

50521  
51



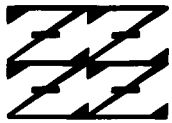
**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES ZARAGOZA**

**"DESARROLLO DE UN PROGRAMA DE CÁLCULO  
PARA REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR"**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
**INGENIERO QUÍMICO**  
P R E S E N T A :  
**MONTES DE OCA ZIRANDA ADOLFO CARLOS**

ASESOR: ING. RENÉ DE LA MORA MEDINA



LO HUMANO  
EJE  
DE NUESTRA REFLEXION

MEXICO, D.F.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

2003

A



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

**TESIS CON  
FALLA DE  
ORIGEN**

# PAGINACIÓN DISCONTINUA

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



**FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES ZARAGOZA**

**JEFATURA DE LA CARRERA  
DE INGENIERIA QUIMICA**

**OFICIO: FESZ/JCIQ/063/02**

**ASUNTO: Asignación de Jurado**

**ALUMNO: MONTES DE OCA ZIRANDA ADOLFO CARLOS**  
**P r e s e n t e.**

En respuesta a su solicitud de asignación de jurado, la jefatura a mi cargo, ha propuesto a los siguientes sinodales:

<b>Presidente:</b>	<b>I.Q. José Bermúdez Mosqueda</b>
<b>Vocal:</b>	<b>I.Q. René de la Mora Medina</b>
<b>Secretario:</b>	<b>I.Q.P. Salvador J. Gallegos Rames</b>
<b>Suplente:</b>	<b>I.Q. Rafael Sánchez Dirzo</b>
<b>Suplente:</b>	<b>I.Q. Balbina Patricia García Aguilar</b>

Sin más por el momento, reciba un cordial saludo.

**A t e n t a m e n t e**  
**“POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU”**  
México, D. F., 25 de Julio del 2002

**EL JEFE DE LA CARRERA**

**I.Q. ANDRES AQUINO CANCHOLA.**

SECRETARÍA DE INGENIERÍA QUÍMICA

**Dedico este trabajo con agradecimiento a:**

**Mi mamá: Martha Ziranda Solorio**

**Con amor, admiración y respeto:  
Por ser lo máspreciado en mi vida.**

**Mi hermana: Marcela Cortés Ziranda**

**Por estar siempre conmigo.**

**Mi abuelita: María Guadalupe Solorio Rojas  
Mi tía: Teresa Ziranda Solorio**

**Por quererme y apoyarme siempre.**

**A mis tíos , primos y sobrinos.**

**Mis alas.**

**A mi novia: María Guadalupe Cisneros Duran**

**Por que es mi razón de vivir y seguir superándome.**

**Al: Regalo**

**A mis amigos:**

**Ing. Mónica Ortiz Córdoba  
Ing. César Rafael Cruz Rendón  
Ing. Israel Méndez Morales**

**Por su constante y decidido apoyo.**

**A mi asesor de tesis:**

**Ing. René de la Mora Medina**

**Con admiración y respeto por su constante apoyo  
y confianza .**

**A los Ingenieros:**

**Ing. Miguel Angel Aburto Salas**

**Por su amistad y apoyo brindados  
incondicionalmente.**

**Ing. Delfino Galicia Ramirez  
Ing. Mario Arnulfo Ramos Fuentes  
Ing. Julio Félix Martínez Reyes**

**Por su confianza y apoyo.**

**A la Universidad Nacional Autónoma de México y a los profesores  
de la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza.**

**Que moldearon y educaron mi espíritu.**

**A todos aquellos que me brindaron su valiosa ayuda para  
la elaboración de este trabajo.**

## ÍNDICE GENERAL

### OBJETIVOS

### INTRODUCCIÓN

### CAPÍTULO 1: GENERALIDADES

1.1.- ENERGÍA INTERNA .....	1
1.2.- TRABAJO .....	1
1.3.- ENTALPÍA .....	2
1.4.- ENTROPIA .....	2
1.5.- PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	3
1.6.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	3
1.7.- DIFERENCIAS ENTRE LA 1ª Y 2ª LEY DE LA TERMODINÁMICA.....	4
1.8.- TERMODINÁMICA DEL VAPOR DE AGUA.....	5
1.9.- DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS DEL VAPOR DE AGUA.....	8
1.10.- SISTEMAS TERMODINÁMICOS.....	11
1.11.- PROCESOS TERMODINÁMICOS.....	12
1.12.- SISTEMA SIMPLE DE PRODUCCIÓN DE VAPOR.....	13
1.13.- CICLO DE CARNOT DE VAPOR.....	14
1.14.- CICLO DE RANKINE SIMPLE.....	15
1.15.- CICLO DE RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO.....	18
1.16.- CICLO DE RANKINE CON RECALENTAMIENTO.....	19
1.17.- CICLO DE RANKINE CON RECUPERACIÓN.....	20
1.18.- PRINCIPIOS DE FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES.....	22
1.19.- FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	25
1.20.- MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	26
1.21.- TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBERÍAS AISLADAS.....	28

### CAPÍTULO 2 : USOS DEL SERVICIO DE VAPOR

2.1.- SERVICIOS AUXILIARES.....	32
2.2.- IMPORTANCIA DE LOS SERVICIOS AUXILIARES DENTRO DE UNA PLANTA.....	33
2.3.- FACTORES QUE AFECTAN LA GENERACIÓN DE VAPOR.....	33



2.4.- CLASIFICACIÓN DEL SERVICIO DE VAPOR EN UNA PLANTA DE PROCESO.....	34
2.5.- PRINCIPALES USOS DEL VAPOR.....	36
2.6.- DIAGNÓSTICO DE ENERGÍA PARA EL SERVICIO DE VAPOR.....	39

### CAPITULO 3: EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR

3.1.-GENERADORES DE VAPOR.....	47
3.2.- SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR.....	50
3.3.- EQUIPO AUXILIAR EN LA GENERACIÓN DE VAPOR.....	52
3.4.- INSTRUMENTACIÓN DE LAS PLANTAS DE VAPOR.....	55
3.5.- HORNOS.....	56
3.6.- CAMBIADORES DE CALOR.....	57
3.7.- REHERVIDORES.....	58
3.8.- COMPRESORES.....	59
3.9.-TURBINAS DE VAPOR.....	59
3.10.- USO DE LAS TURBINAS.....	62
3.11.- BOMBAS.....	62
3.12.- ACUMULADORES.....	64
3.13.- DESAERADORES.....	64
3.14.-CONDENSADORES DE VAPOR.....	66
3.15.-CALENTADORES.....	67
3.16.-SERPENTINES DE TUBO.....	67
3.17.- EYECTORES.....	68

