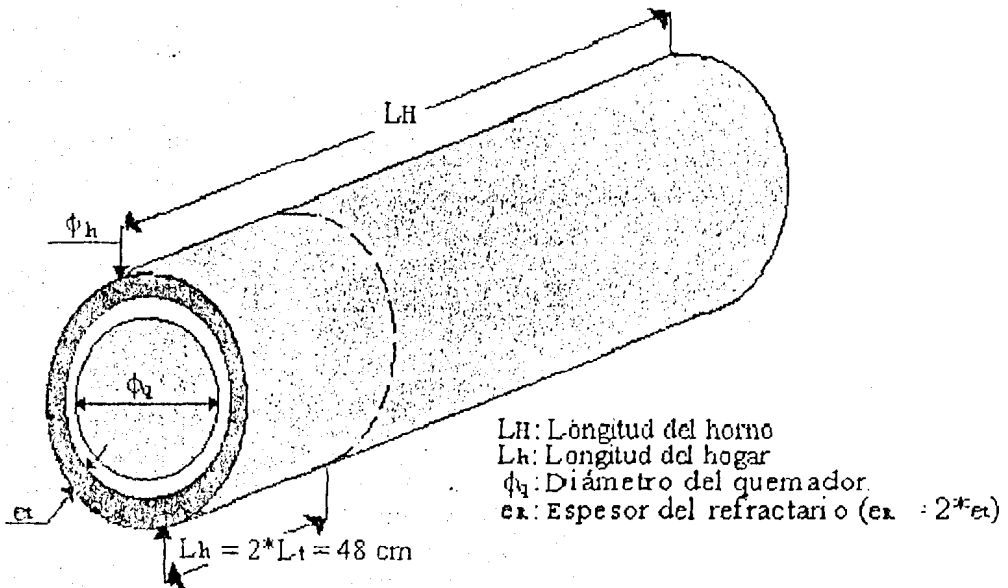


Fig. 3.2. Esquema del hogar y sus componentes.

Donde:

ϕ_h : diámetro exterior del hogar (valor considerado para cálculo de áreas).

Si analizamos el diámetro del hogar podemos decir que depende del espesor del refractario y del diámetro del quemador. Podemos decir entonces que:

$$\phi_h > 2 e_t + \phi_q \quad 3.4$$

El espesor del refractario esta dado, ya que en el mercado se encuentran con un (e_t) espesor igual a 6 cm. Este refractario son especies de ladrillos con curvatura llamadas tejas refractarias que su uso es exclusivo para este tipo de hogar. En la Fig. 3.3. se presentan sus dimensiones.

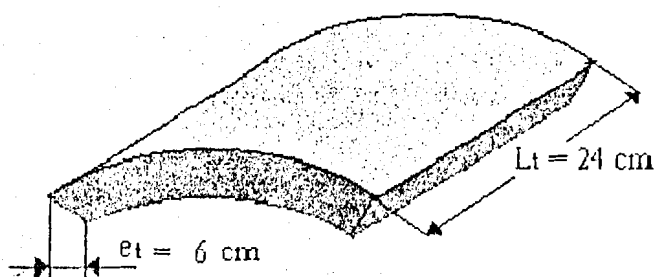


Fig. 3.3. Teja refractaria.

La segunda consideración es el hecho de saber que el diámetro del quemador es un dato proporcionado por la cantidad de combustible (29 GPII) que se va a quemar y el grado de difusión de la boquilla. Estos datos están dados en la parte 3.3:

$$\phi_q = 30 \text{ cm (1 pie)}$$

Notemos además que la función del refractario es para que en el hogar del horno no existan altas temperaturas y evitar el contacto directo de la flama con el metal. Por esta razón mínimo se colocarán dos filas de tejas, ya que tenemos en la boquilla un grado de difusión igual a 45° . Resolviendo 3.4 tenemos que:

$$\phi_h > 42 \text{ cm}$$

Como se observa en la Fig. 3.2 hay un espacio entre el quemador y las paredes del hogar del horno, este espacio es para facilitar el mantenimiento del equipo y no debe exceder de 5 cm. a cada lado, para nuestro horno lo dejaremos en 4 cm. por lo que:

$$\phi_h = 50 \text{ cm.}$$

Teniendo estas dimensiones podemos calcular el área de refractario:

$$\Lambda_R = \pi (\phi_h - e_R) L_h \quad 3.5$$

$$\Lambda_R = 7 \text{ pie}^2$$

Por 3.3 tenemos:

$$\Lambda_T = 44 \text{ pie}^2$$

En este método siempre se asume inicialmente una variante, para el caso que estamos tratando vamos asumir el factor total de intercambio F:

$$F = 0.5$$

Con este valor obtenemos la primera parte de la igualdad de la ecuación 2.11.

$$\Sigma Q / (\alpha A_{ep} F) = 56.000 \quad 3.6$$

Hottel graficó la ecuación 2.11 en la Fig. 2.4.

En la práctica la temperatura de la pared del horno es:

$$T_s = 850 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Con el valor de la temperatura de la pared y con el valor obtenido en 3.6 podemos ingresar a la Fig. 2.4 y podemos obtener la temperatura de los gases a la salida de la sección radiante.

$$T_G = 1900 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A partir del análisis del combustible, las presiones parciales serán:

$$p_{H_2O} = 0,11$$

$$p_{CO_2} = 0,12$$

Para obtener el valor de la longitud media de la trayectoria radiante, nos valemos de la Tabla 2.1 siendo nuestro caso el sexto ya que la longitud del horno es mas del doble del diámetro del horno, por tanto:

$$L = 1 \phi_h$$

$$L = 1,64 \text{ pie (0,50 cm)}$$

Podemos entonces obtener:

$$p_{\text{CO}_2} L = 0,20 \text{ y } p_{\text{H}_2\text{O}} L = 0,18$$

Con los valores obtenidos en la parte superior y con las temperaturas tanto del gas como de la superficie del horno podemos ingresar a la Fig. 2.2 para el CO₂ y la Fig. 2.3 para el H₂O obtener las tasas de calor radiante para los dos elementos a las temperaturas T_s y T_G.

$$q_e \text{ (a } T_G) = 5.500 \text{ Btu/h pie}^2$$

$$q_e \text{ (a } T_s) = 350 \text{ Btu/h pie}^2$$

$$q_w \text{ (a } T_G) = 4.500 \text{ Btu/h pie}^2$$

$$q_w \text{ (a } T_s) = 500 \text{ Btu/h pie}^2$$

Evalúo también q_b con 2.6 a las dos temperaturas:

$$q_b \text{ (a } T_G) = 2.2545,53 \text{ Btu/h pie}^2$$

$$q_b \text{ (a } T_s) = 903,07 \text{ Btu/h pie}^2$$

Con todos estos flujos de calor radiante obtenidos podemos obtener la emisividad del gas con la ecuación 2.7.

$$\epsilon_G = 0,43$$

Solo falta ahora computar la relación $\Lambda_R/\alpha \Lambda_{cp}$ para con el valor de la emisividad del gas poder ingresar a la Fig. 2.5 y poder obtener el factor total de intercambio F. Por tanto tenemos:

$$\Lambda_R/\alpha \Lambda_{cp} = 0.20$$

$$F = 0,47$$

Comparamos este valor de F obtenido con el asumido y notamos que no difieren en menos del 5%. Quedando estos valores como último computo. Finalmente podemos decir que los valores encontrados son:

$$A_T = 44 \text{ pie}^2$$

$$A_R = 7 \text{ pie}^2$$

$$T_G = 1900 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\epsilon_G = 0,43$$

$$L_H = 8,53 \text{ pie}$$

3.5 DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Los intercambiadores recuperan calor entre dos corrientes en un proceso, el intercambiador que vamos a diseñar es del tipo de tubo y coraza, pero con una particularidad muy especial del lado de la coraza, que si bien es agua pero no está en movimiento y simplemente está aumentando su energía interna con el calor suministrado por el equipo para obtener vapor saturado a la presión indicada.

Notemos además que el calor proporcionado al agua en el horno nos deja a ésta a la temperatura de saturación, es decir ya hay evaporación y el líquido no cambiará su temperatura hasta evaporarse completamente. Quiere decir esto que el proceso que tenemos en el lado del agua es Isotérmica y proporcionaremos calor únicamente hasta obtener saturado.

El proceso de transferencia de calor se realiza por convección entre los dos fluidos y por conducción a través de la pared del tubo.

Como se estudió en el Capítulo 2 tenemos que determinar el valor del coeficiente global de transferencia U para poder compararlo con el valor que necesitamos para poder transferir la cantidad de calor deseada.

Para evaluar U tenemos que empezar inicialmente asumiendo el valor del área de transferencia para luego computar U tanto con 2.14 y con 2.15. Si estos valores no difieren en más del porcentaje que indica el método entonces se ha resuelto el problema, pero si difieren en más de este porcentaje empezaremos otra vez los cálculos iniciando por asumir otra vez el valor del área de transferencia.

U puede ser evaluado con 2.14

$$1/U = 1/h_i(A_i/A) + R_i(A_i/A) + (2,3 D_o/2 k_m) \log(D_o/D_i) + R_o + 1/h_o$$

y también con 2.15,

$$Q = U A \Delta T$$

Como ya se dijo empezaremos asumiendo el valor total del área de transferencia. El tubo que usaremos es el típico tubo para calderas, nosotros usaremos el de 2" cuyas características son:

$$D_e = 2 \text{ pulg}$$

$$D_i = 1,8 \text{ pulg}$$

$$a' = 2,55 \text{ pulg} \quad (\text{área de flujo por tubo})$$

Empezaremos aproximando la distancia entre espejos la cual será de 2,3 mt y el número de tubos $N_t = 81$. El número de pasos esta dado por la clase de caldera que estamos diseñando, teniendo:

$$A = 321,13 \text{ pie}^2$$

$$A_i = 286,28 \text{ pie}^2$$

Con todos estos datos se puede determinar el área de transferencia total a_t :

$$a_t = Nt a' / 144n \quad (n = 2 \text{ # de pasos}) \quad 3.7$$

También necesitamos evaluar el promedio logarítmico de la temperatura, por medio de la ecuación 2.25,

$$\Delta t = \text{MLTD} = [(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)] / \ln[(T_1 - t_2)/(T_2 - t_1)]$$

donde $T_1 = 1900 \text{ }^\circ\text{F}$ (temperatura de entrada al intercambiador, T_G)

$T_2 = 500 \text{ }^\circ\text{F}$ (para que sea eficiente, $160^\circ\text{F}_{\text{min}} > 358$)

$t_1 = t_2 = 358 \text{ }^\circ\text{F}$

$$\Delta t = \text{MLTD} = 587 \text{ }^\circ\text{F}$$

Cálculo del coeficiente convectivo lado de los tubos, para determinar el coeficiente convectivo (h_i) en el lado de los tubos se analizará la siguiente expresión 2.27:

$$J_{11} = (h_i D_i / k) (c \mu / k)^{1/3} (\mu / \mu_w)^{-0.14}$$

donde k : conductividad térmica del gas = $0,034 \text{ Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^\circ\text{F}/\text{pie})$, (Tabla 1 de Apéndice),

c : calor-específico del gas = $0,88 \text{ Btu}/\text{lb}^\circ\text{F}$, (Fig. 4 Apéndice)

μ : viscosidad a la temperatura calórica* 2,42 = lb/pie h,

μ_w : viscosidad a la temperatura de la pared del tubo*2,42 = lb/pie h.

La coordenada J_h está graficada en función del número de Reynolds (Re), siendo este gráfico una adaptación de Sieder & Tate Para el lado de los tubos. Esta relación está en la Fig. 2. Del Apéndice.

$$Re = D_i G_t / \mu, \text{ adimensional} \quad 3.8$$

$G_t = \text{velocidad másica} = Q_w / a_t = 5902.60 \text{ lb/hpie}^2$

De la Fig. 3 del apéndice obtenemos los valores de viscosidad para las diferentes temperaturas:

$$\mu = 0,031 * 2,42 = 0,075 \text{ lb/pie h}$$

$$\mu_w = 0,028 * 2,42 = 0,067 \text{ lb/pie h}$$

Por 3.8, $Re = 11.825.$

Con este valor, de la Fig. 2 del apéndice obtenemos la coordenada,

$$J_h = 70$$

Evaluando 2.27 tenemos:

$$h_i = 20,27 \text{ Btu/(h)(pie}^2)(^{\circ}\text{F)}$$

Cálculo del coeficiente convectivo del lado del agua, para obtener h_o se tiene que analizar profundamente el trabajo de Jakob y Fritz que los analizamos

completamente en el Capítulo 2. Nuestro caso es idéntico al analizado en este capítulo ya que se produce una ebullición sin agitación mecánica y esta es isotérmica. En este cálculo se tomará el valor del coeficiente convectivo de la Fig. 2.7. Para evitar cualquier error en nuestro cálculo o minimizarlo nosotros vamos a tomar el valor más pequeño que presenta esta figura. Tomando el menor valor protegemos nuestro diseño ya que estamos colocando el mínimo valor posible para no favorecer la transferencia y que con este valor lograr que se transfiera el calor en el intercambiador que estamos diseñando. Este valor se da cuando la diferencia de temperatura es 1:

$$h_o = 350 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

Con todos estos valores obtenidos y la ecuación 2.14 podemos evaluar U.

$$U = 15.29 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

El coeficiente total de transferencia U también puede ser evaluado con la ecuación 2.15 teniendo:

$$\Delta T = 587 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$U = 16,12 \text{ Btu/(h)(pie}^2\text{)(}^\circ\text{F)}$$

Finalmente podemos decir que hemos hallado U tanto por la ecuación 2.14 y la 2.15 y estos valores no difieren en mas del 5%.

3.6 DEFINICION GEOMETRICA DEL EQUIPO

Esta parte del capítulo está encaminada a establecer los límites geométricos del caldero ya que, si bien hay ciertas dimensiones que no están dadas explícitamente, hay que deducirlas. Todas las dimensiones las daremos de aquí en adelante en sistema métrico.

Empezaremos por determinar el diámetro de los espejos analizando la fig. 3.4.

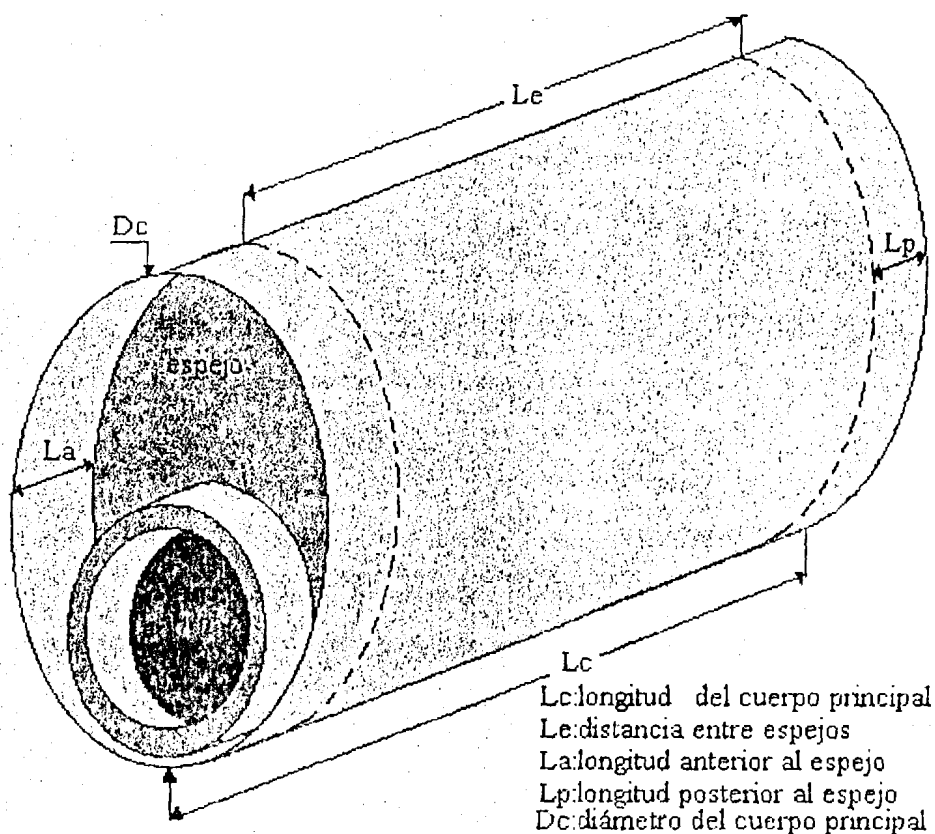


Fig. 3.4. Esquema de la Caldera.