### CAPITULO 4: TUBERÍAS Y ACCESORIOS

4.1.TUBERÍAS.....	70
4.2.- CLASIFICACIÓN DE TUBERÍAS.....	70
4.3.- TIPOS DE TUBERÍA.....	71
4.4.- DATOS BÁSICOS DE DISEÑO.....	72
4.5.- FATIGAS ADMISIBLES EN LAS TUBERÍAS.....	73
4.6.- DILATACIÓN DE TUBERÍAS.....	73
4.7.- SOPORTES DE LAS TUBERÍAS.....	74
4.8.- SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE TUBERÍA.....	75
4.9.- SISTEMAS DE TUBERÍAS.....	75
4.10.- TRAZADO Y DISPOSICIÓN DE LA TUBERÍA.....	76
4.11.-VÁLVULAS.....	79
4.12.- TRAMPAS DE VAPOR.....	82

4.13.- AISLAMIENTO TÉRMICO.....	86
4.14.- MATERIALES AISLANTES.....	87
4.15.- EVALUACIÓN DEL MATERIAL AISLANTE.....	90

**CAPITULO 5: SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

5.1.- DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	91
5.2.- CONSTRUCCIÓN DE LOS BALANCES DE VAPOR.....	92
5.3.- CONSIDERACIONES DE DISEÑO.....	98
5.4.- CARGA DE VAPOR EN LOS PROCESOS.....	99
5.5.- EVALUACIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DEL VAPOR.....	100
5.6.- LAS FUENTES DE VAPOR.....	100
5.7.- SELECCIÓN DE LOS NIVELES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA.....	102
5.8.- PRESIÓN DE VAPOR EN TUBERÍAS COMERCIALES.....	105
5.9.- NIVELES DE PRESIÓN DE VAPOR.....	106
5.10.- VISIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE VAPOR.....	107
5.11.- LOCALIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	108
5.12.- REGLAS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍA DE VAPOR.....	108
5.13.- SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADO.....	112
5.14.- CONSERVACIÓN Y MANEJO DEL VAPOR.....	114
5.15.- MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS DE VAPOR.....	115

**CAPITULO 6: ESPECIFICACIONES Y NORMAS**

6.1.- REQUISITOS DE DISEÑO PARA TUBERÍAS DE PROCESO Y SERVICIOS AUXILIARES, ESPECIFICACIÓN H-201 (REV. 07/07/98).....	117
6.2.- AISLAMIENTO TÉRMICO PARA TUBERÍAS EN SERVICIO DE ALTA Y BAJA TEMPERATURA, ESPECIFICACIÓN L-202 ( REV. : 09/07/98 ).....	124
6.3.- REQUISITOS DE TUBERÍA PARA UNIDADES MONTADAS SOBRE LARGUEROS, ESPECIFICACIÓN H-210 ( REV.12/05/98 ).....	134
6.4.- NORMA : AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE (ANSI).....	139
6.5.- SISTEMAS DE TUBERÍAS DE PROCESO, SERVICIOS AUXILIARES E INTEGRACIÓN, NORMA K-101 ( JUNIO DE 1986) DE PETRÓLEOS MEXICANOS.....	139

**6.6.- GUÍA PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE DIÁMETROS DE TUBERÍA,  
NORMA CT-200 DE PETRÓLEOS MEXICANOS.....141**

**CAPITULO 7: PROGRAMA DE CÁLCULO**

**7.1.- ANÁLISIS DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....143**  
**7.2.- PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE REDES DE DISTRIBUCIÓN  
DE VAPOR.....146**  
**7.3.- CÁLCULO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA LA  
PLANTA FRACCIONADORA DE "MC".....148**

**RESULTADOS DEL PROGRAMA.....156**  
**CONCLUSIONES.....170**

**ANEXO 1**

**ANEXO 2**

**BIBLIOGRAFÍA**

## **OBJETIVOS PARTICULARES**

**Analizar una red de distribución de vapor para de terminar las condiciones de operación a las que llega a los puntos de consumo.**

**Desarrollar un programa de cálculo que determine las condiciones de operación en una red de distribución de vapor.**

## INTRODUCCIÓN

La utilización del vapor como fuerza motriz fue lo que hizo posible la revolución industrial del siglo XVIII, el desarrollo del generador de vapor de gran potencia, promovió los inicios de la era de la electrificación del siglo XX. La producción del vapor ha pasado por un periodo de transición en el que ha evolucionado con mucha rapidez, gracias a los esfuerzos desarrollados en el campo de la técnica térmica, teniendo múltiples usos en el área de procesos como servicios de generación de energía eléctrica, fuerza motriz y como fuente de calentamiento.

La demanda de energía y las empresas están creando innovaciones con respecto al servicio del vapor, con el fin de ser totalmente capaces de generar su propia energía más eficientemente, ya que su distribución a los diferentes puntos de consumo se hace por complicadas redes, lo que implica un análisis detallado del sistema de vapor.

Hoy en día, podría pensarse que la ingeniería y operación del vapor están bien establecidos y que funcionan sin problemas, en la realidad es muy diferente. Su diseño evoluciona constantemente cambiando el desarrollo de los proyectos.

Las necesidades de vapor son sustancialmente importantes en la operación económica de un sistema de distribución de vapor. El costo creciente de energía y el aislamiento adecuado de la tuberías está volviéndose cada vez más crítico. Es por eso que con el presente trabajo se muestra de una manera explícita un panorama general de las redes de distribución de vapor, iniciando con una descripción de los

conceptos generales en el capítulo 1, indicando la importancia del servicio del vapor en las plantas industriales en el capítulo 2, una descripción de los equipos que producen y utilizan vapor en el capítulo 3; así como también, un análisis de los componentes y accesorios de las tuberías en el capítulo 4, posteriormente se hace descripción detallada de los sistemas de distribución de vapor en el capítulo 5 y se registran las especificaciones y normas necesarias para el diseño de las redes de tubería en el capítulo 6; finalmente en el capítulo 7 se presenta un análisis de una red de distribución de vapor y un programa de computo para el dimensionamiento de las redes de distribución de vapor.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## 1.-GENERALIDADES

- 1.1.- ENERGÍA INTERNA (U)
- 1.2.-TRABAJO (W)
- 1.3.- ENTALPÍA (H)
- 1.4.- ENTROPIA (S)
- 1.5.-PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA
- 1.6.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA
  - 1.6.1.- ENUNCIADOS DE LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA
- 1.7.- DIFERENCIAS ENTRE LA 1ª Y 2ª LEY DE LA TERMODINÁMICA
- 1.8.- TERMODINÁMICA DEL VAPOR DE AGUA
  - 1.8.1.- CALOR LATENTE DE VAPORIZACIÓN Y CALOR SENSIBLE
  - 1.8.2.- VAPOR HÚMEDO
  - 1.8.3.- VAPOR SATURADO
  - 1.8.4.- VAPOR SOBRECALENTADO
  - 1.8.5.- ENTALPÍA
  - 1.8.6.- ENTALPÍA DE VAPOR HÚMEDO
  - 1.8.7.- CALIDAD DE UN VAPOR
- 1.9.- DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS DEL VAPOR DE AGUA
  - 1.9.1.- DIAGRAMA DE PRESIÓN TEMPERATURA
  - 1.9.2.-DIAGRAMA DE TEMPERATURA-VOLUMEN ESPECÍFICO
  - 1.9.3.- DIAGRAMA DE PRESIÓN-VOLUMEN ESPECÍFICO
  - 1.9.4.- DIAGRAMA DE TEMPERATURA-ENTROPIA

- 1.9.5.- DIAGRAMA DE ENTALPIA-ENTROPIA
- 1.9.6.- DIAGRAMA DE PRESION-ENTALPIA
- 1.10.- SISTEMAS TERMODINAMICOS
  - 1.10.1.- SISTEMA CERRADO
  - 1.10.2.- SISTEMA ABIERTO
  - 1.10.3.- SISTEMA AISLADO
- 1.11.- PROCESOS TERMODINAMICOS
  - 1.11.1.- PROCESO A VOLUMEN CONSTANTE
  - 1.11.2.- PROCESO A PRESION CONSTANTE
  - 1.11.3.- PROCESO ISOTERMICO
  - 1.11.4.- PROCESO ADIABATICO
  - 1.11.5.- PROCESO CON ENERGIA INTERNA CONSTANTE
- 1.12.- SISTEMA SIMPLE DE PRODUCCION DE VAPOR
- 1.13.- CICLO DE CARNOT DE VAPOR
- 1.14.- CICLO DE RANKINE SIMPLE
- 1.15.- CICLO DE RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO
- 1.16.- CICLO DE RANKINE CON RECALENTAMIENTO
- 1.17.- CICLO DE RANKINE CON RECUPERACION
- 1.18.- PRINCIPIOS DE FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES
- 1.19.- FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
- 1.20.- MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR
  - 1.20.1.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONDUCCION
  - 1.20.2.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCION
  - 1.20.3.- TRANSFERENCIA DE CALOR POR RADIACION
- 1.21.- TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBERIAS AISLADAS



## 1.-GENERALIDADES

### 1.1.- ENERGÍA INTERNA (U)

Es la energía poseída por una masa debido a su actividad molecular. La energía se almacena en forma de energías cinética y potencial de las moléculas. En caso de un gas perfecto la energía interna es únicamente función de la temperatura. En los gases reales, líquidos y sólidos la energía interna es proporcional a la temperatura; cuanto más elevada es la temperatura, más grande es la actividad molecular y más grande es a su vez la energía interna. La temperatura del cero absoluto se define como aquel estado en el cual la actividad molecular, y como consecuencia la energía interna, es cero. La energía interna se expresa en kilocalorías por unidad de masa.

Esta energía incluye todas las formas de energía en un sistema, diferentes de la energía cinética y la energía potencial. Representa los modos de energía a nivel microscópico, como la energía asociada al espín nuclear, el enlace molecular, el momento dipolar magnético, la translación molecular, la rotación molecular, la vibración molecular, etc. Se pueden determinar los cambios en U, la energía total de un sistema, a la que se le da el símbolo E, se puede expresar ahora como:

$$E = U + E_{cin} + E_{pot} \quad (1.1)$$

Por tanto, cualquier cambio en la energía almacenada de un sistema se puede expresar como:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_{cin} + \Delta E_{pot} \quad (1.2)$$

### 1.2.-TRABAJO (W)

Es una forma de energía y se define por el producto de una fuerza por la longitud de un camino en la dirección de dicha fuerza a lo largo del cual ésta actúa.

**W = Fuerza x Distancia, Kgm**

El trabajo, como el calor, es un fenómeno transitorio y existe solamente mientras la operación se está realizando.

Existen únicamente dos caminos principales mediante los cuales puede obtenerse trabajo de un medio:

1. Aplicando presión a un émbolo movable (fuerza aplicada sobre un límite movable), como sucede en los motores de émbolo.
2. Por el impulso o reacción (variación de la cantidad de movimiento) de un chorro de un medio en movimiento, como acontece sobre los álabes de una turbina.

### **1.3.- ENTALPÍA (H)**

Dentro del vapor se tiene energía potencial y energía cinética, ambos tipos de energía forman la energía interna total del vapor y el trabajo externo debido al incremento de volumen a presión constante; la suma de ambos términos define matemáticamente la entalpía, como indica en la siguiente expresión:

$$H = U + P\Delta V$$

Los valores de la entalpía y el volumen específico del vapor se encuentran en las tablas de vapor y por lo tanto, la energía interna se puede conocer a partir de estos valores.

### **1.4.- ENTROPIA (s)**

Es una característica de una propiedad de estado que la suma de los cambios de esa propiedad en un ciclo es cero. No es una propiedad conservativa, se crea, se produce o se genera siempre que lleve a cabo un proceso físico. Así mismo es una función de estado que puede usarse para predecir la dirección de un cambio espontáneo y el estado de equilibrio de un sistema.

Para cualquier sistema termodinámico se tiene:

Cambio de entropía dentro del sistema

$$+ (\text{Salida de entropía} - \text{Entrada de entropía}) = \text{creación de entropía} > 0,$$

donde la creación de entropía es una cantidad positiva, distinta de cero, para cualquier proceso físico. La cantidad de la creación de entropía depende del proceso implicado. Cuanto más irreversible sea el proceso, mayor será la cantidad de la entropía.

### 1.5.-PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA

La primera ley establece una relación que debe satisfacerse en toda transformación de energía.

*"La energía no puede crearse ni destruirse sino únicamente convertirse de una forma en otra".*

Existen tres manifestaciones de la energía consideradas en la primera ley: calor, energía interna y trabajo.

La formulación de la ecuación de conservación de la energía, es la siguiente:

Entrada de energía – salida de energía = cambio de energía dentro del sistema

o

cambio de energía dentro del sistema + (salida de energía – entrada de energía) = 0

### 1.6.- SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA

Proporciona una información referente a la posibilidad de transformar una forma determinada de energía en trabajo mecánico.

*"Resulta imposible para una máquina automotriz sin cooperación de un agente externo, enviar calor de un cuerpo a otro a temperatura más elevada".*

La segunda ley afirma que el calor no pasa automáticamente de un cuerpo frío a otro más caliente. El calor puede ser obligado a pasar a un nivel más alto, pero únicamente a base de aplicarle un "agente externo" para accionar la máquina.

### **1.6.1.- Enunciados de la Segunda Ley de la Termodinámica**

La segunda ley es un resultado de la experiencia, y su descubrimiento y refinamiento lógico, empezó con el trabajo de Carnot. Algunos enunciados significativos son:

- A. Clausius : Es imposible que una máquina que actúa por sí misma, sin ayuda de un agente exterior, haga pasar calor desde un cuerpo a cierta temperatura hasta otro a una temperatura superior.
- B. Kelvin-Planck: Es imposible construir una máquina termodinámica que, cuando opere según cierto ciclo, no produzca más efectos que efectuar trabajo e intercambiar calor con un solo depósito térmico.
- C. Todos los procesos espontáneos dan por resultado un estado más probable. La tendencia natural de los eventos es pasar de un estado menos probable a uno más probable.
- D. La entropía de un sistema aislado nunca disminuye. Si todos los procesos que ocurren dentro del sistema son reversibles, su entropía no cambia, de otra manera su entropía aumenta.
- E. Ninguna máquina termodinámica real o ideal que opera en ciclos puede convertir en trabajo todo el calor suministrado a la sustancia operante, sino que tiene que ceder una cierta cantidad de calor. Este enunciado destaca el concepto importante de la degradación de la energía, al pasar ésta desde un estado de temperatura más alta hasta uno de temperatura más baja. La idea de la degradación en un proceso es que todos los procesos reales originan la degradación de energía que podría haber sido convertida en trabajo, en energía que no puede ser convertida de este modo.
- F. Carathéodory: En el entorno de un estado particular 2 de un sistema, existen estados vecinos: 1 que son inaccesibles, por cambios adiabáticos a partir del estado 2.