La distancia entre espejos está limitada por la longitud de los tubos del intercambiador, $L_e = 2.300$ mm. El volumen que debe contener el equipo debe

Para continuar con este diseño, primero seleccionaremos el tipo de placa que vamos a utilizar para la construcción del equipo. Como sabemos por la naturaleza del equipo este estará sometido a temperaturas medias (cuerpo principal, silletas, etc.), y temperatura alta (horno, espejos). Por lo que seleccionaremos una placa número SA-515 grado 70.(ver Tabla 5.a Apéndice).

Como sabemos el equipo que estamos diseñando estará sometido a corrosión y deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada (CA), aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, utilizando algún método apropiado (Norma UG-25b).

Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

Nuestro equipo debe tener una vida útil mayor, para el caso le estimaremos de 24 años.

$$CA = 0,125 \text{ pulg}$$

Tanques sometidos a presión interna, para este cálculo utilizaremos la ecuación 2.28.a la cual nos permite calcular el espesor del material a ser utilizado.

$$t = PR/(SE - 0,6P)$$

donde $P = 150 + 30 = 180 \text{ psi}$

$S = 17.500 \text{ psi}$

$E = 0,85$

$R_i = 25 \text{ pulg.}$

$$t = ?$$

$$CA = 0,125 \text{ pulg}$$

Reemplazando en 2.28.a tenemos:

$$t = 0,306 \text{ pulg} + 0,125 \text{ pulg} = 0,431 \text{ pulg}$$

$$t = 12 \text{ mm}$$

Con estos valores se puede estimar una presión máxima, siendo este valor el crítico en donde el equipo puede fallar. Este valor se lo calcula con la ecuación 2.28.b.

$$P = SEU/(R + 0,6t)$$

Evaluando tenemos:

$$P = 278 \text{ psi}$$

Recipiente sometido a presión externa, este es el caso de nuestro horno, ya que este está en contacto con el agua en la parte exterior y esta parte del equipo se encuentra a 150 psi. Por tanto el horno está sometido a presión externa. Para calcular la presión máxima del recipiente sin ocasionar falla se utilizará la expresión 2.29.

$$P_a = 4B/3(D_o/t)$$

donde t inicialmente tiene que ser asumido y B es un valor que tiene que ser sacado de tablas y depende de la geometría del recipiente y del material que está constituido. El mejor valor que le podemos asignar a t será el calculado en la parte anterior (recipiente sometido a presión interna).

$$t = 0,400 \text{ pulg (sin margen por corrosión)}$$

Para hallar B tengo que ingresar a la Tabla 5 del Apéndice con l/Do y Do/t .
Entonces tenemos que:

$$l = \text{distancia entre espejos} = 230 \text{ cm} = 90,55 \text{ pulg}$$

$$Do = Di + 2t = 50 \text{ cm} + 2 \cdot 0,3 \text{ cm} = 52,03 \text{ cm} = 20,48 \text{ pulg.}$$

$$l/Do = 4,42$$

$$Do/t = 51,2$$

Ingresamos con l/do y Do/t en la Fig. 5 del apéndice y obtenemos:

$$A = 0,0008$$

Con el de A y a una temperatura de 900°F obtenemos el valor de B:

$$B = 5.900$$

Evaluamos en la ecuación 2.29 y obtenemos,

$$Pa = 154 \text{ psi}$$

Este valor está sobre la presión de operación normal del equipo, pero no difiere en mucho por lo que no es recomendable. El siguiente paso sería aumentar el espesor t de la plancha para recalcular y obtener un valor mayor de Pa . Esto es difícil debido a que en el mercado las planchas se encuentran con un espesor máximo de 12 mm. Notemos además que todavía no hemos considerado el margen por corrosión CA. Una solución práctica es colocar tres anillos atiesadores en el horno, para poder disminuir la longitud l y aumentar la presión Pa . Entonces tendríamos los siguientes valores:



$$l = 230/3 \text{ cm} = 30,18 \text{ pulg}$$

$$D_o = D_i + 2t = 50 \text{ cm} + 2.03 \text{ cm} = 52,03 \text{ cm} = 20,48 \text{ pulg.}$$

$$l/D_o = 1,50$$

$$D_o/t = 51,2$$

$$A = 0,0025$$

$$B = 8.000$$

$$P_a = 210 \text{ psi}$$

Con este valor de presión podemos estar tranquilos ya que también falta agregarle a 0,125 pulg por factor de corrosión a t, por lo que finalmente tendremos,

$$t = 12 \text{ mm}$$

Cálculo del anillo atiesador, seleccionamos un fleje de 2 cm x 5 cm. Para calcular las propiedades de este ángulo nos vamos a la Tabla 11 del Apéndice y tenemos:

$$A_s = 10 \text{ cm}^2 = 1,55 \text{ pulg}^2$$

$$I = 13.33 \text{ cm}^4 = 0,32 \text{ pulg}^4$$

$$P = 150 \text{ psi} \quad D_o = 20,63 \text{ pulg} \quad l_s = 30,18 \text{ pulg}$$

Evaluando 2.34,

$$B = (3/4)[PD_o/(t + A_s/l_s)]$$

$$B = 4435$$

Encontramos A en la Fig. 5 del Apéndice,

$$\Lambda = 0,0004$$

Evaluando 2.33,

$$I_s = [D_o^2 I_s(t + \Lambda_s/I_s)A]/14$$

Tenemos que:

$$I = 0.19 \text{ pulg}^4$$

Comparando estos dos valores, tenemos que el momento de inercia del anillo (0,32) es mayor en casi 100% al momento de inercia que se requiere (0,19) para que cumpla su servicio.

Esfuerzos en recipientes soportados por dos silletas, primero calcularemos el esfuerzo flexionante longitudinal con la ecuación 2.31,

$$S_1 = \pm \frac{FC \left(1 - \frac{1 - C/l + (R^2 - H^2)/2Cl}{1 + 4H/3l} \right)}{KR^2t_s}$$

donde $C = 6 \text{ pulg}$

$b = 12 \text{ pulg}$

$H = 0$

$l = 118 \text{ pulg}$ (Todo el equipo 2,3m)

$P = 150 \text{ psi}$

$F = 6.000 \text{ lb}$ (Carga estimada sobre una silleta)

$R = 25 \text{ pulg}$

$$t_s = 0,472 \text{ pulg}$$

$$K = 0,335 \text{ (Tbla 8 del Apéndice)}$$

$$S = 17.500 \text{ psi (Placa Sa-515 grado 70, esfuerzo permitido)}$$

$$\theta = 120^\circ$$

Evaluamos y tenemos,

$$S = 143 \text{ psi}$$

Para determinar el esfuerzo en la silleta hay que agregarle al esfuerzo flexionante longitudinal el esfuerzo originado por la presión interna que está dado por $PR/2t_s$. Esto nos da un valor de 3972 psi.

El esfuerzo en la mitad del claro se lo evalúa con la expresión 2.32.

$$S_1 = \pm \frac{F1/4 \left(\frac{1 + 2[(R^2 - H^2)/r^2] - 4C/1}{1 + 4H/31} \right)}{\pi R^2 t_s}$$

Resolviendo esta ecuación tenemos que:

$$S = 170 \text{ psi.}$$

Nuestro esfuerzo más crítico sería en la soldadura (eficiencia = 0,85), siendo su valor 14.875 psi. Todo los esfuerzos que hemos calculado y que se originan en nuestro equipo están muy por debajo del permitido. Podemos entonces decir que nuestro ángulo de contacto será 120° , ancho de las silletas 12 pulg.

El esfuerzo de compresión no es factor en vista de que $t/R > 0,005$.

$$t/R = 0,472/25 = 0,019$$

Expansión y contracción de recipientes horizontales, para nuestro caso una silleta va soldada y la otra empernada a ranuras. Observando la Tabla 9 del Apéndice podemos determinar que a 400 °F y a una distancia de 10 pies entre silletas la longitud mínima de ranura será de 3/8 de pulgada. Esto quiere decir que una silleta tiene que ir empernada o soldada y la otra empernada sobre la ranura permitiendo así que el equipo no sea sometido a tensiones y compresiones y se mueva libremente debido a las dilataciones y contracciones térmicas.

Registros de inspección, analizando la teoría que sobre registros se presenta en el Capítulo 2, podemos decir que nuestros registros tienen que ser de mano ya que el equipo es muy pequeño para poder justificar un registro de hombre. Se colocará dos registros de mano, uno posterior y otro anterior a cada lado a 70 cm de los límites del equipo. La dimensión del registro será de 12 cm y su forma será oblonga. Estos registros están ubicados especialmente para poder observar las condiciones físicas de la caldera en el lado del agua.

3.8 SELECCION Y UBICACION FISICA DE LOS EQUIPOS Y ACCESORIOS

Esta parte del capítulo es mas bien un arreglo físico de los equipos tanto de control como de seguridad. Muchos de estos equipos tienen sensores y para poder sensar necesitamos tener contacto con el elemento a ser sensado. Por lo tanto necesitamos hacer perforaciones al recipiente de agua para poder tener contacto directo con este medio y poder monitoriar las condiciones de operación. Todos estos equipos son para cualquier tipo de caldera es decir estándar y únicamente cambian los sistemas de combustión, dependiendo obviamente del tipo de

combustible.

McDONNELL, para poder sensar columnas de agua necesitamos dos perforaciones como indica la Fig. 3.5.

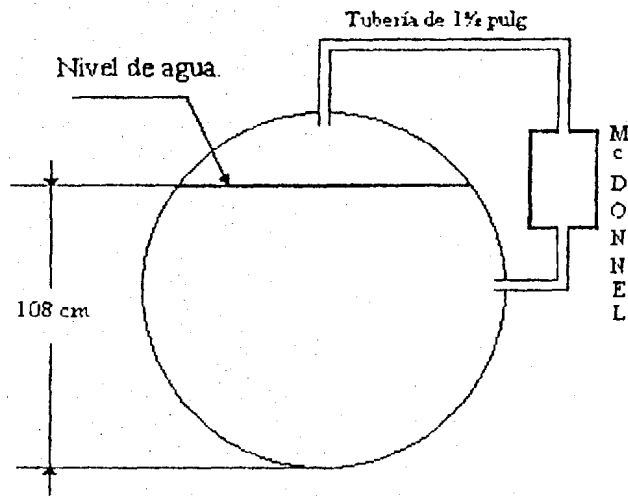


Fig. 3.5. Esquema de la ubicación del McDonnell.

Observando La Fig. 3.5 podemos decir que puede ir ubicado en cualquier parte del recipiente de agua, nosotros lo colocaremos a 70 cm del lado del quemador. Se lo coloca a este lado para que esté lo más cerca de la caja de control que se halla a este lado. Esto implica que el cableado es corto y se evita posibles daños en operación. Este equipo controla la bomba y cierre de bajo nivel del agua de la caldera.

Warrick, es también otro sensor de nivel de agua interrumpe el circuito para detener la operación del quemador si el nivel del agua de la caldera esta por debajo del nivel seguro de operación. Activa el indicador de bajo nivel de agua y opcionalmente puede activar una alarma. Este equipo está conformado por un electrodo el cual se sumerge en el agua formándose así un circuito, el cual se abre

cuando el líquido deja de tener contacto con el agua. Este equipo por lo tanto necesita una sola abertura en un diámetro de 3/8 pulg y lo colocaremos a 80 cm del lado del quemador.

Presentaremos a continuación una tabla de selección de este equipo.

Número del componente: 1XXXX

CONFIGURACION DEL CONTACTO			LINEA DE VOLTA A.C.		VOLTAJE SECUNDARIO /SENSITIVIDAD/DISTANCIA			NEMA ENCLOSURE		
	N.A.	N.C.	1	115		VOL	SEN	DIS/FT	0	Open
C	2	0	2	230	A	25	50	75.000	1	1
D	1	1	4	460	B	75	450	7.500	4	3,4,5
E	0	2	5	575	C	150	1,5K	1.750	7	7,9
F	3	0	6	115/	D	300	7K	500	12	12
G	2	1		230	E	500	20K	150		
H	1	2	7	24						
J	0	3	9	380						

Tabla 3.3 Tabla de selección de Warrick.

Para el equipo se necesita el modelo 1G1D0, esto es; dos contactos normalmente abierto para la alarma e indicador de bajo nivel de agua y uno normalmente cerrado para detener la operación del quemador, 115 voltios, distancia 150 pies. Este equipo lo colocaremos a 80 cm del lado del quemador.

Presostatos, estos sensan básicamente presión por lo que necesitan una sola abertura. Hay tres tipos de presostatos, el de presión de operación, presión máxima y presión moduladora. Esto quiere decir entonces que se requiere una sola abertura para los tres medidores de presión ya que por tubería se hace la extensión para los tres. Esta abertura la colocaremos en la parte superior de la caldera a 60 cm del lado del quemador.

Presostato modulador, este presostato se encarga de bajar y subir la leva moduladora, para mantener en operación automática una presión media preestablecida de vapor. Este es un control de tipo proporcional, en la Tabla 3.4 tenemos algunos presostatos de la marca HONEYWELL.

MODEL	OPERATING RANGES	POTENTIOMETER PART NO. ¹	PROPORTIONING (Throttling) RANGE AT MIDSCALE			MAXIMUM SURGE PRESSURE	
	CUSTOMARY UNITS		ADJUSTABLE	CUSTOMARY UNITS	METRIC UNITS	psi	kPa
L91A	0 to 16 oz./in. ²	23176CB	No	1 oz./in. ²	0.4 kPa	6	41
	0 to 15 psi	23176CB	No	0.5 psi	3.4 kPa	25	172
	2 to 50 psi	23176CB	No	2 psi	13.8 kPa	85	586
	5 to 150 psi	23176CB	No	5 psi	0.03 MPa	225	1551
	10 to 300 psi ^b	23176CB	No	12 psi	0.08 MPa	350	2413
L91B	0 to 18 oz./in. ²	23176CF	Yes	2 to 38 oz./in. ²	0.9 to 16.4 kPa	6	41
	0 to 4 psi	23176CF	Yes	5 to 38 oz./in. ²	2.2 to 10.4 kPa	6	41
	0 to 15 psi	23176CF	Yes	1.5 to 12 psi	10 to 83 kPa	25	172
	2 to 50 psi	23176CF	Yes	5 to 32 psi	34 to 221 kPa	85	586
	5 to 150 psi ^d	23176CB	Yes	5 to 23 psi	35 to 160 kPa	225	1551
	10 to 300 psi ^{c,d}	23176CB	Yes	12 to 48 psi	85 to 330 kPa	350	2413
	10 to 300 psi ^c	23176CF	Yes	30 to 110 psi	0.21 to 0.76 MPa	350	2413
L91D	0 to 15 psi	23176CF	Yes	1.5 to 12 psi	10 to 83 kPa	25	172
	5 to 150 psi ^d	23176CF	Yes	13 to 52 psi	0.09 to 0.36 MPa	225	1551
	10 to 300 psi ^{c,d}	23176CF	Yes	30 to 110 psi	0.21 to 0.76 MPa	350	2413
L91F ^a	0 to 15 psi	g	Yes	1.5 to 12 psi	10 to 83 kPa	25	172
	5 to 150 psi	g	Yes	13 to 52 psi	0.09 to 0.36 MPa	225	1551

Tabla 3.4. Presostato de control de tipo proporcional.

Como se muestra en la Tabla 3.4 el presostato modelo L91B es ideal para nuestros propósitos, ya que el rango de operación es el de nuestra unidad.

Presostato de presión máxima de operación, este presostato interrumpe el circuito para detener la operación del quemador cuando la presión excede el ajuste seleccionado ya sea que la unidad este en modo automático o manual. Este presostato debe ser normalmente cerrado ya que debe interrumpir una operación. Para realizar esta selección tenemos la Tabla 3.5.