### **1.7.- DIFERENCIAS ENTRE LA 1ª Y 2ª LEY DE LA TERMODINÁMICA**

- La primera ley de la termodinámica proporciona la base del concepto de la energía interna, y la segunda ley aporta la base del concepto de la entropía.

- La primera ley admite la posibilidad de que el calor y el trabajo sean 100% intercambiables, sin ninguna restricción; la segunda ley, a su vez, complementa a la primera restringiendo la cantidad de calor que se puede convertir en trabajo.

## 1.8.- TERMODINÁMICA DEL VAPOR DE AGUA

El agua, en condiciones atmosféricas normales, se encuentra en estado líquido. Cuando cierta cantidad de agua se calienta por un medio externo la temperatura del agua aumenta, notándose en la superficie pequeñas burbujas que se rompen y se forman continuamente.

Existen tres etapas diferentes durante el proceso de conversión del agua a vapor. El agua debe estar hirviendo antes de que se pueda formar el vapor, y el vapor sobrecalentado no puede formarse hasta que el vapor esté completamente seco.

En la primera etapa, el calor se aplica para incrementar la temperatura del agua hasta el punto de ebullición correspondiente a las condiciones de presión bajo las cuales se proporciona calor. El punto de ebullición se conoce normalmente como la temperatura de generación o saturación. La cantidad de calor requerido para subir la temperatura del agua desde 0 °C hasta la temperatura de saturación se conoce como entalpia del agua o calor sensible.

En la segunda etapa se proporciona calor al agua hirviendo y, bajo condiciones de presión constante, el agua se convierte en vapor sin aumentar la temperatura. Esta es la fase de evaporación o de calor latente; en esta fase, con el vapor en contacto con el agua líquida, el vapor se encuentra en la condición conocida como saturado. Puede estar "seco" o "húmedo" dependiendo de las condiciones de generación. El vapor saturado "seco" es vapor libre de partículas de agua. Vapor saturado "húmedo" es el que contiene partículas de agua en suspensión. El vapor saturado a cualquier presión tiene una temperatura definida.

Si el agua se calienta en un recipiente cerrado que no esté completamente lleno, la presión aumenta después de que empieza a formar vapor y este aumento provoca un incremento de temperatura.

La tercera etapa comienza cuando el vapor a una determinada presión se calienta por encima de la temperatura del vapor saturado a esa presión. El vapor se llama entonces sobrecalentado.

### **1.8.1.- Calor latente de vaporización y calor sensible**

Estando el agua a su temperatura de vaporización, punto B en la figura 1.1, cualquier adición de calor produce el cambio del líquido a vapor con un gran incremento de volumen; si la evaporación se lleva a cabo a presión constante, no ocurre cambio alguno de temperatura y la energía calorífica es empleada en separar entre sí las moléculas de agua; de manera que el calor está en el vapor como energía latente BD; la cual, es la energía calorífica requerida para lograr un cambio en el estado físico de una sustancia. Estos cambios se llevan a cabo a temperatura constante.

En cambio con el calor sensible, es la energía calorífica que se suministra a una sustancia para que aumente su temperatura.

### **1.8.2.- Vapor húmedo**

Es una vaporización incompleta, parte del agua como líquido, está presente en el vapor; punto C, y ambos están a la temperatura de vaporización correspondiente a la presión a la cual se efectúa el proceso.

### **1.8.3.- Vapor saturado**

Cuando la vaporización es total y el vapor continúa a la temperatura de vaporización, punto D. Puede estar exento completamente de partículas de agua sin vaporizar o puede llevarlas en suspensión, es decir, el vapor saturado puede ser seco o húmedo.

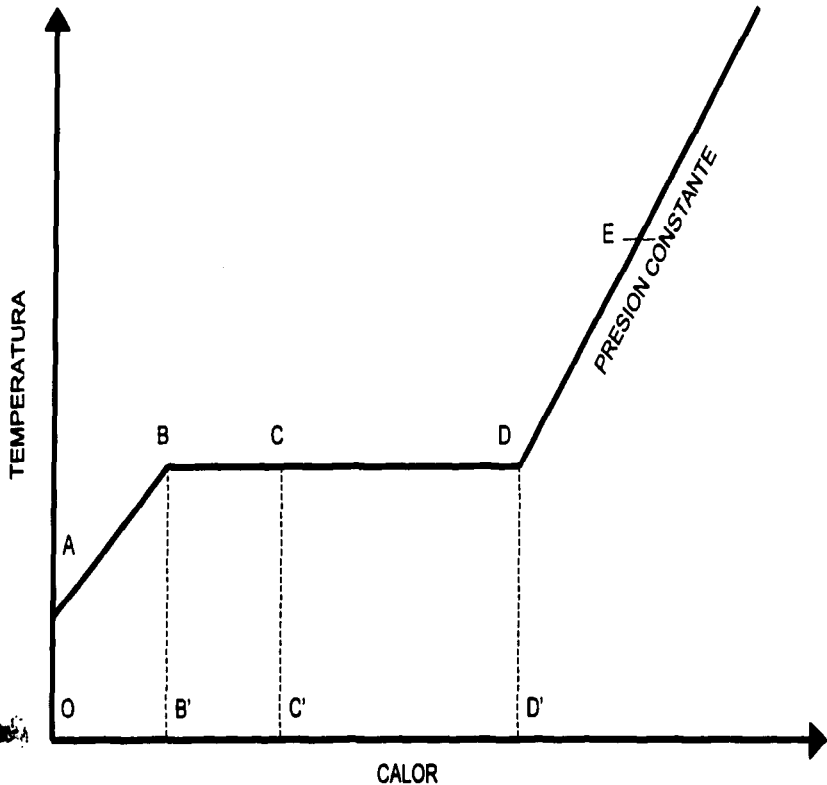
### **1.8.4.- Vapor sobrecalentado**

Es un vapor que a la presión a que se encuentra tiene una temperatura mayor que la temperatura de vaporización correspondiente ( punto E en la Fig. 1.1). El comportamiento termodinámico de un vapor sobrecalentado es semejante al de los gases.

Las ventajas del vapor sobrecalentado son: 1) el calor adicional comunicado al vapor hace que éste se comporte con más aproximación como gas perfecto que como vapor saturado; 2) los límites de temperaturas en ciertas partes de los equipos que utilizan vapor pueden aumentarse; y 3) se pueden eliminar o disminuirse las pérdidas producidas por la condensación del vapor en las tuberías y en las máquinas y turbinas de vapor.

C-4

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**VAPORIZACIÓN DEL AGUA A PRESIÓN CONSTANTE**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 1.1

### 1.8.5.- Entalpía

Una libra de agua a la que, a partir de una temperatura inicial dada, se le suministra calor hasta vaporizarla totalmente a presión constante, absorbe dos cantidades de energía. La primera, que se emplea en elevar la temperatura del agua desde la inicial hasta la de vaporización, recibe el nombre de entalpía del líquido ( $h_f$ ); OB' en la figura 1.1. La segunda, que produce la vaporización completa, es el calor latente de vaporización  $h_g$ ; B'D'. A la suma de estas cantidades de calor se le conoce como entalpía del vapor ( $h_g$ ); OD', calor contenido o calor total:

$$h_g = h_f + h_{fg} \quad (1.3)$$

En donde:

$h_g$  = Entalpía total del vapor saturado (BTU/lb)

$h_f$  = Entalpía del líquido (BTU/lb)

$h_{fg}$  = Calor latente de vaporización (BTU/lb)

### 1.8.6.- Entalpía de vapor húmedo

La entalpía de un vapor húmedo; OC' en la fig. 1.1, es menor que la del correspondiente vapor saturado a la misma presión, ya que del calor latente de vaporización sólo se ha absorbido una fracción, B'C', proporcional a la calidad del vapor.

La humedad existente en el vapor de agua saturado puede ser debida a varias causas. Cuando el vapor circula por tuberías puede experimentar una pérdida de calor por convección y radiación, de forma que pierde parte de la entalpía de vaporización, y como consecuencia, se forman en el vapor partículas de agua. Por otra parte la generación del vapor puede haber sido imperfecta, bien sea por falta de condiciones del generador, ebullición demasiado intensa o alimentación defectuosa del agua de la caldera.

Se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$h_x = h_f + \frac{X}{100} * h_{fg} \quad (1.4)$$

En donde:

$h_x$  = Entalpía total del vapor húmedo (BTU/lb)

$h_f$  = Entalpía del líquido (BTU/lb)

$h_{fg}$  = Calor latente de vaporización (BTU/lb)

X = Calidad del vapor (%)



### 1.8.7.- Calidad de un vapor

Es el porcentaje en peso del agua que un vapor húmedo está en forma de vapor. Un vapor de 100% de calidad es un vapor saturado. El agua a la temperatura de vaporización es un vapor de 0% de calidad y también se le llama agua saturada. La calidad se calcula con la siguiente ecuación:

$$X = \frac{W_v}{W_a + W_v} * 100 \quad (1.5)$$

en donde:

$W_v$  = Peso del vapor en el vapor húmedo (lb)

$W_a$  = Peso del agua en el vapor húmedo (lb)

## 1.9.- DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS DEL VAPOR DE AGUA

Estos diagramas , constituyen un método compacto para presentar los datos termodinámicos. Así mismo, se pueden emplear como "ayudas visuales" para indicar los procesos cuasiestáticos como líneas continuas.

Se tienen numerosos diagramas termodinámicos , de los cuales, solamente seis resultan de interés para el vapor de agua:  $p - T$ ,  $p - v$ ,  $T - v$ ,  $T - s$ ,  $p - h$  y  $h - s$ .

### 1.9.1.- Diagrama de Presión Temperatura

El diagrama  $p - T$  representa la proyección de la superficie  $p - v - T$  en el plano  $p - T$  ( Figura 1.2). En este diagrama se tienen tres curvas que separan las fases líquida, sólida y vapor, y se unen en el punto triple  $p - v - T$  sobre el plano  $p - T$ .

La curva que separa la fase líquida de la fase vapor recibe el nombre de curva de vaporización. Esta curva tiene como extremo superior al punto crítico y se le conoce también como curva del punto de ebullición, representando a la proyección de la región líquido-vapor de la superficie  $p - v - T$  sobre el plano  $p - T$ . La pendiente de la curva de vaporización es positiva para todas las sustancias simples

compresibles, lo cual significa que la temperatura a la cual el líquido alcanza la ebullición aumenta al incrementarse la presión.

La curva que separa la fase sólida de la fase líquida recibe el nombre de curva de fusión o curva de congelación; constituye la proyección de la región sólido-líquido de la superficie  $p - v - T$  sobre el plano  $p - T$ . La pendiente de esta curva en el caso de una sustancia que se contrae durante la congelación es positiva.

La curva que separa la fase sólida de la fase gaseosa se llama curva de sublimación y constituye la proyección de la región sólido-vapor de la superficie  $p - v - T$  sobre el plano  $p - T$ . La pendiente de esta curva es positiva para todas las sustancias simples compresibles.

### 1.9.2.-Diagrama de Temperatura-Volumen Específico

Es un diagrama  $T - v$  donde se muestra la curva de saturación ( es decir, la línea de líquido saturado más la línea de vapor saturado) junto con las líneas de presión constante (Figura 1.3). Los datos necesarios para la construcción del diagrama se pueden obtener efectuando el experimento de agregar calor a presión constante. Es por esta razón, que un estado de líquido comprimido se puede aproximar como un estado de líquido saturado a la misma temperatura. Por otra parte, la vaporización a presión constante se efectúa a temperatura también constante, una línea de presión constante dentro de la región de vapor y líquido en equilibrio constituye también una línea de temperatura constante. El volumen específico de líquido saturado a una determinada temperatura o a una presión dada se aproxima al volumen específico del vapor saturado a la misma temperatura o presión conforme nos acercamos al estado crítico. En el punto crítico, los volúmenes específicos adquieren el mismo valor. En este diagrama, el cambio de volumen a temperatura constante, debido a un cambio de presión, es mucho mayor para un vapor que para un líquido. Esto se debe a que el vapor es mucho más compresible que el líquido.

### 1.9.3.- Diagrama de Presión-Volumen Específico

Es un diagrama  $p - v$  que indica claramente la curva de saturación y varias líneas de temperatura constante, tal como se muestra en la figura 1.4. Los valores numéricos empleados para la construcción de este diagrama, por lo común se determinan sometiendo a la sustancia a una compresión a temperatura constante. Debido a la compresibilidad mucho menor del líquido, comparado con el vapor, la pendiente de las líneas de temperatura constante en la región del líquido es mucho mayor que las mismas líneas en la región del vapor.