Model	Switching Action on Pressure Rise to Setpoint	Operating Ranges ^a		Midscale Subtractive Differential ^a (Adjustable)			Maximum Surge Pressure	
		psi	kg/cm ²	psi	kg/cm ²	kPa	psi	kg/cm ²
L404A	spst, breaks circuit	2 to 15 ^{bc}	.14 to 1.0	2 to 6	.14 to .41	14 to 4	50	3.5
		5 to 50	.35 to 3.5	4 to 12	.28 to .82	127 to 83	85	6.0
		10 to 150 ^b	.66 to 10.6	8 to 16	.56 to 1.10	55 to 110	225	15.8
		20 to 300 ^d	1.4 to 21.0	15 to 40	1.04 to 2.76	103 to 276	500	35.2
L404B ⁱ	spst, makes circuit	2 to 15 ^{d, e, f}	.14 to 1.1	2 to 6	.14 to .41	14 to 41	50	3.5
		5 to 50	.35 to 3.5	4 to 12	.28 to .82	27 to 83	85	6.0
		10 to 150 ^{eh}	.66 to 10.6	8 to 16	.56 to 1.10	55 to 110	225	15.8
		20 to 300 ^d	1.4 to 21.0	15 to 40	1.04 to 2.76	103 to 276	500	35.2
L404C	spst, breaks circuit	2 to 15	.14 to 1.0	manual reset (fixed, subtractive differential)			50	3.5
		5 to 50	.35 to 3.5				85	6.0
		10 to 150	.66 to 10.6				225	15.8
		20 to 300 ^d	1.4 to 21.0				500	35.2
L404D	spst, makes circuit	2 to 15	.14 to 1.0	manual reset ^g (fixed, subtractive differential)			50	3.5
		10 to 150	.66 to 10				225	15.8
L404F	spdt snap-acting switch, ^h makes R-W, breaks R-B	2 to 15	.14 to 1.0	2 to 6	.14 to .41	14 to 41	50	3.5
		5 to 50 ⁱ	.35 to 3.5	6 to 14	.41 to .97	41 to 97	85	6.0
		10 to 150	.66 to 10	10 to 22	.69 to 15.2	60 to 152	225	15.8
		20 to 300 ^d	1.4 to 21.0	20 to 50	1.4 to 3.5	138 to 345	500	35.2

Tabla 3.5. presostato de control.

Como se ve en la Tabla 3.5, el modelo L404A es normalmente cerrado y posee un rango de operación de 10 a 150 psi. Notemos además posee una "curva de histéresis" (escala media subtractiva diferencial) regulable de 8 a 16 psi. La presión máxima de operación debe ser mayor a la media superior de la presión de modulación.

Presostato de seguridad, este presostato debe actuar cuando la presión es mayor que la seteada en el "presostato de presión máxima de operación. Este presostato debe ser normalmente cerrado de una vía, esto quiere decir que cuando el circuito por exceso de presión se abre, este (el circuito) debe quedar abierto hasta que se realice una operación manual externa (reset) porque se asume que la unidad generadora de vapor no está trabajando normalmente. Para este fin podemos usar el modelo L404C (Tabla 3.5) ya que es normalmente cerrado y posee un reset de tipo manual.

Todos los presostatos necesitan una sola toma al tanque para poder sentir presión. Esta toma podemos colocarla a 60 cm del lado del quemador.

Válvulas de seguridad, las válvulas de alivio son la última seguridad de un caldero, ya que deben actuar cuando todos los equipos nombrados anteriormente han fallado. La Tabla 3.6 algunos tipos de válvulas de la marca CONSOLIDATED (Safety, relief and Safety Relief valves).

TYPE CONSTRUCTION	VALVE TYPE NO.	P max		TEMP. RANGE		SIZE
		(psig)	bar	(°F.)	(°C)	inches
BRONZE	1541	350	24.1	+420 to -20	+215 to -28	½ to 2½
	1543	350	24.1	+420 to -20	+215 to -28	½ to 2½
	2478	300	20.6	+406 to -325	+207 to -198	½ to 2½
IRON	1510	15	1.0	SATURATED	SATURATED	1½ to 6
	1511	250	17.2	+450	+232	1½ to 6
STEEL	1811	600	41.3	+1000	+537	1½ to 6
	1700	5360	369.6	+1120	+604	1½ to 6
	2700	900	62.0	+1050	+565	1½ to 6
	2700	1500	103.4	+1050	+565	1½ to 6
STEEL POWER ACTUATED	2520	2500	172.4	+1050	+565	1½
	2521	2500	172.4	+1050	+565	2
	2533VX	2500	172.4	+1050	+565	2½
	1538VX & (V)	3000	206.8	+1100	+593	2½
	1538VC & (V)	3730	257.2	+1100	+593	2½
	1525VX	1500	103.4	+750	+398	6
STEEL GATE	Dewrance ISG	3730	257.2	+1100	+593	1½, 2, 2½
PILOT OPERATED	13900	300	20.6	+250 TO +550	+121 TO +287	16, 18, 20

Tabla 3.6. Válvulas de seguridad.

Como vemos la válvula modelo 1541 en bronce es útil para nuestro equipo ya que esta debe trabajar a temperaturas máximas de 358 °F y esta válvula nos da un rango superior (420 °F). El diámetro de la toma de vapor será 1.5". En el caldero para mayor seguridad colocaremos dos válvulas del mismo tipo. Con esto logramos mas rapidez de alivio y una disminución del 50% la posibilidad de que falle con relación al caso de que hubiere una sola válvula.

CAPITULO 4

SISTEMA DE CONTROL Y SEGURIDAD

4.1 DIAGRAMA ELECTRICO.-

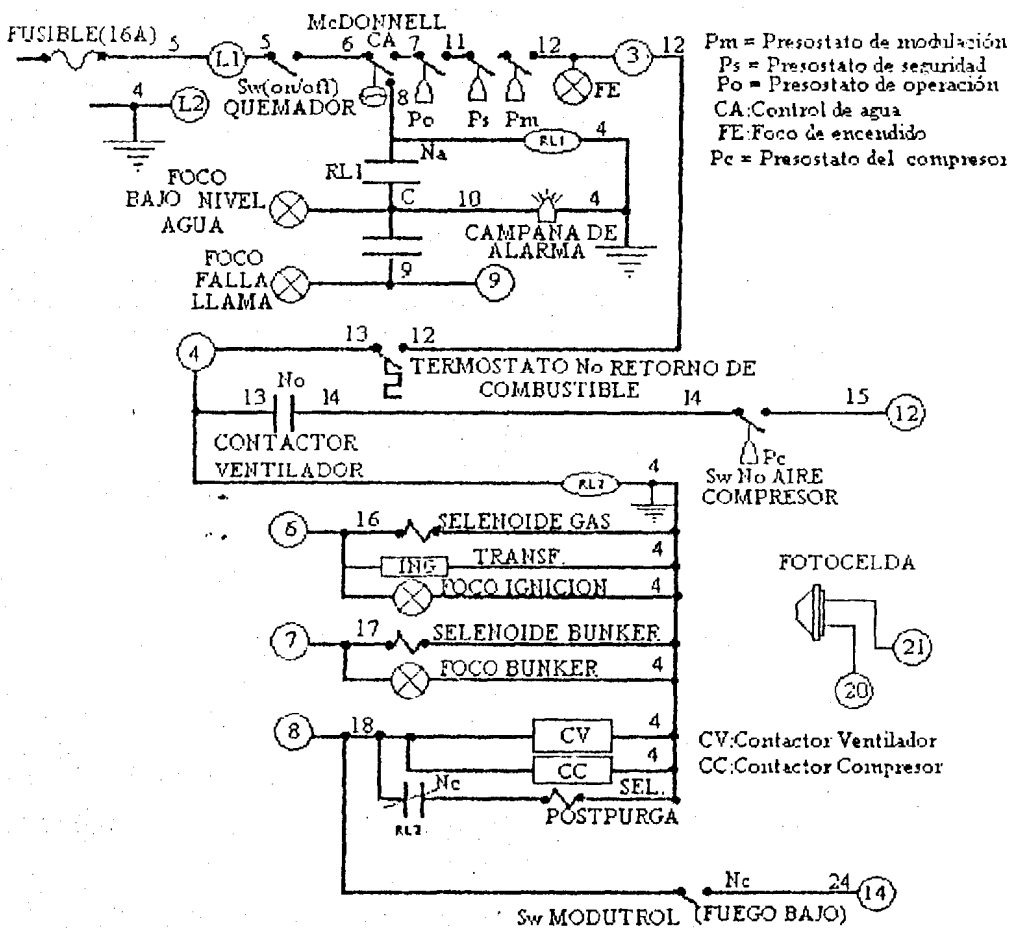


Fig. 4.1. Diagrama eléctrico.

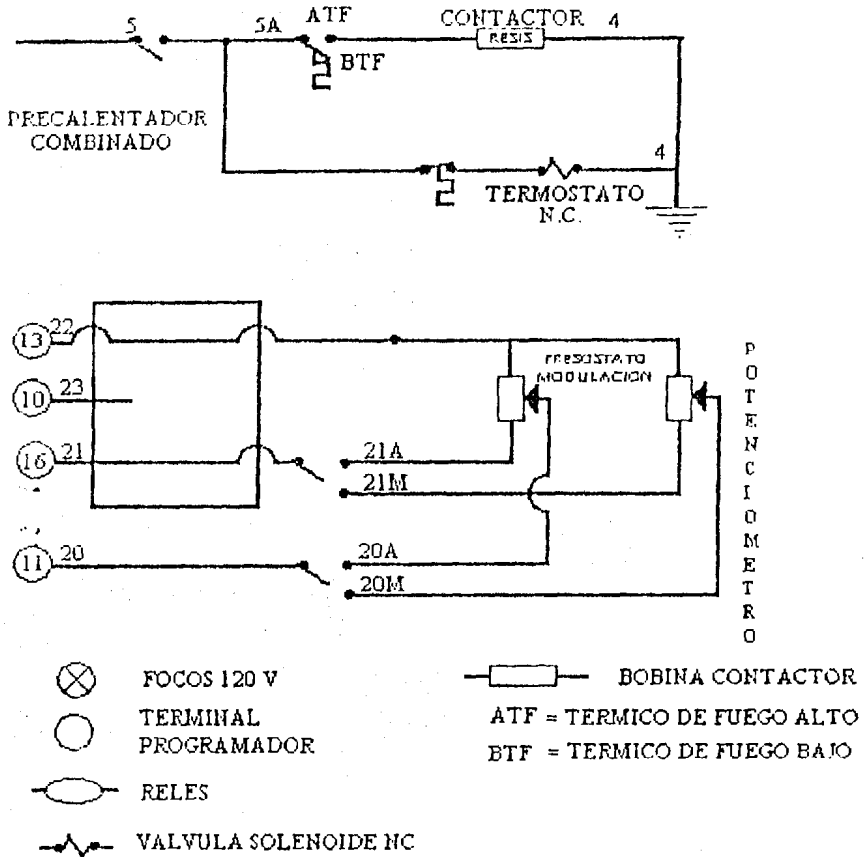


Fig. 4.1. Diagrama eléctrico, (continuación).

Algunos de los equipos que seleccionamos en la parte final del capítulo anterior tienen que ser integrados junto con otros equipos, en un solo circuito para poder así operar de manera segura y eficiente nuestra unidad generadora de vapor. En la Fig. 4.1 se describe el diagrama eléctrico usado comúnmente por las diferentes marcas de calderos de tipo pirotubular.

4.2 FUNCIONES DEL SISTEMA ELECTRICO.-

Este circuito de control esta alimentado a 110 voltios con una proteccion de un fusible de 16 A. Arranca el sistema con el selector principal (SW1), esto energiza al control de nivel de agua (de la caldera). Estando el nivel adecuado el circuito alimenta al presostato de operacion (Po) que al no tener presion la caldera se encuentra activado, energizando al presostato de modulacion (Pm) y tambien al de seguridad (Ps).

Despues que los switch en serie alimentan un punto del programador (3) y energiza el termostato de retorno de combustible (Tb) (el cual recircula el combustible con el tanque de uso diario hasta que alcance una temperatura de 105 °C con la resistencia), energizando otro punto del programador (4). Luego en esta secuencia se energiza el relé (RL2), el cual tiene un contacto Nc que desactiva la válvula solenoide de la post-purga de combustible.

Paralelamente se activa el solenoide de gas (llama piloto y el transformador de ignición y el foco de señalización con la señal (6) del programador al igual que el solenoide del combustible y foco de señalización con la señal (7) del programador. Finalmente la señal (8) del programador activa los contactores del ventilador (CV) y del compresor (CC), como tambien la válvula de post-purga y el switch del modutrol (fuego bajo), llevando la señal 14 al programador. Todo esto en una secuencia establecida por el programador.

Un contacto del contactor del ventilador No (CV), se activa energizando el presostato de aire del compresor (Pc) el cual alimenta el punto 12 del programador.

Luego con el selector (SW2) hace el circuito de calentar el combustible por medio de una resistencia eléctrica hasta que el vapor saturado generado por la misma caldera caliente por medio de un serpentín.

Por último cuatro señales del programador, dos de ellas trabajan con el presostato de modulación y las otras con el réostato manual, controlando así el modutrol. Adicionalmente tenemos una fotocelda (Fc) que al sensar la llama en el hogar envía señal al programador, el cual permite continuar o no la operación de encendido y/o trabajo.

CAPITULO 5

ANALISIS ECONOMICO

5.1 LISTADO DE EQUIPOS Y MATERIALES.-

Todos los equipos y materiales que se necesitarán para la construcción de esta unidad serán citados en el siguiente listado.

- Construcción mecánica del cuerpo principal en placa SA – 515 grado 70, según láminas presentadas en la parte final de este trabajo.
- Breaker de 40 A.
- Ocho contactores.
- Térmicos.
- Un PLC.
- Tres regletas.
- Tablero de plancha galvanizado de 1/8".
- Fotocelda.
- Quemador.
- Cuatro presostatos.
- Tubos de fuego.
- Dos controles de nivel.
- Dos válvulas de seguridad.
- Tuberías para interconexiones varias.
- Modutrol.
- Sistema de leva.
- Bomba de agua.
- Cuatro válvulas solenoides.
- Dos tapas (posterior y anterior).

- Aislante térmico.
- Tejas refractarias.
- Intercambiador de calor (calentar combustible).
- Tol galvanizado.
- Mangueras para conexión de combustible y aire secundario.
- Pintura.

5.2 PRESUPUESTO.-

A continuación está el costo del equipo. Está cotizado materiales y mano de obra.

Hay que recalcar que todos estos equipos fueron cotizados en la ciudad de Guayaquil y los precios están en dólares.