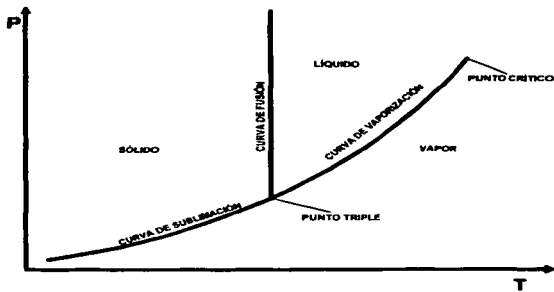


FIGURA 1.2.- DIAGRAMA p-T DE UNA SUSTANCIA SIMPLE COMPRESIBLE

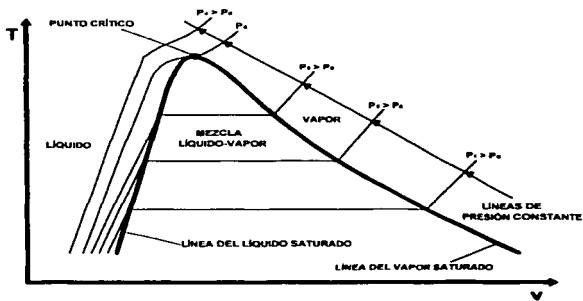


FIGURA 1.3 - DOMO DEL VAPOR EN UN DIAGRAMA T-v



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FES ZARAGOZA

DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS  
DEL VAPOR DE AGUA

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

#### 1.9.4.- Diagrama de Temperatura-Entropía

Es un diagrama  $T - s$  con su curva de saturación y varias de las líneas de temperatura constante (Figura 1.5). Por lo general, también se indican las líneas de entalpía constante.

El calor latente de vaporización a presión constante que da representado por el área bajo la línea de presión constante, la cual, es la misma que la línea de temperatura constante en la región líquido-vapor. La longitud de las líneas horizontales donde coexisten esas dos fases, se hace cada vez más pequeña conforme se acerca al punto crítico. Esto se debe a que el calor latente de vaporización disminuye conforme aumentamos la presión. Así mismo, el calor latente de vaporización a presión constante está dado por la diferencia de entalpías entre el vapor saturado y el líquido saturado a la misma presión.

#### 1.9.5.- Diagrama de Entalpía-Entropía

Es un diagrama  $h - s$  que muestra la curva de saturación, las líneas de presión constante y las líneas de temperatura constante (Figura 1.6). También se le conoce como Diagrama de Mollier en honor a su creador. Los datos experimentales que se emplean para la construcción de este diagrama son los mismos utilizados en la construcción del diagrama  $T - s$ . Este diagrama permite obtener las cantidades de calor y trabajo en varios procesos importantes. También se observa en este diagrama, que las líneas de presión constante tienen una pendiente en cada punto igual a la temperatura del punto. En la región líquido-vapor, las líneas de presión constante son rectas, ya que se trata de líneas de temperatura constante. La pendiente de estas líneas se vuelve más pronunciada conforme la presión crece, debido a que el punto de ebullición se incrementa aumentando la presión. Así, en la región de vapor, las líneas de presión constante comienzan con una pendiente dada por la temperatura de saturación y después van cambiando su curvatura conforme aumenta la temperatura.

Las líneas de temperatura constante en la región de vapor tienden a ser horizontales. Esto se debe a que la entalpía depende cada vez más únicamente de la temperatura conforme el vapor resulta más sobrecalentado.

#### 1.9.6.- Diagrama de Presión-Entalpía

Es un diagrama  $p - h$ , de gran utilidad en el estudio de ciclos de refrigeración, ya que en él, varios de los procesos ideales que forman tales ciclos quedan representados por líneas rectas.

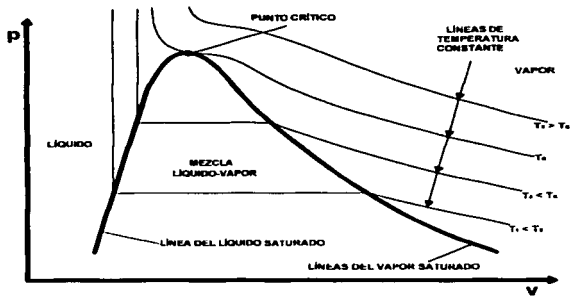


FIGURA 1.4.- DOMO DEL VAPOR EN UN DIAGRAMA  $p-v$

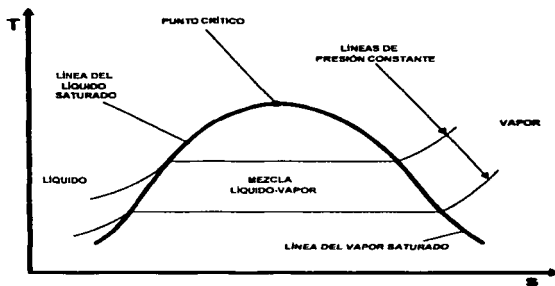


FIGURA 1.5.- DOMO DEL VAPOR EN UN DIAGRAMA  $T-s$



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO  
FES ZARAGOZA

DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS  
DEL VAPOR DE AGUA

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

10-A

Las longitudes de las líneas horizontales dentro de la región de dos fases determinan el calor latente de vaporización (Figura 1.7). Estas líneas se hacen más cortas a medida que nos acercamos al punto crítico, debido a que el calor latente de vaporización disminuye conforme la presión aumenta.

Las líneas de temperatura constante en la región del líquido son prácticamente verticales dado que el efecto de la presión en la entalpía es despreciable para un líquido. En la región de vapor, estas líneas de temperatura constante caen con una pendiente muy pronunciada acercándose a la vertical en la zona de baja presión. Esto se debe a que en un vapor diluido la presión tampoco afecta a la entalpía.

## **1.10.- SISTEMAS TERMODINÁMICOS**

Un sistema termodinámico, es cualquier conjunto de materia o cualquier región en el espacio delimitado por una superficie o pared cerradas. La pared puede ser real, como la de un tanque que contiene determinada cantidad de fluido, o puede ser imaginaria, como la frontera de determinada cantidad de fluido que circula a lo largo de un tubo. Todos los demás sistemas que se encuentran fuera de la pared y que interactúan con el sistema en cuestión se conocen como entorno.

### **1.10.1.- Sistema cerrado**

Este sistema, no puede intercambiar materia con su entorno y, por lo tanto, su masa siempre permanece constante. Pero sí puede intercambiar energía con su entorno en términos de calor y de trabajo.

### **1.10.2.- Sistema abierto**

En este sistema existe flujo de materia a través de la frontera. Además, también puede haber flujo de calor y de trabajo a través de la frontera.

### **1.10.3.- Sistema aislado**

En el sistema aislado no existe interacción alguna con su entorno. La pared implicada no sólo es impermeable a la materia; también es impermeable a cualquier forma de energía.

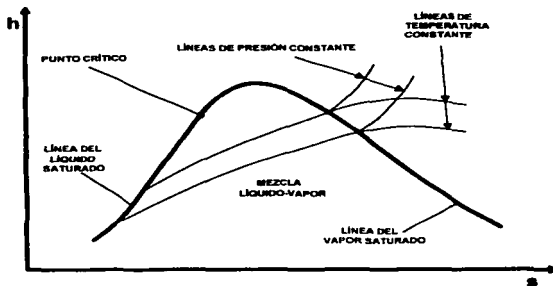


FIGURA 1.6.- DOMO DEL VAPOR EN UN DIAGRAMA h-s O DIAGRAMA DE MOLLIER

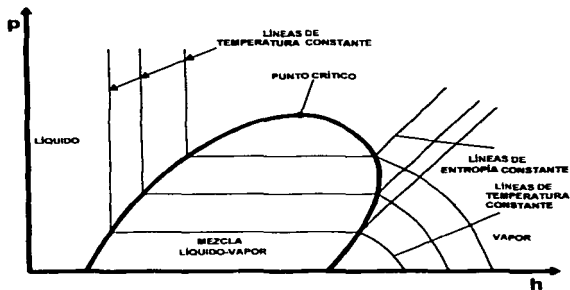


FIGURA 1.7.- DOMO DEL VAPOR EN UN DIAGRAMA p-h O DIAGRAMA DE MOLLIER



**UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
FES ZARAGOZA

**DIAGRAMAS TERMODINÁMICOS  
DEL VAPOR DE AGUA**  
ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

## 1.11.-PROCESOS TERMODINÁMICOS

Existe una gran variedad de procesos, algunos de ellos son relativamente sencillos; otros son complejos. Sin embargo, en muchos casos, éstos últimos se pueden reducir a un solo proceso más simple, o bien, descomponer en una serie de procesos simples mediante la formulación de hipótesis o simplificaciones razonables.

### 1.11.1.-Proceso a volumen constante

Es aquel proceso, cuyo volumen específico final de un sistema es igual al inicial durante un cambio de estado. Así mismo, el volumen específico resultará el mismo en todos los puntos que forman la trayectoria del proceso.

### 1.11.2.-Proceso a presión constante

La característica distintiva de un proceso a presión constante es que la presión final es igual a la presión inicial. En el caso de una sustancia simple compresible que efectúa un cambio de estado cuasiestáticamente y a presión constante, la cantidad de trabajo desarrollado se puede calcular de manera conveniente, mediante la siguiente ecuación:

$$W_{12} = \int_1^2 p dV = p(V_2 - V_1) = mp(v_2 - v_1) \quad (1.6)$$

donde:

m = masa.

p = presión.

V = Volumen total.

v = Volumen específico.

### 1.11.3.-Proceso isotérmico

Una característica única de un proceso isotérmico es que la temperatura final del sistema es la misma que la temperatura inicial. Para una sustancia que efectúa un cambio de estado cuasiestática e isotérmicamente, el calor transferido se puede calcular de manera conveniente de acuerdo con la segunda ley de la termodinámica:

$$Q_{12} = \int_1^2 T dS = T(S_2 - S_1) = mT(s_2 - s_1) \quad (1.7)$$



donde.

T = temperatura absoluta.

S = Entropía total.

m = Masa

s = Entropía específica.

combinando la ecuación (1.7) con la primera ley, se obtiene para un sistema cerrado que efectúa un cambio de estado cuasiestática e isotérmicamente,

$$W_{ideal} = (U_1 - T_1 S_1) - (U_2 - T_2 S_2) \quad (1.8)$$

donde U = Energía interna total.

#### 1.11.4.-Proceso adiabático

Este proceso se caracteriza por la ausencia de transferencia de calor a través de la frontera del sistema. Si el proceso, además de adiabático es cuasiestático, se dice que es un proceso isentrópico, de acuerdo con la segunda ley para un sistema cerrado.

#### 1.11.5.-Proceso con energía interna constante

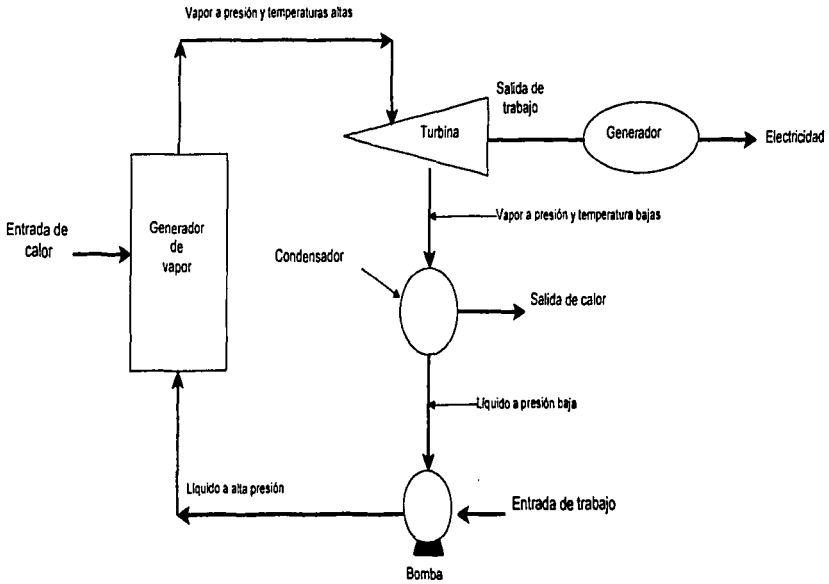
Cuando un sistema cerrado estacionado efectúa un cambio de estado durante el cual no tenga interacciones de calor ni de trabajo con sus alrededores, su energía interna debe permanecer constante.

### 1.12.- SISTEMA SIMPLE DE PRODUCCIÓN DE VAPOR

El objetivo de este sistema es convertir la energía térmica (calor) en energía mecánica o eléctrica, cuyo uso es mucho más conveniente. En la figura 1.8, el agua entra a la caldera (intercambiador de calor) como líquido a alta presión y sale de ella como vapor a presión y temperatura altas después de haber recibido energía térmica de la fuente de calor. El vapor entonces se expande en la turbina (dispositivo de producción de trabajo) a un estado de presión y de temperatura bajas, produciendo durante el proceso trabajo útil. El vapor que abandona la turbina a presión y temperatura bajas se condensa en el condensador (intercambiador de calor) entregando la energía térmica al sumidero de calor. La presión del líquido

13-A

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**SISTEMA SIMPLE DE PRODUCCIÓN DE VAPOR**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 1.8

condensado se eleva en una bomba (dispositivo de absorción de trabajo) a la presión de entrada de la caldera para que el proceso completo se inicie de nuevo.

En los motores térmicos el fluido denominado fluido de trabajo o medio, como el vapor de agua, sufre una serie de operaciones (calentamiento, expansión, refrigeración, compresión), volviendo teóricamente cada vez a su estado original. El mismo medio puede ser utilizado una y otra vez, volviendo al final de cada ciclo al mismo estado inicial. De esta forma el mismo vapor de agua se usa repetidas veces dentro del sistema cerrado representado en al figura 1.9. En esta figura, los límites (imaginarios) están situados de forma que solamente trabajo y calor fluyen entre el sistema y el medio externo. Este sistema se denomina cerrado, porque no entra ni sale del mismo masa alguna. En un sistema abierto la masa y la energía entran y salen del sistema, esto se representa en la figura 1.10.