PROFORMA

ITEM	DESCRIPCION	UNI.	CANTI.	P. UNITARIO	P. TOTAL
A	MATERIALES				
1	Construcción mecánica, en placa SA-515 grado 70 según láminas.	GBL	1	2,200.00	2,200.00
2	Tapas posterior y anterior.	UN	2	135.00	270.00
3	Lana de vidrio Fiber Glass.	M	6	30.00	180.00
4	Tejas refractarias nacionales.	UN	10	28.00	280.00
5	Tubos para calderos de 2".	UN	41	28.00	1,148.00
6	Pintura anticorrosiva.	M2	15	5.00	75.00
7	Tol galvanizado de 1,5 (1.22x2.44)	UN	4	15.00	60.00
8	Control de nivel McDONNELL.	UN	1	560.00	560.00
9	Control de nivel Warrick modelo 1G1D0	UN	1	509.00	509.00
10	Presuretrol HONEYWELL L-404A.	UN	1	82.00	82.00
11	Presuretrol HONEYWELL L-404C.	UN	1	99.00	99.00
12	Presuretrol HONEYWELL L91B.	UN	1	98.00	98.00
13	Breaker Siemens 40A.	UN	5	82.00	410.00
14	Contactores Siemens 31F44.	UN	8	27.00	216.00
15	Regletas.	UN	2	11.00	22.00
16	Cableado.	GBL	1	40.00	40.00
17	Bombillos, caperuzas, terminales de talón, selectores, fusibles, etc.	GBL	1	65.00	65.00
18	Tablero de plancha galvanizado 1/8".	UN	1	110.00	110.00
19	Fotocelda C7015A.	UN	1	120.00	120.00
20	PLC TELEMECANIC TSx17.	UN	1	1,166.00	1,166.00
21	Quernador 29 GPH, Q = 1200 CFM y P = 8"H ₂ O.	UN	1	1,200.00	2,200.00
22	Válvula solenoide.	UN	4	135.00	540.00
23	Válvula de seguridad modelo 1541 CONSOLIDATED.	UN	2	352.00	704.00
24	Válvulas de paso, tubería, codos, acoples, accesorio, etc.	GBL	1	420.00	420.00
25	Medidores de presión.	UN	2	110.00	220.00
26	Calentador de combustible.	UN	1	120.00	120.00
27	Alquiler de herramientas.	GBL	1	500.00	500.00
28	Bomba de agua centri.	UN	1	1,800.00	1,800.00
29	Sistema de leva.	UN	1	350.00	350.00
	SUB - TOTAL MATERIALES				14,564.00
B	MANO DE OBRA				
1	Electrico.	HORA	60	1.60	96.00
2	Ayudante de eléctrico.	HORA	120	1.20	144.00
3	Mecánico soldador.	HORA	280	1.40	392.00
4	Ayudante de mecánico.	HORA	560	1.20	672.00
	SUB - TOTAL MANO OBRA				1,304.00
	TOTAL A + B				15,868.00
	COSTOS INDIRECTOS (25%)				3,967.00
	TOTAL DE LA OBRA				19,835.00

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En la proforma que analizamos en el Capítulo 5, nuestro equipo tiene un costo de Diecinueve Mil Ochocientos Treinta y Cinco dólares (19.835,00 dólares). Esta proforma se la realizó con los precios del mercado y todos estos componentes se pueden adquirir localmente.

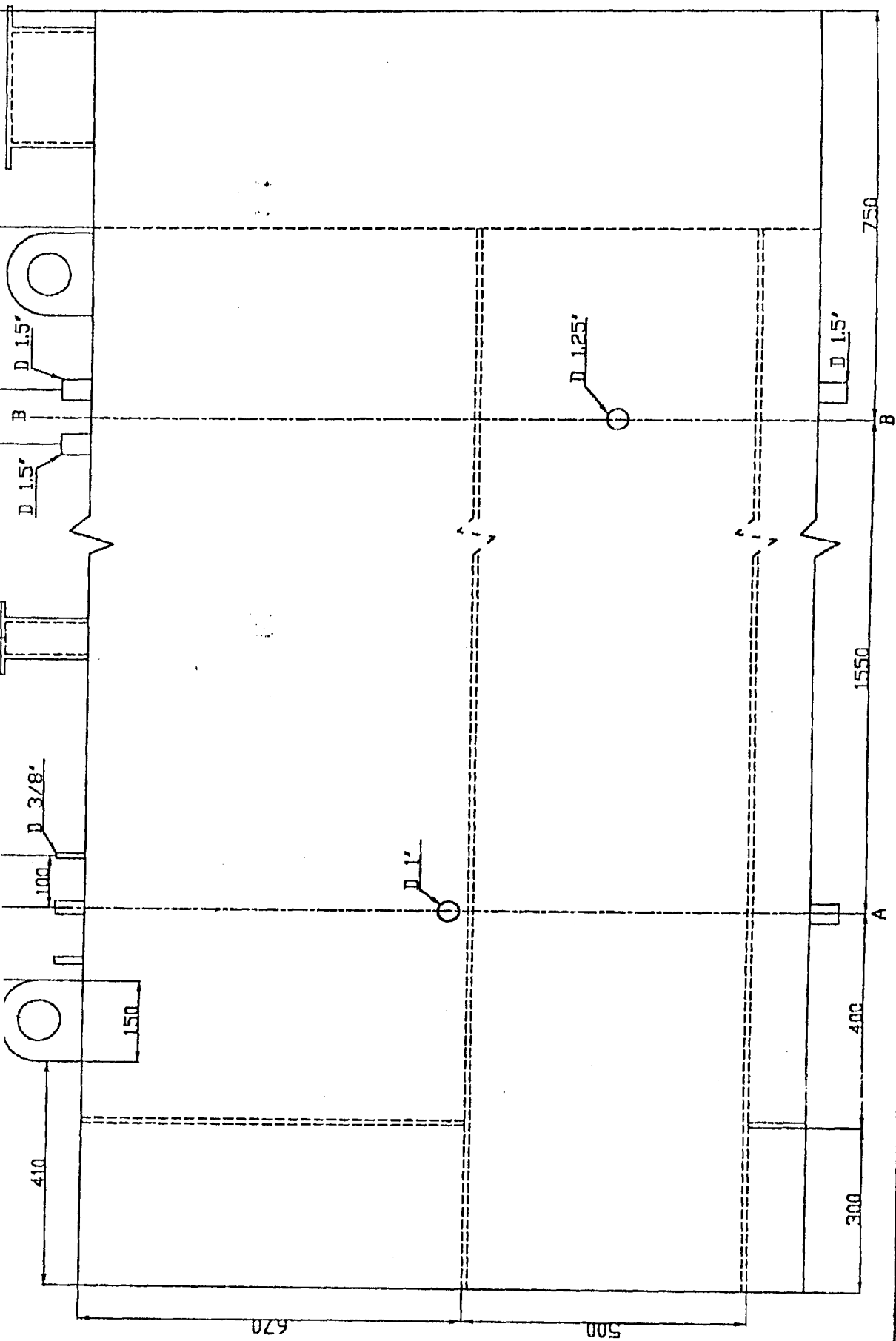
Para poder comparar tenemos que tener como referencia el costo de un generador de tipo pirotubular y posición horizontal de las mismas características que nuestro equipo. Estos equipos los hay de muchas marcas, pero la más conocida en nuestro medio es CLEAVER - BROOKS que tiene su sede en Milwaukee, U.S.A. y el modelo que le corresponde al nuestro es el CB 300. Este equipo comprado en su sede es decir precio F.O.B. cuesta Cuarenta y Dos Mil dólares (42.000,00 dólares).

Comparando estos dos precios queda demostrado sobradamente que el ahorro es más del cien por ciento, tomando en consideración que los accesorios son de igual o mejor calidad que el equipo importado.

Habiendo realizado la comparación económica nos queda analizar la parte técnica. Para concluir sobre la parte técnica basta con analizar los procedimientos y métodos que hemos usado para el cálculo técnico los cuales han sido los más calificados para realizar esta labor, en donde siempre a lo largo de todo el trabajo se ha dejado siempre márgenes a favor de la ganancia de calor de la unidad, por lo que es poco probable que esta no llegue a generar las cantidades de vapor a una presión determinada propuesta para este diseño. Además podemos decir que el Diseño Mecánico se basó completamente en fórmulas de diseño de las normas ASME Code for Pressure Vessels, sección VIII, división 1, lo que nos garantiza que si el equipo se construye con las recomendaciones, espesores, tipos de materiales, entre otros, podemos decir que difícilmente fallará.

Finalmente si analizamos desde el punto de vista social, construir este equipo en nuestro país es más económico para los posibles compradores de este equipo, generaría trabajo y no hay fugas de divisas.

LAMINAS



INSTITUCION:
ESCUELA POLITECNICA DEL LITORAL

CONTIENE:
ESQUEMA GENERAL

ESCALA: 1:10
 LAMINA: 1 de 5

DISENO: **VLADIMIR SPER**

REVISO:

UNIDADES: **mm**

CORDON DE SOLDADURA

CONEXIONES PARA EL
MC DONNALL (TUBERIA DE 1')

CONEXION AUXILIAR
PARA OTRO MC DONNALL

135°

TUBO DR 1 1/2'
PARA PURGA DE FONDO

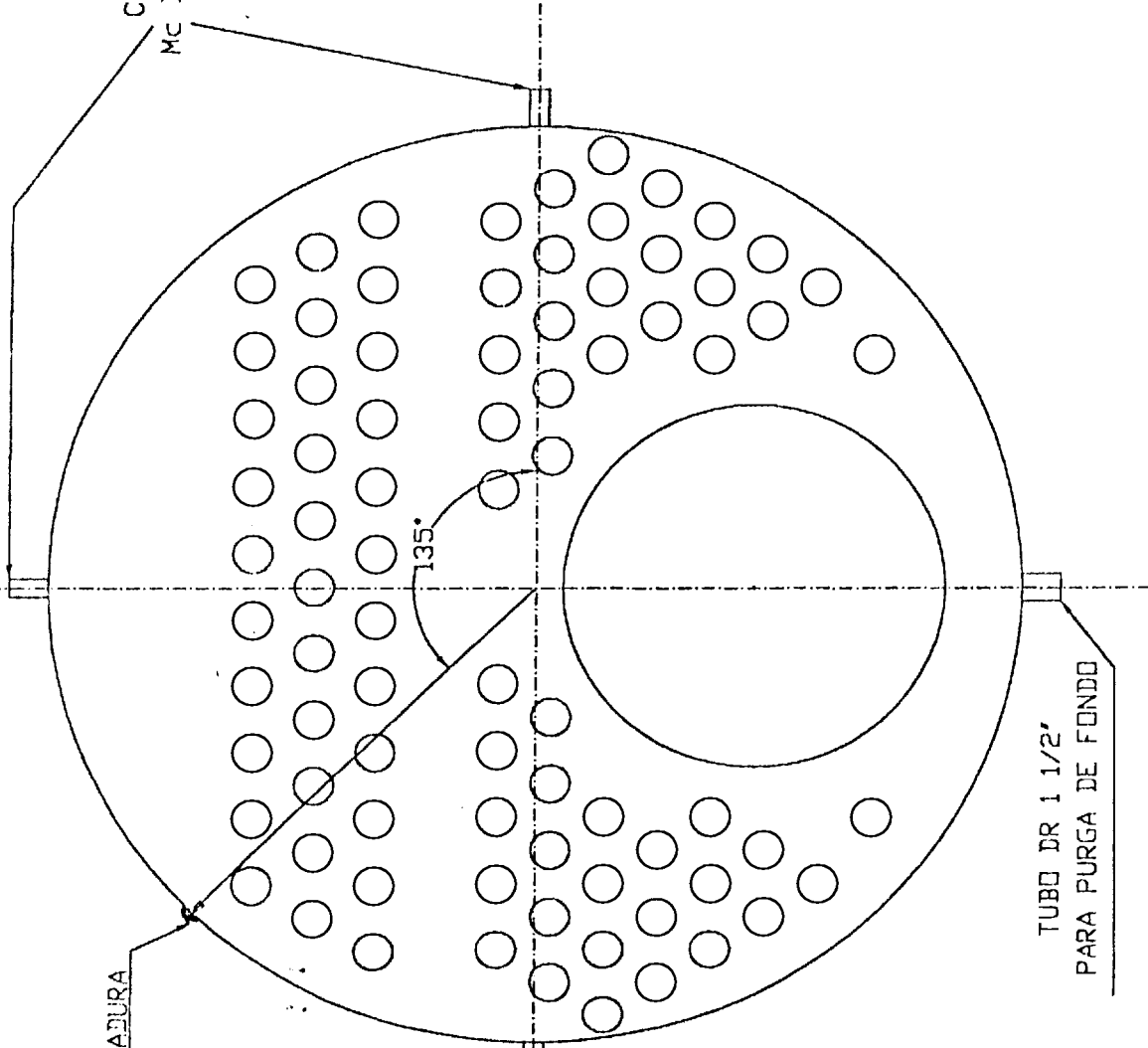
INSTITUCION:
ESCUELA POLITECNICA DEL LITORAL

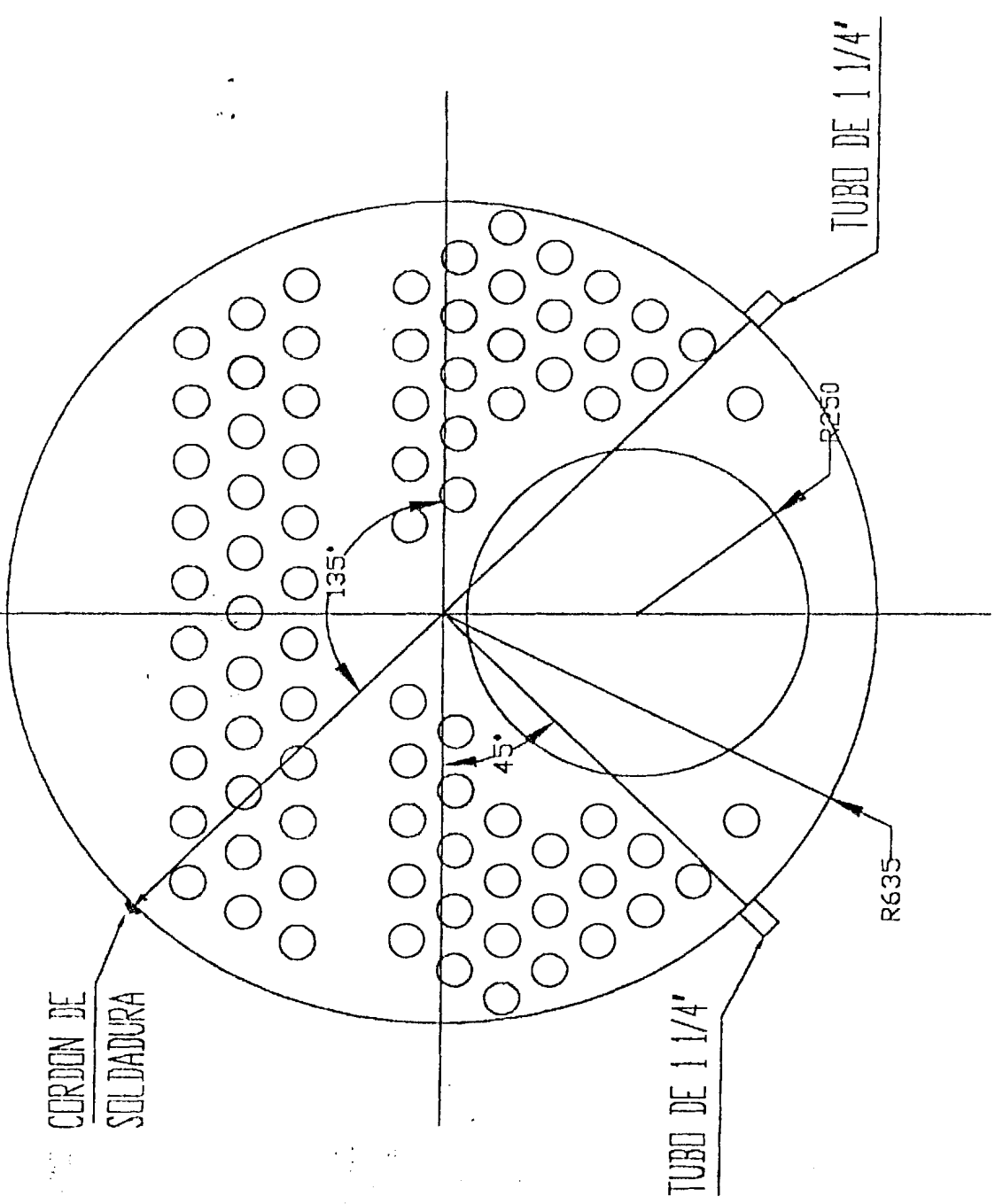
CONTIENE:
CORTE A-A

ESCALA: 1:10
LAMINA: 2 de 5

DISEÑO: DIBUJO:
VLADIMIR SPER

REVISO:
UNIDADES:
XXXI





CORDON DE
SOLDADURA

TUBO DE 1 1/4"

TUBO DE 1 1/4"

135°

45°

R250

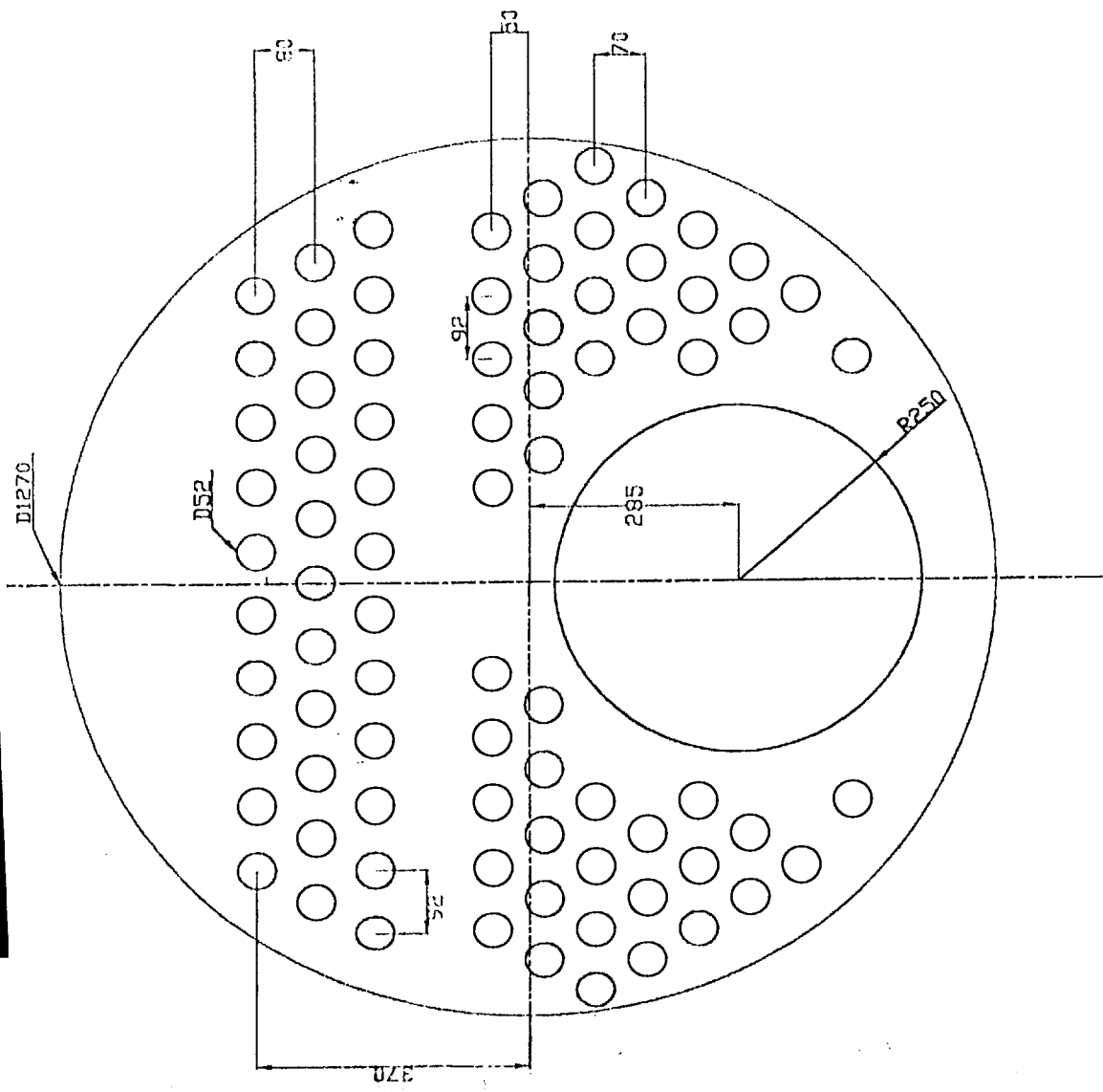
R635

INSTITUCION:
ESCUELA POLITECNICA DEL LITORAL

CONTIENE:
CORTE B-B

ESCALA: 1:10
LAMINA: 3 de 5

DISEÑO: VLADIMIR SPER
DISUJO:
REVISO:
UNIDADES: E.M.



INSTITUCION:
ESCUELA POLITECNICA DEL LITORAL

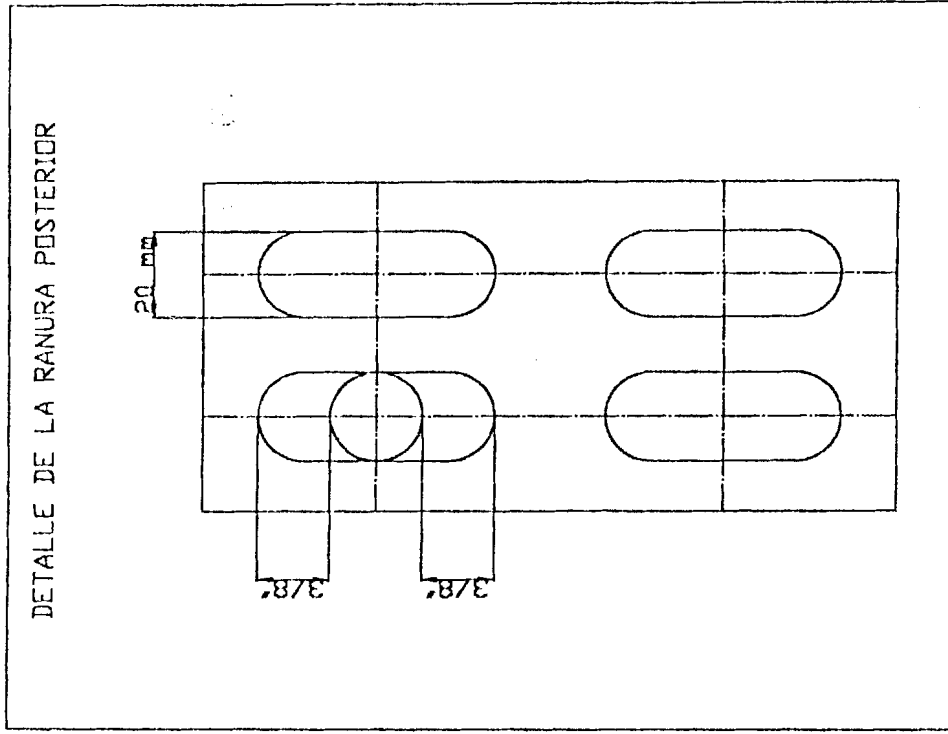
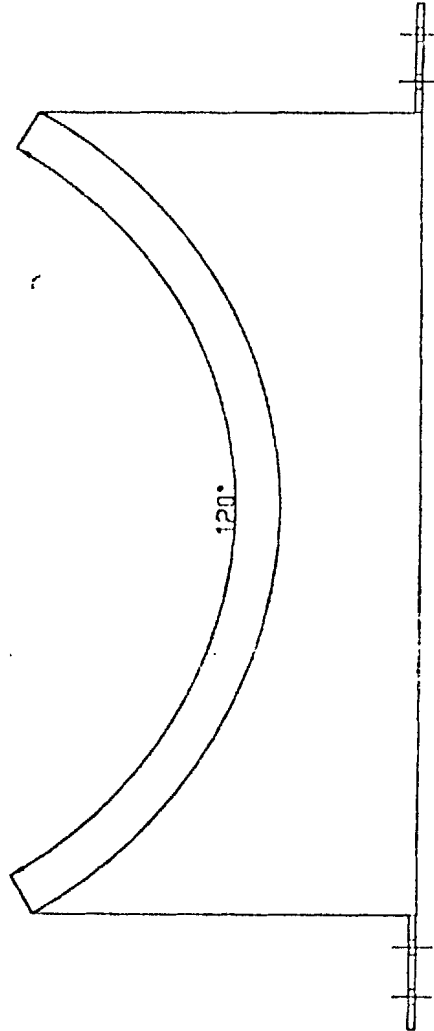
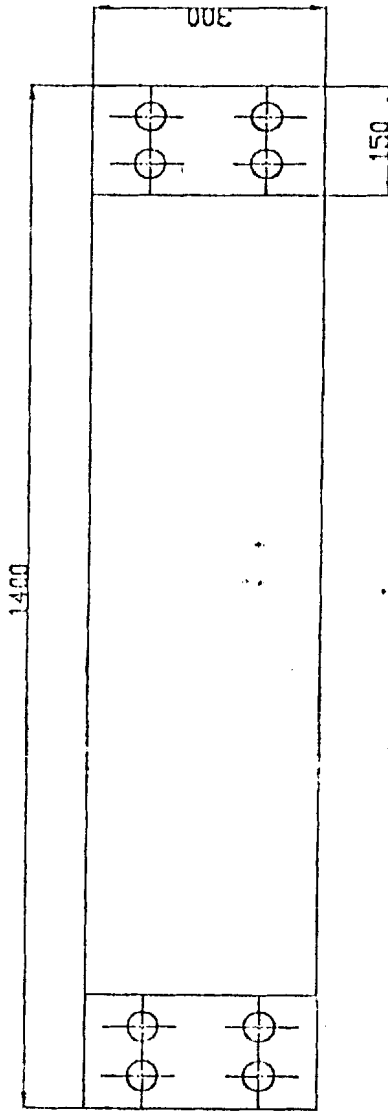
CONTIENE: **ESPEJO**

ESCALA: 1:10
 LAMINA: 4 de 5

DISEÑO: **DIBUJO:
 VLADIMIR SPER**

REVISO:

UNIDADES: **mm**



INSTITUCION:
ESCUELA POLITECNICA DEL LITORAL

CONTIENE:
SILLETAS

ESCALA: 1:10
LAMINA: 5 de 5

DISEÑO: YLADIMIR SPER
DIBUJO: REVISO:
UNIDADES: mm

APENDICE

Sustancia	*F	k	Sustancia	*F	k
Acetato de etilo	115	0.0072	Diclorodifluorometano	32	0.0048
	212	0.0096		122	0.0064
	363	0.0141		212	0.0080
Alcohol	68	0.0089		302	0.0097
	212	0.0124	Etano	-94	0.0068
Cloruro	32	0.0055		-29	0.0086
	212	0.0095		32	0.0106
	363	0.0135	Etileno	212	0.0175
Eter	413	0.0152		-96	0.0064
	32	0.0077		32	0.0101
	115	0.0099		122	0.0131
	212	0.0131	Heptano (n-)	212	0.0112
	363	0.0189		392	0.0112
	413	0.0209	Hexano (n-)	212	0.0103
Acetona	32	0.0057		32	0.0072
	115	0.0074	Hexeno	68	0.0080
	212	0.0099		32	0.0061
	363	0.0147	Hidrógeno	-212	0.0109
Acetileno	-103	0.0068		-148	0.065
	32	0.0108		-58	0.083
	122	0.0140		32	0.100
	212	0.0172		122	0.115
Aire	-148	0.0095		212	0.129
	32	0.0140	Hidrógeno y bióxido de carbono.	572	0.178
	212	0.0183	0% H ₂	32	
	392	0.0226	20%		0.0083
	572	0.0265	40%		0.0165
Alcohol metílico	32	0.0083	60%		0.0270
	212	0.0128	80%		0.0410
Acetato	32	0.0059	100%		0.0620
	68	0.0068	Hidrógeno y nitrógeno	32	0.10
Amoniaco	-76	0.0095	0 H ₂		0.0133
	32	0.0128	20%		0.0212
	122	0.0157	40%		0.0313
	212	0.0185	60%		0.0438
Benceno	32	0.0052	80%		0.0635
	115	0.0073	Hidrógeno y óxido nítrico	32	
	212	0.0103	0% H ₂		0.0002
	363	0.0152	20%		0.0170
	413	0.0176	40%		0.0270
Bióxido de azufre	32	0.0050	60%		0.0410
	212	0.0069	80%		0.0650
Bióxido de carbono	-58	0.0068	Mercurio	392	0.0197
	32	0.0085	Metano	-148	0.0100
	212	0.0133		-58	0.0145
	392	0.0181		32	0.0175
	572	0.0228	Nitrógeno	122	0.0215
Bisulfuro	32	0.0040		-148	0.0095
	45	0.0042		32	0.0140
Monóxido	-312	0.0041		122	0.0160
	-294	0.0046	Oxido nítrico	212	0.0180
	32	0.0135		-94	0.0103
Tetracloruro	115	0.0041	Oxido nítrico	32	0.0138
	212	0.0052	Oxido nítrico	-94	0.0067
	363	0.0065		32	0.0087
Butano (n-)	32	0.0078		212	0.0128
	212	0.0135	Oxígeno	-148	0.0095
Butano (iso-)	32	0.0080		-58	0.0119
	212	0.0139		32	0.0142
Ciclohexano	216	0.0095		122	0.0164
Cloro	32	0.0043		212	0.0185
Cloroformo	32	0.0038	Pentano (n-)	32	0.0074
	115	0.0046		68	0.0083
	212	0.0058	(iso-)	32	0.0072
	363	0.0077		212	0.0127
Cloruro de metileno	32	0.0039	Propano	32	0.0087
	115	0.0049		212	0.0151
	212	0.0063	Sulfuro de hidrógeno	32	0.0076
	413	0.0095	Vapor de agua	115	0.0120
Cloruro de metilo	32	0.0053		212	0.0137
	115	0.0072		392	0.0187
	212	0.0094		572	0.0248
	363	0.0130		752	0.0315
	413	0.0148		932	0.0441

* De Perry, J. H. "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed. McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

Tabla 1. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES.

TIPO DE HORNO	Velocidad permisible, Btu/(h)(pies ² de superficie circunferencial del tubo
De crudos	10000-16000
Vacio	5000-10000
Reformador de nafta	1000-18000
Cracking de gasoil:	
Calentamiento	10000-15000
Empape	10000
Fraccionamiento de viscosidad	10000-12000

Tabla 2. Rapidez de transferencia.

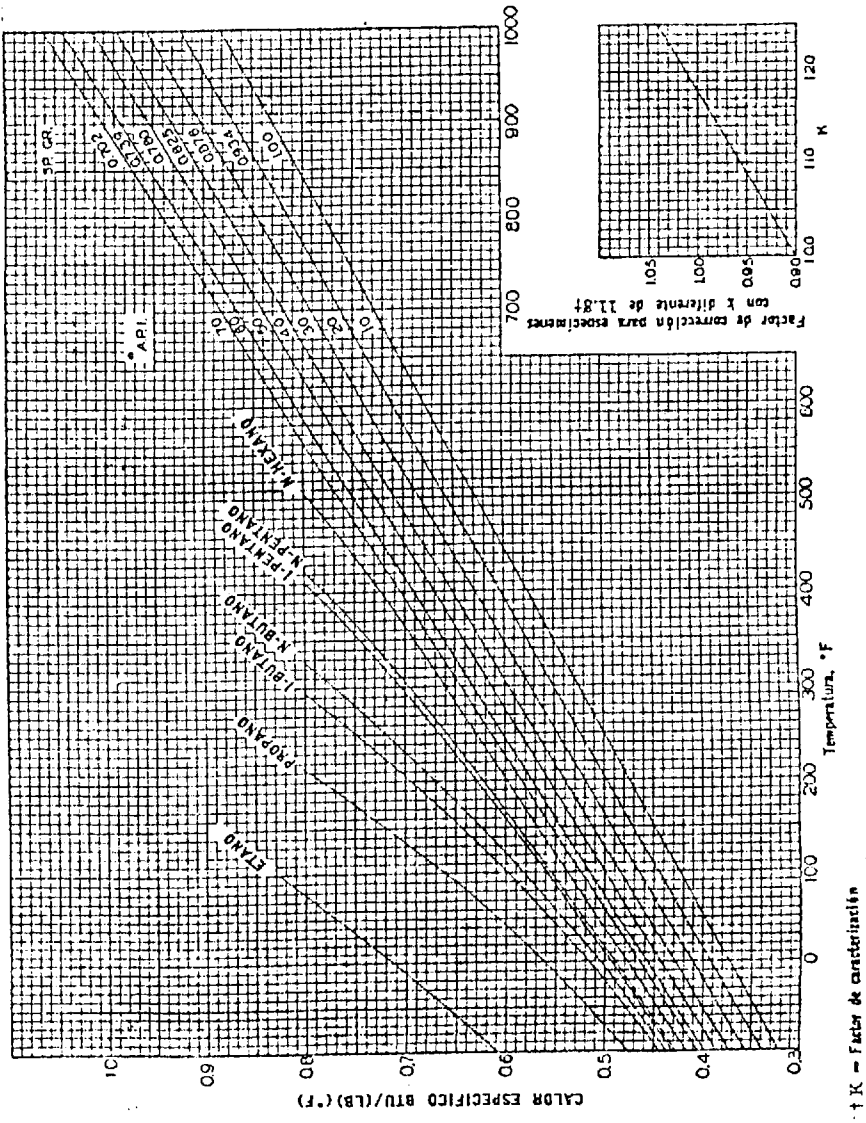


Fig. 1. Calores específicos de hidrocarburos líquidos. [Holcomb and Brown, Ind. Eng. Chem. 34, 595 (1942)]

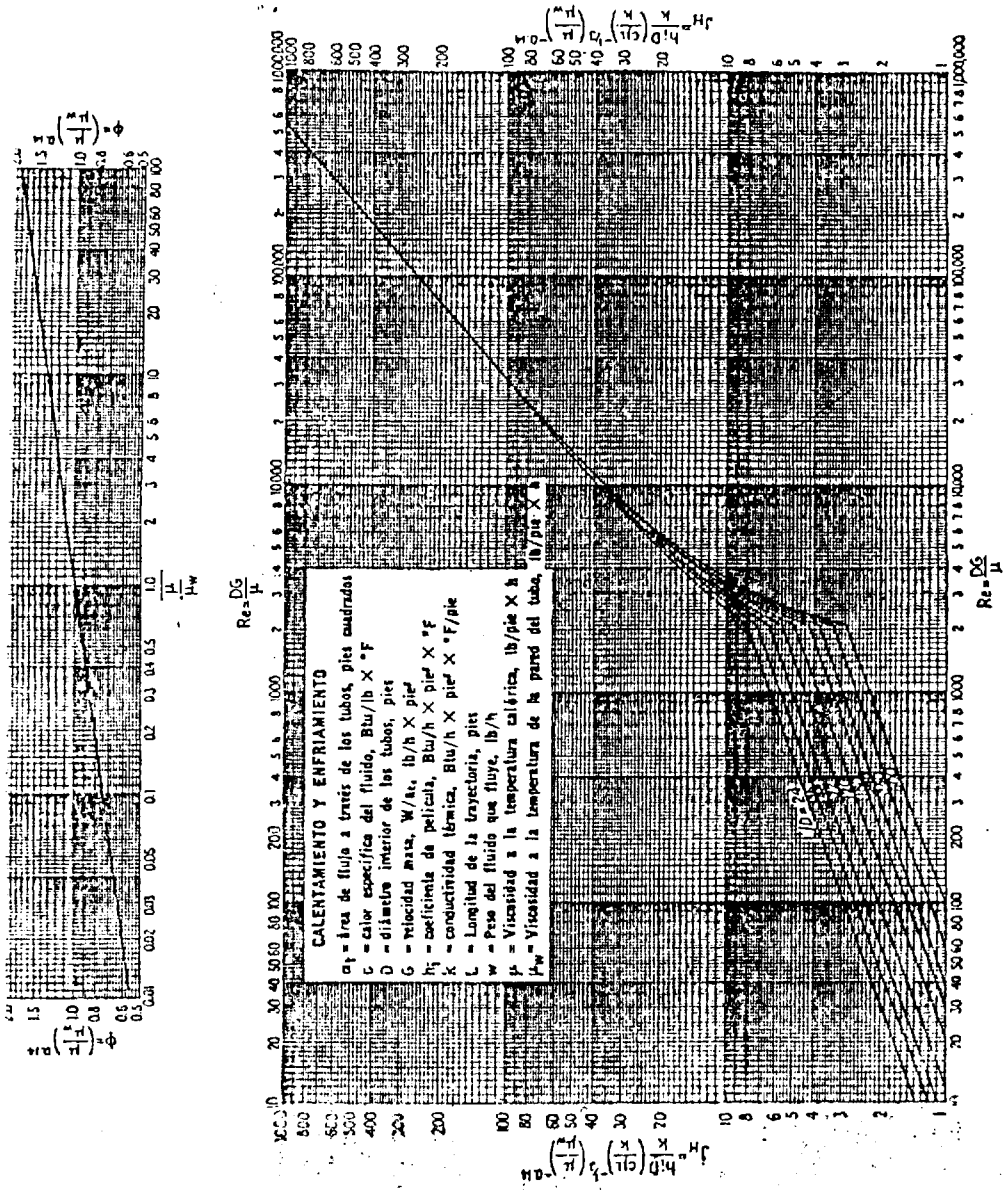


Fig. 2. Curva de transferencia de calor lado de los tubos.

Gas	X	Y
Acetato de Etilo	8.5	13.2
Acetona	8.9	13.0
Acetileno	9.8	14.9
Acido Acético	7.7	14.3
Agua	8.0	16.0
Aire	11.0	20.0
Alcohol Etilico	9.2	14.2
Alcohol Metilico	8.5	15.6
Alcohol Propilico	8.4	13.4
Amoniaco	8.4	16.0
Argón	10.5	22.4
Benceno	8.5	13.2
Bromo	8.9	19.2
Buteno	9.2	13.7
Butileno	8.9	13.0
Bióxido de Azufre	9.6	17.0
Bióxido de Carbono	9.5	18.7
Bisulfuro de Carbono	8.0	16.0
Bromuro de Hidrógeno	8.8	20.9
Cianógeno	9.2	15.2
Ciclohexano	9.2	12.0
Cianuro de Hidrógeno	9.8	14.9
Cloro	9.0	18.4
Cloroformo	8.9	15.7
Cloruro de Etilo	8.5	15.6
Cloruro de Hidrógeno	8.8	18.7
Cloruro de Nitrosilo	8.0	17.6
Etano	9.1	14.5
Eter Etilico	8.9	13.0
Etileno	9.5	15.1
Flúor	7.3	23.8
Freon 11	10.6	15.1
Freon 12	11.1	16.0
Freon 21	10.8	15.3
Freon 22	10.1	17.0
Freon 113	11.3	14.0
Helio	10.9	20.5
Hexano	8.6	11.8
Hidrógeno	11.2	12.4
$3H_2 + 1N_2$	11.2	17.2
Yodo	9.0	18.4
Yoduro de Hidrógeno	9.0	21.3
Mercurio	5.3	22.9
Metano	9.9	15.5
Monóxido de Carbono	11.0	20.0
Nitrógeno	10.6	20.0
Oxido Nítrico	10.9	20.5
Oxido Nitroso	8.8	19.0
Oxígeno	11.0	21.3
Penano	7.0	12.8
Propano	9.7	12.0
Propileno	9.0	13.8
Sulfuro de Hidrógeno	8.6	18.0
Tolueno	8.6	12.4
2, 3, 3-Trinitilbutano	9.5	10.5
Acron	9.3	23.0

* De Icaro, J. H., "Chemical Engineers' Handbook" 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York 1950.

Fig. 3. Viscosidades de gases.

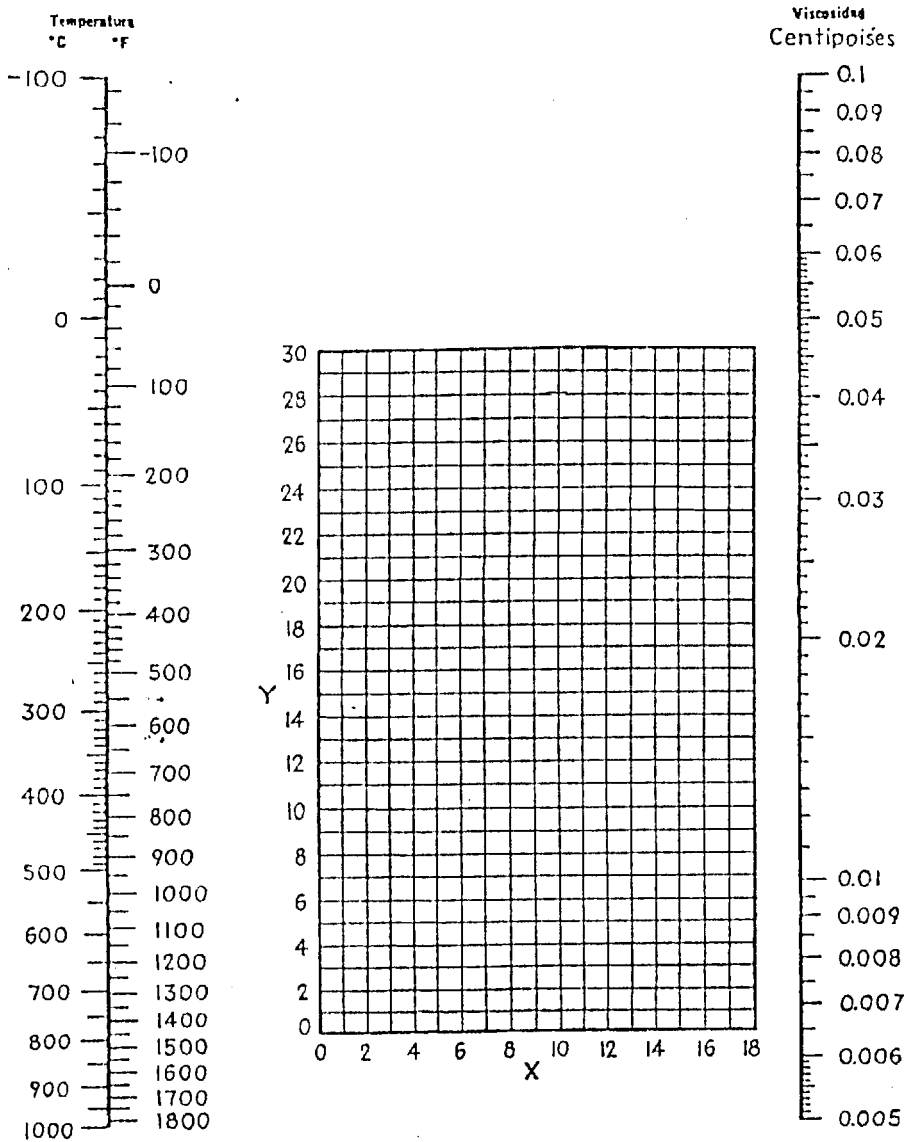


Fig. 3 Viscosidades de gases (continuación).

Temperatura del medio calefactor	Hasta 240°F		240-400°F †	
Temperatura del agua	125°F o menos		Más de 125°F	
Agua	Velocidad del agua, pps		Velocidad del agua, pps	
	3 pies o menos	Más de 3 pies	3 pies o menos	Más de 3 pies
Agua de mar	0.0005	0.0005	0.001	0.001
Salmuera natural	0.002	0.001	0.003	0.002
Torre de enfriamiento y tanque con rocío artificial:				
Agua de compensación tratada	0.001	0.001	0.002	0.002
Sin tratar	0.003	0.003	0.005	0.004
Agua de la ciudad o de pozo (como Grandes Lagos)	0.001	0.001	0.002	0.002
Grandes Lagos	0.001	0.001	0.002	0.002
Agua de río:				
Mínimo	0.002	0.001	0.003	0.022
Mississippi	0.003	0.002	0.004	0.003
Delaware, Schykill	0.003	0.002	0.004	0.003
East River y New York Bay	0.003	0.002	0.004	0.003
Canal sanitario de Chicago	0.008	0.006	0.010	0.008
Lodosa o turbia	0.003	0.002	0.004	0.003
Dura (más de 15 granos/gal)	0.003	0.003	0.005	0.005
Enfriamiento de máquinas	0.001	0.001	0.001	0.001
Destilada	0.0005	0.0005	0.0005	0.0005
Alimentación tratada para calderas	0.001	0.0005	0.001	0.001
Purga de calderas	0.002	0.002	0.002	0.002

† Las cifras de las últimas dos columnas se basan en una temperatura del medio calefactor de 240 a 400°F. Si la temperatura de este medio es mayor de 400°F, y si se sabe que el medio enfriador forma depósitos, estas cifras deben modificarse convenientemente.

FRACCIONES DE PETROLEO

Aceites (Industriales):		Líquidos (industriales):	
Combustorio	0.005	Orgánicos	0.001
Aceite de recirculación limpio	0.001	Líquidos refrigerantes, calefacción, enfriadores, o evaporantes	0.001
Aceites para maquinarias y transformadores	0.001	Salmueras (enfriamiento).	0.001
Aceite para quenching ...	0.004	Unidades de destilación atmosférica:	
Aceites vegetales	0.003	Fondos residuales, menos de 25°API	0.005
Gases, vapores (industriales):		Fondos residuales, de 25° API o más	0.002
Gas de hornos de coque, gas manufacturado	0.01		

Tabla 3. Factores de obstrucción.

Gases de escape de máquinas Diesel.....	0.01	Unidades de destilación atmosférica:	
Vapores orgánicos	0.0005	Vapores superiores sin tratar	0.0013
Vapor (sin aceite)	0.0	Vapores superiores tratados	0.003
Vapores de alcohol	0.0	Cortes intermedios	0.0013
Vapor, de escape (con aceite)	0.001	Unidades de destilación al vacío:	
Vapores refrigerantes (condensando de compresores recíprocos)	0.002	Vapores superiores a aceite:	
Aire	0.002	De la torre de burbujeo (condensador parcial)	0.001
Vapores superiores en condensadores enfriados por agua:		Del tanque flash (sin reflujo apreciable) ..	0.003
De la torre de burbujeo (condensador final) ...	0.001	Aceite delgado	0.002
Del tanque flash	0.04	Vapores superiores	0.001
Cortes intermedios:		Gasolina	0.0005
Aceite	0.001	Debutanizador, Depropanizador, Depentanizador y unidades de Alkilación:	
Para agua	0.002	Alimento	0.001
Fondos residuales, menos de 20° API	0.005	Vapores superiores	0.001
Fondos residuales, más de 20° API	0.002	Enfriadores de producto .	0.001
Estabilizador de gasolina natural:		Calderetas de producto ..	0.002
Alimento	0.0005	Alimento del reactor	0.002
Vapores superiores	0.0005	Unidades de tratamiento de lubricantes:	
Enfriadores de producto e intercambiadores	0.0005	Alimento de aceite solvente	0.002
Calderetas de producto ..	0.001	Vapores superiores	0.001
Unidades de eliminación de HS_2 :		Aceite refinado	0.001
Para vapores superiores ..	0.001	Intercambiadores calentadores de aceite refinado enfriados por agua ↓ ..	0.003
Intercambiadores enfriadores de solución	0.0016	Gomas y breas:	
Caldereta	0.0016	Generadores de vapor enfriados por aceite	0.005
Unidades de Cracking:		Enfriados por agua	0.003
Alimento gas-oil:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Unidades desasfaltizadoras:	
500°F y más	0.003	Aceite de alimento	0.002
Alimento de nafta:		Solvente	0.001
Menos de 500°F	0.002	Asfalto y resina:	
Más de 500°F	0.004	Generadores de vapor enfriados por aceite.	0.005
Separador de vapores vapores del separador, tanque flash, y vaporizador)	0.006	Enfriados por agua...	0.003
		Vapores de solvente	0.001

Tabla 3. Factores de obstrucción (continuación).

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{pie})$$

Sustancia	Temp. °F	k*	Calor específico ** Btu/(lb)(°F)	Gravedad específica
Acero	32	26	Ver Hierro	7.83
Acero	212	26	Ver Hierro	
Acero	1112	21	Ver Hierro	
Aluminio	32	117	0.183	2.55-7.8
Aluminio	212	119	0.1824	
Aluminio	932	155	0.1872	
Antimonio	32	10.6	0.0493	
Antimonio	212	9.7	0.0508	
Bismuto	64	4.7	0.0294	9.8
Bismuto	212	3.9	0.0304	
Cadmio	64	53.7	0.0550	8.65
Cadmio	212	52.2	0.0567	
Cinc	32	65	0.0917	6.9-7.2
Cinc	212	64	0.0958	
Cinc	752	54	0.1032	
Cobre	32	224	0.1487	8.8-8.95
Cobre	212	218	0.1712	
Cobre	932	207	0.2634	
Hierro, vaciado	32	32	0.1064	7.03-7.13
Hierro, vaciado	212	30	0.1178	
Hierro, vaciado	752	25	0.1519	
Hierro, forjado	64	34.6	Ver Hierro	7.6-7.9
Hierro, forjado	212	27.6	Ver Hierro	
Latón (70-30)	32	56	0.1315†	8.4-8.7
Latón	212	60	0.1488†	
Latón	752	67	0.2015†	
Magnesio	32-212	92	0.255	1.74
Mercurio	32	4.8	0.0329	13.6
Níquel	32	36	0.1050	8.9
Níquel	212	34	0.1170	
Níquel	572	32	0.1408	
Oro	64	169.0	0.030	19.25-19.35
Oro	212	170.8	0.031	
Plata	32	242	0.0557	10.4-10.6
Plata	212	238	0.0571	
Plomo	32	20	0.0306	11.34
Plomo	212	19	0.0315	
Plomo	572	18	0.0335	
Tántalo	64	32	0.0342	16.6

De L. S. Marks, "Mechanical Engineers' Handbook," McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1941.

De K. K. Kelley, U. S. Bur. Mine Bull. 371 (1939).

Valores balanceados para cobre y cinc.

Tabla 4 Conductividades térmicas, calores específicos, gravedades específicas de metales y aleaciones.

**PROPIEDADES DE LOS MATERIALES: ACERO AL CARBONO
Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION**
Valores máximos de esfuerzo permitido a tensión 1000 lb/pulg²*

Especificación		Para temperatura del metal no mayor de, grados F										
Número	Grado	- 20 a 650	700	750	800	850	900	950	1050	1100	1150	1200
SA-283	C	12.7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA-285	C	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	-	-	-	-	-
SA-515	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-515	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	55	13.8	13.3	12.1	10.2	8.4	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	60	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	65	16.3	15.5	13.9	11.4	9.0	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-516	70	17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-105		17.5	16.6	14.8	12.0	9.3	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-181	I	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-350	LF1	15.0	14.4	13.0	10.8	7.8	5.0	3.0	1.5	-	-	-
	LF2	17.5	16.6	14.8	12.0	7.8	5.0	3.0	1.5	-	-	-
SA-53	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	-	-	-	-	-
SA-106	B	15.0	14.4	13.0	10.8	8.7	6.5	4.5	2.5	-	-	-
SA-193	B7 ≤ 2½"	25.0	25.0	23.6	21.0	17.0	12.5	8.5	4.5	-	-	-
SA-194	2H	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
SA-307	B	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

* Los valores de esfuerzo de esta tabla pueden interpolarse para determinar los valores para temperaturas intermedias.



Tabla 5a

PROPIEDADES DE LOS MATERIALES ACERO AL CARBONO Y DE BAJO CONTENIDO DE ELEMENTOS DE ALEACION*				
Forma	Composición nominal	Especificación		APLICACION
		Número	Grado	
Placa	C	SA-283	C	Calidad estructural. Para recipientes a presión puede usarse con limitaciones; ver nota 1
	C	SA-285	C	Calderas para servicio estacionario y otros recipientes a presión
	C - Si	SA-515	55	Principalmente para servicio a temperaturas media y alta
	C - Si	SA-515	60	- " -
	C - Si	SA-515	65	- " -
	C - Si	SA-515	70	- " -
	C - Si	SA-516	55	Para servicio a temperaturas moderada y baja
	C - Si	SA-516	60	- " -
	C - Mn - Si	SA-516	65	- " -
Bridas y accesorios	C - Mn - Si	SA-105		Para servicio a alta temperatura
	C - Si	SA-181	I	Para servicio general
	C - Mn	SA-350	LF1	Para servicio a baja temperatura
	C - Mn - Si		LF2	
Tubería	C - Mn	SA-53	B	Para servicio general
	C - Mn	SA-106	B	Para servicio a alta temperatura
Tornillería	1Cr-1/5 Mo.	SA-193	B7	Para servicio a alta temperatura; tornillos pasantes de 2 1/2 pulg de diámetro o menos
	"	SA-194	2H	Para tuercas para servicio a alta temperatura
	"	SA-307	B	Tornillo de máquina para uso general

* Datos de los materiales de uso más frecuentes tomados de las normas ASME, secciones II y VIII.

Tabla 5b

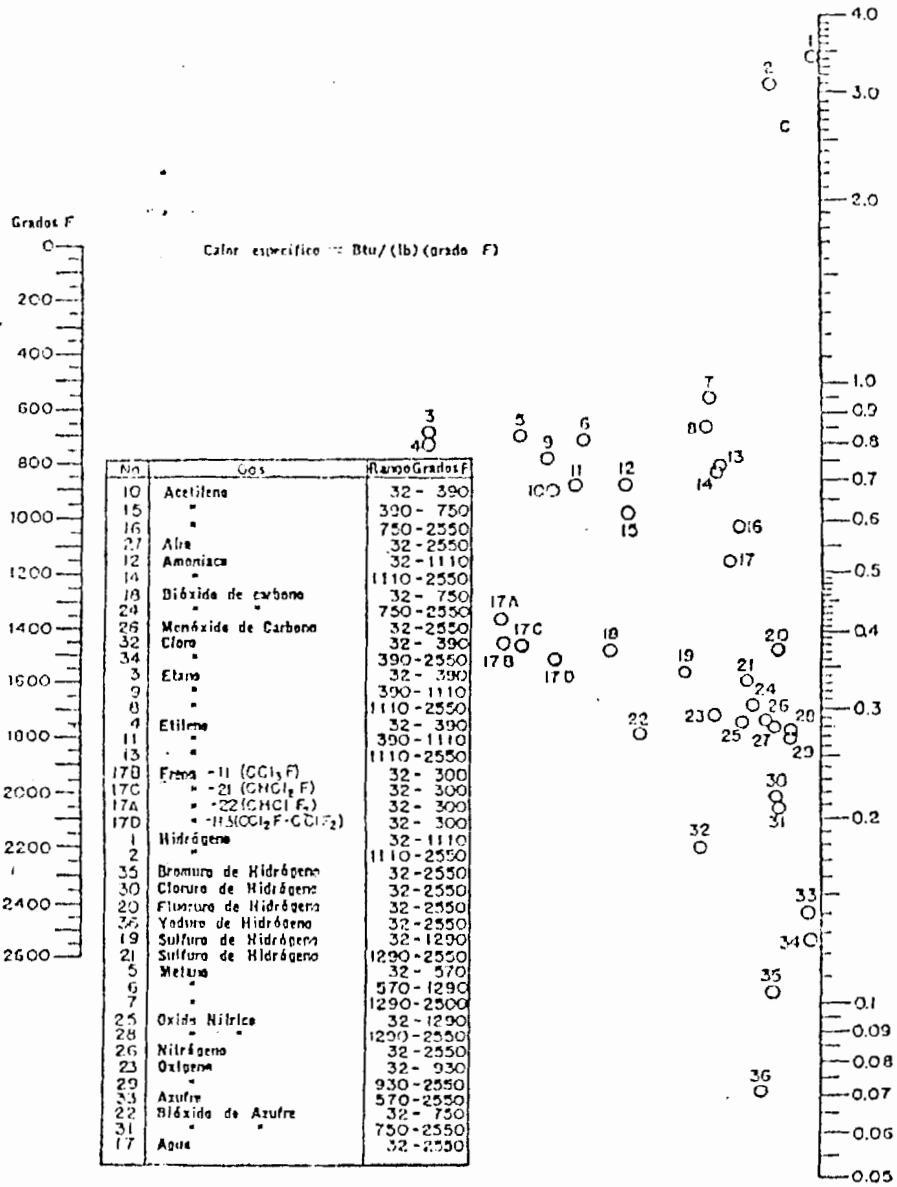


Fig. 1 Calores específicos de gases.

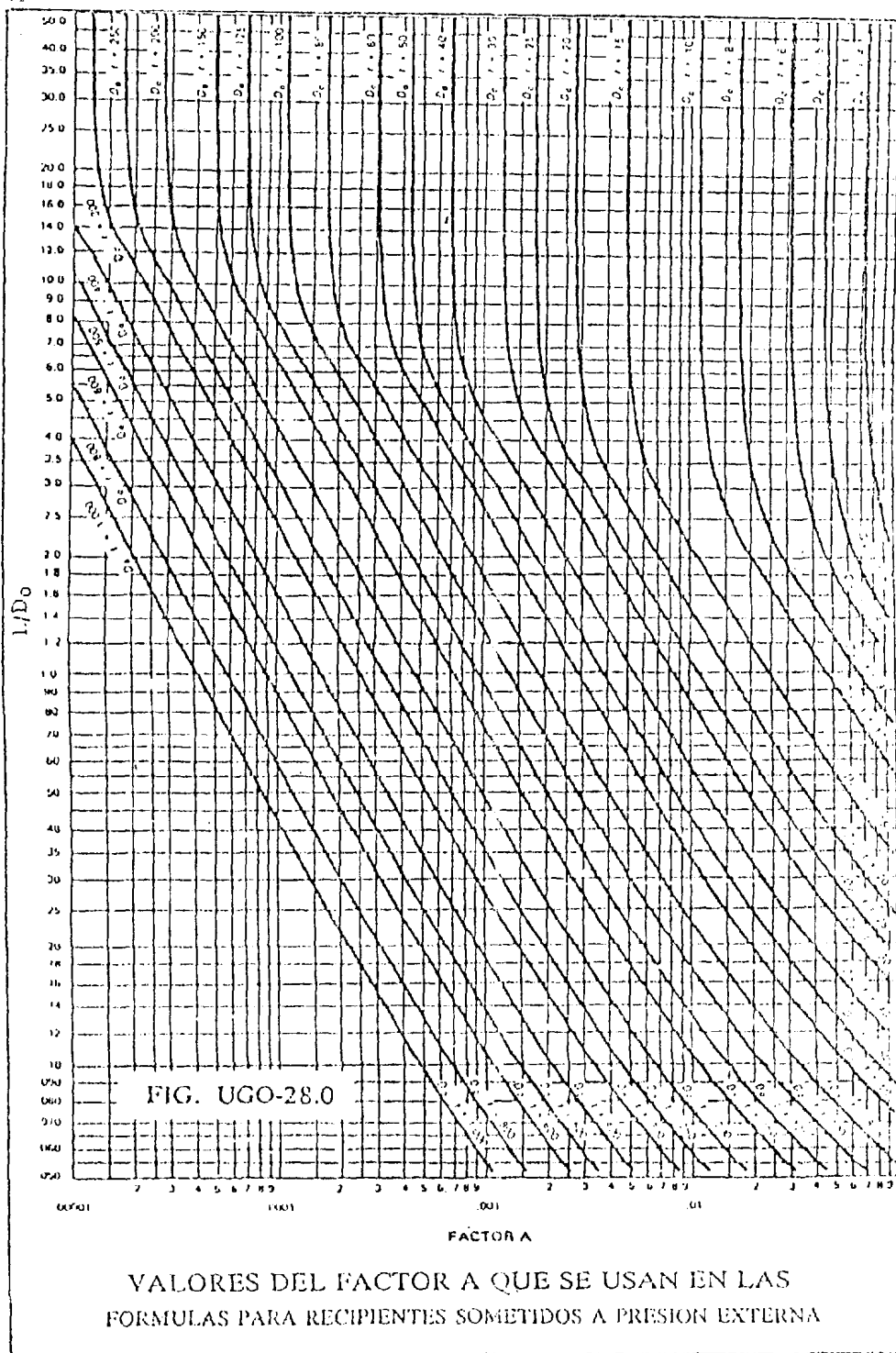


Fig. 5

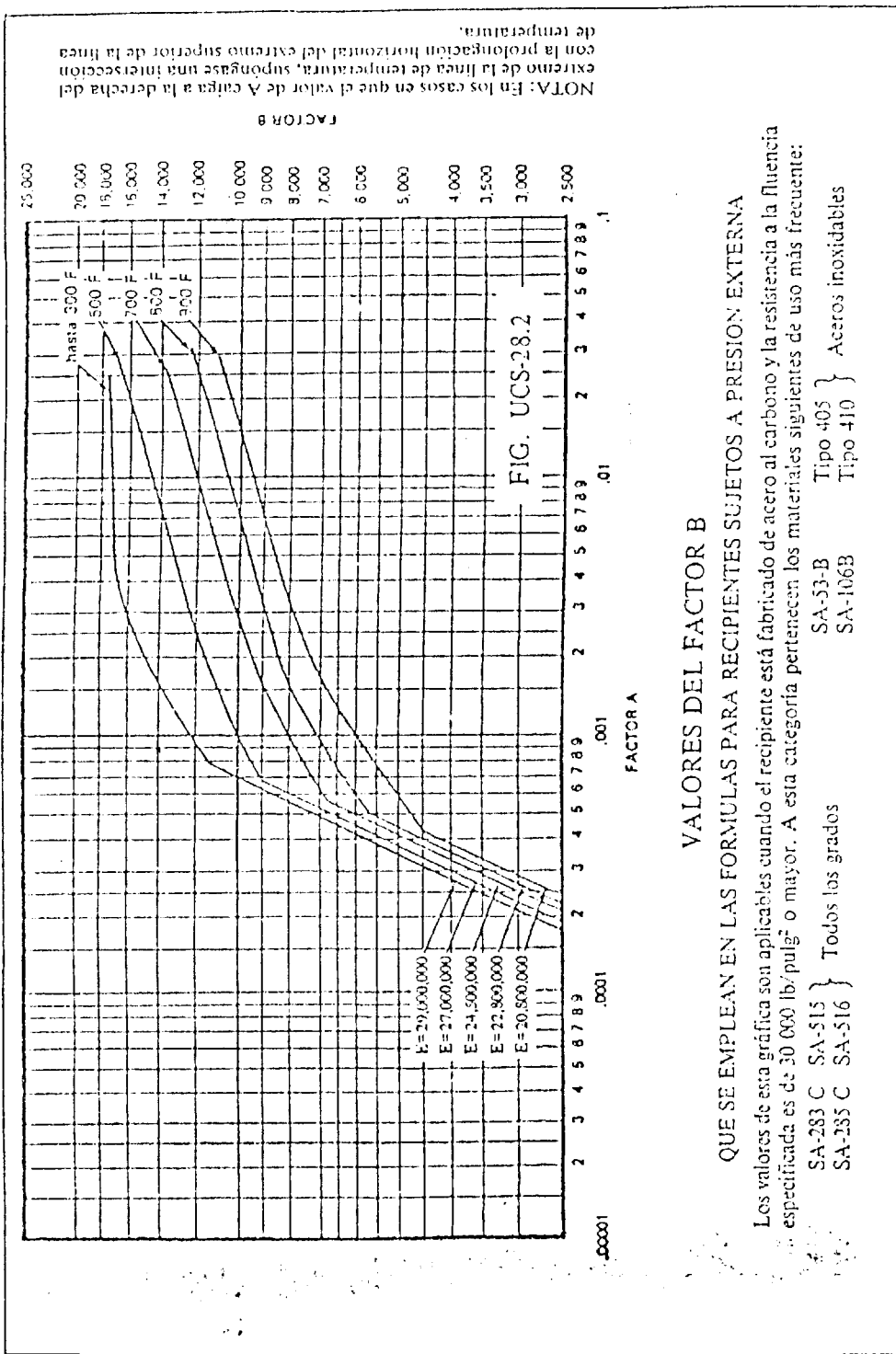


Fig. 6.







TIPOS DE JUNTAS SOLDADAS					
TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E			
		Cuando la junta es:			
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada	
1	 <p>Jointa a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse esta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70	
2	 <p>Jointa a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p> <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65	
3	 <p>Jointa a tope de un solo cordón sin tira de respaldo</p>	—	—	0.60	
4	 <p>Jointa a traslape de doble filete completo</p>	—	—	0.55	
5	 <p>Jointa a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón</p>	—	—	0.50	
6	 <p>Jointa a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón</p>	—	—	0.45	

Tabla 6. Eficiencias de las juntas soldadas.

Servicio	Extractos abreviados de los requisitos de las normas	Párrafo de la norma
Aire	Todos los recipientes sujetos a presión para aire comprimido, excepto lo que se indica como permitido en este párrafo, deberán tener una abertura de inspección adecuada. Los recipientes de espesor mínimo requerido menor de 1/4 de pulgada que hayan de usarse para aire comprimido deberán tener un margen por corrosión no menor de 1/6 del espesor de placa calculado. Espesor mínimo 3/32 pulg.	UG - 46 (a) UCS - 25 UG 16-(b) (6)
Gases y líquidos inflamables y/o nocivos	No se usarán conexiones expandidas.	UG - 43 (g)
Sustancias peligrosas	Las juntas soldadas a tope de recipientes que contienen sustancias letales deberán radiografiarse completamente. Cuando se fabriquen de acero al carbono o de bajo contenido de aleación se someterán a tratamiento térmico posterior a la soldadura. Las juntas de las diversas categorías deberán cumplir con lo dispuesto en el párrafo UW-2. No se usarán placas de acero que correspondan a las especificaciones SA-36 y SA-283.	UW - 2 (a) UW - 2 (a) UCS - 6 (b) (1)
Vapor de agua	Los recipientes con espesor mínimo requerido menor de 1/4 de pulgada que hayan de usarse para vapor de agua deberán tener un margen por corrosión no menor de 1/6 del espesor de placa calculado. Espesor mínimo, de cascos y cabezas, 3/32 de pulg.	UCS - 25. UG-16 (b) (6)
Calderas de vapor sin fuego directo (1)	Con presiones de diseño en exceso de 50 lb/pulg ² , las juntas de las diversas categorías deberán cumplir con el párrafo UW-2. No se usarán las placas de acero que correspondan a las especificaciones SA-36 y SA-283. Espesor mínimo, de cascos y cabezas, 1/4 de pulg.	UCS - 6 (b) (2) UG-16 (b) (5)
Agua (2)	Los recipientes con espesor mínimo requerido menor de 1/4 de pulgada que hayan de usarse para servicio de agua deberán tener un margen por corrosión no menor de 1/6 del espesor de placa calculado. Espesor mínimo de cascos y cabezas, 3/32 de pulg.	UCS - 25 UG-16 (b) (6)
<p>NOTAS:</p> <ol style="list-style-type: none"> Las calderas de vapor sin fuego directo pueden construirse también de acuerdo con las reglas de la sección I de las normas. Los recipientes para servicio de agua, excluidos de lo que abarcan las normas aparecen en la lista U-1 (c)(6) y (7). 		

Tabla 7. Reglas de las normas relacionadas con diversos servicios.

ESFUERZOS EN RECIPIENTES HORIZONTALES APOYADOS EN DOS SILLETAS

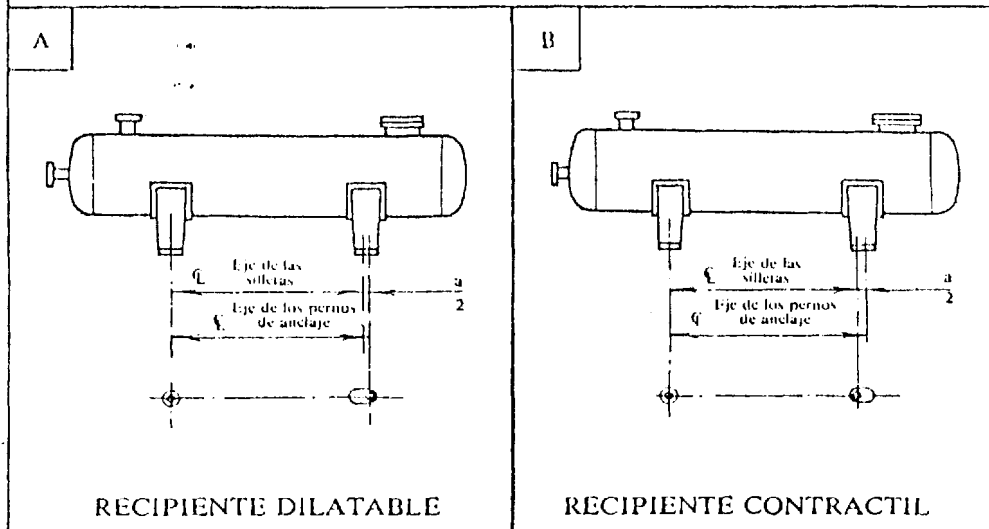
VALORES DE LA CONSTANTE K
(Para valores intermedios es necesario interpolar)

* $K_1 = 3.14$ si el casco está atiesado por anillo o cabecera ($A < R/2$)

ANGULO DE CONTACTO θ	K_1 *	K_2	K_3	K_4	K_5	K_6	K_7	K_8
120	0.335	1.171		0.880	0.401		0.760	0.603
122	0.345	1.139		0.846	0.393		0.753	0.618
124	0.355	1.108		0.813	0.385		0.746	0.634
126	0.366	1.078		0.781	0.377		0.739	0.651
128	0.376	1.050		0.751	0.369		0.732	0.669
130	0.387	1.022		0.722	0.362		0.726	0.689
132	0.398	0.996		0.694	0.355		0.720	0.705
134	0.409	0.971		0.667	0.347		0.714	0.722
136	0.420	0.946		0.641	0.340		0.708	0.740
138	0.432	0.923		0.616	0.334		0.702	0.759
140	0.443	0.900	0.319	0.592	0.327		0.697	0.780
142	0.455	0.879	Para	0.569	0.320	Ver la	0.692	0.796
144	0.467	0.858	cual-	0.547	0.314	gráfica	0.687	0.813
146	0.480	0.837	quier	0.526	0.308	de la	0.682	0.831
148	0.492	0.818	ángulo	0.505	0.301	página	0.678	0.853
150	0.505	0.799	de con-	0.485	0.295	89	0.673	0.876
152	0.518	0.781	tacto	0.466	0.289		0.669	0.894
154	0.531	0.763	θ	0.448	0.283		0.665	0.913
156	0.544	0.746		0.430	0.278		0.661	0.933
158	0.557	0.729		0.413	0.272		0.657	0.954
160	0.571	0.713		0.396	0.266		0.654	0.976
162	0.585	0.698		0.380	0.261		0.650	0.994
164	0.599	0.683		0.365	0.256		0.647	1.013
166	0.613	0.668		0.350	0.250		0.643	1.033
168	0.627	0.654		0.336	0.245		0.640	1.054
170	0.642	0.640		0.322	0.240		0.637	1.079
172	0.657	0.627		0.309	0.235		0.635	1.097
174	0.672	0.614		0.296	0.230		0.632	1.116
176	0.687	0.601		0.283	0.225		0.629	1.137
178	0.702	0.589		0.271	0.220		0.627	1.158
180	0.718	0.577		0.260	0.216		0.624	1.183

Tabla 8. Valores de la constante K.

EXPANSION Y CONTRACCION DE
RECIPIENTES HORIZONTALES



Para absorber la expansión y contracción térmicas, debe permitirse el movimiento de una de las sillas, de preferencia la del lado opuesto al de las conexiones de tubería. En dicha silla deben usarse ranuras en vez de agujeros circulares para los tornillos de anclaje. La longitud de las ranuras debe determinarse por la magnitud esperada del movimiento. El coeficiente de dilatación lineal para el acero al carbono por unidad de longitud y por grado F es igual a 0.000067. La tabla siguiente indica la longitud mínima de la ranura. La dimensión "a" está calculada para la dilatación lineal de acero al carbono entre 70°F y la temperatura indicada. Cuando la variación de la distancia entre las sillas sea mayor de 3/8", debe usarse una placa de apoyo para deslizamiento. Cuando el recipiente está apoyado en sillas de concreto, debe instalarse una hoja de material elástico a prueba de agua, de 1/4" de espesor por lo menos, entre el casco y la silla.

LONGITUD MINIMA DE LA RANURA (DIM. "a")

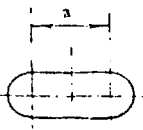
 Silla y ranura El ancho de la ranura es igual al diámetro del perno de anclaje + 1/4".	DISTAN- CIA ENTRE SILLAS, PIES	PARA LA TEMPERATURA EN °F									
		-50	100	200	300	400	500	600	700	800	900
10	0	0	0	1/4	3/8	3/8	1/2	5/8	3/4	3/4	
20	0	0	1/4	3/8	5/8	3/4	1	1-1/8	1-1/4	1-3/8	
30	1/4	1/8	3/8	5/8	7/8	1-1/8	1-3/8	1-5/8	1-5/8	2	
40	1/4	1/8	3/8	3/4	1-1/8	1-1/2	1-7/8	2-1/8	2-3/8	2-1/2	
50	3/8	1/4	1/2	1	1-3/8	1-5/8	2-1/4	2-5/8	3	3-3/8	
60	3/8	1/4	5/8	1-1/4	1-5/8	2-1/8	2-3/4	3-1/8	3-5/8	4-1/8	
70	1/2	1/4	3/4	1-3/8	1-7/8	2-1/2	3-1/8	3-5/8	4-1/4	4-5/8	
80	1/2	3/8	3/4	1-1/2	2-1/8	2-7/8	3-5/8	4-1/8	4-7/8	5-3/8	
90	5/8	3/8	7/8	1-3/4	2-3/8	3-1/4	4	4-5/8	5-3/8	6	
100	5/8	3/8	1	1-7/8	2-5/8	3-5/8	4-1/2	5-1/8	6	6-5/8	

Tabla 9. Longitud mínima de ranura.

CORROSION

Los recipientes o partes de los mismos que estén sujetos a corrosión, erosión o abrasión mecánica deben tener un margen de espesor para lograr la vida deseada, aumentando convenientemente el espesor del material respecto al determinado por las fórmulas de diseño, o utilizando algún método adecuado de protección (Norma UG-25 b).

Las normas no prescriben la magnitud del margen por corrosión excepto para recipientes con espesor mínimo requerido menor de 0.25 pulg que han de utilizarse para servicio de vapor de agua, agua o aire comprimido, para los cuales indica un margen por corrosión no menor de la sexta parte del espesor de placa calculado. No es necesario que la suma del espesor calculado más el margen por corrosión exceda de 1/4 de pulg. (Norma UCS-25)

Para otros recipientes en los que sea predecible el desgaste por corrosión, la vida esperada del recipiente será la que determine el margen y si el efecto de la corrosión es indeterminado, el margen lo definirá el diseñador. Un desgaste por corrosión de 5 milésimas de pulgada por año (1/16 de pulg en 12 años) generalmente es satisfactorio para recipientes y tuberías.

La vida deseada de un recipiente es una cuestión económica. Los recipientes principales o mayores se diseñan generalmente para una vida larga de servicio (15 a 20 años), mientras que los secundarios o menores para períodos más cortos (8 a 10 años).

No necesita aplicarse el mismo margen por corrosión a todas las partes del recipiente si se esperan diferentes grados de ataque para las distintas partes (norma UG-25 c).

Existen varios métodos diferentes para medir la corrosión. El más simple consiste en taladrar agujeros de prueba (normal UG-25 e) o indicadores de la corrosión.

Los recipientes sujetos a corrosión deberán tener una abertura de purga (norma UG-25 f).

Todos los recipientes de presión sujetos a corrosión, erosión o abrasión mecánica interiores deberán ser provistos con abertura de inspección (norma UG-46).

Para eliminar la corrosión se utilizan materiales resistentes, ya sea como recubrimientos únicamente, o para fabricar todo el recipiente.

Las reglas de los recubrimientos se indican en la norma en la parte UCL, apéndice F y párrafo UG-26.

Un recipiente puede protegerse contra abrasión mecánica por medio de parches de placa, los cuales se sueldan o se unen por otros medios al área expuesta del recipiente.

En los recipientes sujetos a corrosión, se evitarán todos los entrelieceros y bolsas angostas uniendo las partes a la pared del recipiente con soldadura continua.

Tabla 10. Corrosión.



CIB - ESPOL

PROPIEDADES DE LAS SECCIONES

SIMBOLOGÍA			
A	= Área, pulg ²	r	= Radio de giro, $\sqrt{I/A}$
I	= Momento de inercia, pulg ⁴	y	= Distancia del eje neutro a la fibra más alejada, pulg
		Z	= Módulo de sección, I/y
	$A = a^2$ $y = \frac{1}{2} a$ $I = \frac{a^4}{12}$ $Z = \frac{a^3}{6}$ $r = 0.289 a$		$A = bd$ $y = d$ $I = \frac{bd^3}{3}$ $Z = \frac{bd^2}{3}$ $r = 0.577 d$
	$A = a^2$ $y = a$ $I = \frac{a^4}{3}$ $Z = \frac{a^3}{3}$ $r = 0.577 a$		$A = bd - hk$ $y = \frac{1}{2}d$ $I = \frac{bd^3}{12} - \frac{hk^3}{12}$ $Z = \frac{bd^2}{6} - \frac{hk^2}{6}$ $r = 0.289 \sqrt{\frac{bd^3 - hk^3}{bd - hk}}$
	$A = a^2$ $y = 0.707 a$ $I = \frac{a^4}{12}$ $Z = 0.118 a^3$ $r = 0.289 a$		$A = \frac{1}{2} bd$ $y = \frac{2}{3} d$ $I = \frac{bd^3}{36}$ $Z = \frac{bd^2}{24}$ $r = 0.236 d$
	$A = a^2 - b^2$ $y = \frac{1}{2} a$ $I = \frac{a^4 - b^4}{12}$ $Z = \frac{a^3 - b^3}{6a}$ $r = 0.289 \sqrt{a^2 + b^2}$		$A = \frac{1}{2} bd$ $y = d$ $I = \frac{hd^3}{12}$ $Z = \frac{bd^2}{12}$ $r = 0.408 d$
	$A = a^2 - b^2$ $y = 0.707 a$ $I = \frac{a^4 - b^4}{12}$ $Z = 0.118 \frac{a^3 - b^3}{a}$ $R = 0.289 \sqrt{a^2 + b^2}$		$A = \frac{d(a+b)}{2}$ $y = \frac{d(a+2b)}{3(a+b)}$ $I = \frac{d^3(a^2 + 4ab + b^2)}{36(a+b)}$ $Z = \frac{d^2(a^2 + 4ab + b^2)}{12(a+2b)}$ $r = \sqrt{I/A}$
	$A = bd$ $y = \frac{1}{2}d$ $I = \frac{bd^3}{12}$ $Z = \frac{bd^2}{6}$ $r = 0.289 d$		$A = 0.7854d^2$ $y = d/2$ $I = \frac{\pi d^4}{64}$ $Z = 0.0981d^3$ $r = \frac{d}{4}$

Tabla 11. Propiedades de las secciones.

BIBLIOGRAFIA

AURORA, One & two stage turbine type pumps. Apco, U.S.A., 1998.

CONSOLIDATED, Instrucción for installation, repairing, selection, and testing portable safety valves types 1541,1542,1543,1544. Louisiana, U.S.A., 1998.

CRANE, Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. McGRAW -- HILL, editor, México D.F., 1996.

DONALD Q. KERN, Procesos de transferencia de calor. Compañía Editorial Continental, 1974.

ENCICLOPEDIA DE LA MECANICA, INGENIERIA Y TECNICA, Tomo 6. McGRAW – HILL, México D.F., 1996.

EUGENE F. MEGYESY, Manual de recipientes a presión, Linusa. México D.F., 1995.

HONEYWELL, Gas pressure switches C437D, E, F, G, H, J, K, & C637B. Minneapolis, U.S.A., 1998.

HONEYWELL, Infrared flame detector, C7015A. Minneapolis, U.S.A., 1998.

HONEYWELL, Modutrol motor m941A, C, D. Minneapolis, U.S.A., 1998.

HONEYWELL, Pressuretrol controllers, H04A-D, F, L604A, L604B, L604C, L604D, U.S.A., 1998.

HONEYWELL, Proportioning pressuretrol controllers. L91A,B,D,F. Minneapolis

U.S.A.,1998.

McDONNELL, SL-93-7B and 94-7B series electric proportioning controls. U.S.A., 1998.

TYLE G. HICKS, Manual de cálculo para las ingenierias, Tomo 2. Limusa,1995.

WARRICK, Type 1GXXX liquid level controls. Installation instruction and operation. Michigan, U.S.A., 1998.