### 1.13.- CICLO DE CARNOT DE VAPOR

El ciclo de Carnot es el que posee la eficiencia térmica máxima para un rango de temperaturas. En la figura 1.11a se muestra un ciclo de Carnot que opera completamente en la región de líquido y vapor. En la figura 1.11b se indica el equipo que podría utilizarse en la práctica para llevar a cabo este ciclo. El proceso de añadir calor a la sustancia de trabajo, proceso 1 → 2, es a presión constantes y al mismo tiempo a temperatura constante; puede efectuarse en el generador de vapor o caldera. El proceso isentrópico de expansión, 2 → 3, puede realizarse teóricamente, en un turbina muy bien diseñada. El proceso de sustracción de calor, 3 → 4, un proceso también a presión y a temperatura constantes, se puede llevar a cabo en un condensador, si bien, resulta difícil controlar la calidad final del vapor. El proceso isentrópico 4 → 1 consiste en una compresión de la mezcla líquido-vapor; este proceso es el más difícil de simular. Como consecuencia de esto, la eficiencia del compresor resultará muy baja, consumiendo por lo tanto, una buena parte del trabajo desarrollado en la turbina.

Por otra parte, no se le agrega calor a la temperatura más alta posible, porque el ciclo opera a una temperatura máxima que se encuentra por debajo de la temperatura crítica de la sustancia de trabajo. La temperatura crítica del vapor es de 374.15 °C, la cual está muy por debajo de la temperatura de operación permisible de los materiales actualmente disponibles que es aproximadamente 566 °C.

La figura 1.12a nos muestra una versión del ciclo de Carnot que no presenta las dificultades del caso que acabamos de examinar. En la figura 1.12b se indican las diversas piezas de equipo que se pueden utilizar para efectuar cada uno de los

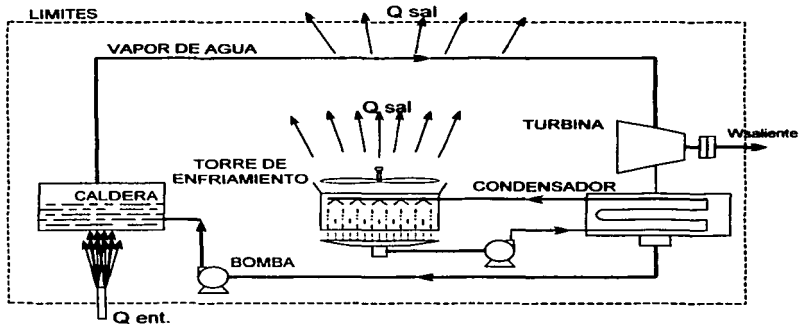


FIGURA 1.9

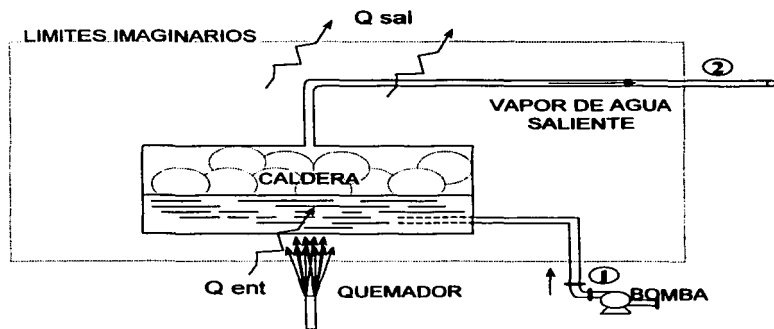


FIGURA 1.10



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

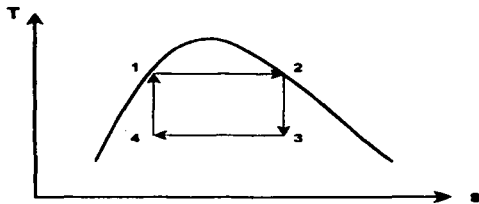
**SISTEMA CERRADO Y ABIERTO**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

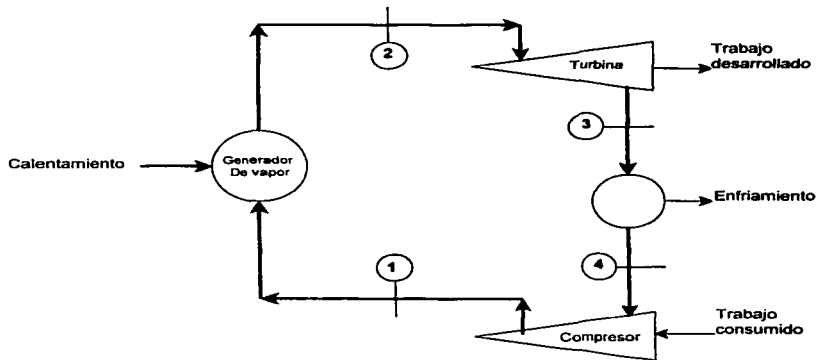
FIGURA 1.9 Y 1.10

14-A

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



(a)



(b)

CICLO DE CARNOT DE VAPOR OPERANDO DENTRO DEL DOMO DE VAPOR.



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

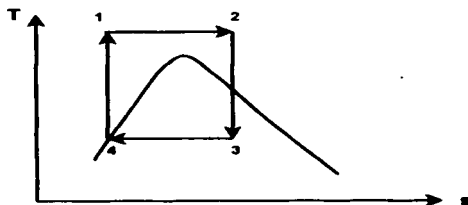
**CICLO DE CARNOT**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

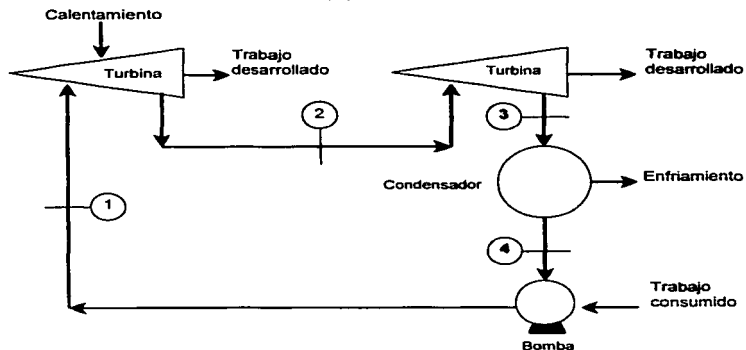
**FIGURA 1.11**

14-D

CON  
DE ORIGEN



(a)



(b)

CICLO DE CARNOT QUE OPERA POR ENCIMA DE LA TEMPERATURA CRITICA



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**CICLO DE CARNOT**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 1.12**

procesos que forman el ciclo. En esta versión de ciclo de Carnot, tanto el proceso de expansión isentrópica  $2 \rightarrow 3$  como el proceso de sustracción de calor  $3 \rightarrow 4$  se pueden efectuar de manera bastante aproximada por los dispositivos indicados en la figura 1.12b. Sin embargo, el proceso  $1 \rightarrow 2$  de añadir calor al fluido tendría que llevarse a cabo en una turbina isotérmica que operará a temperatura muy alta, lo cual es difícil de lograr en la práctica. Además, la presión final en el punto 1 resultaría en extremo alta; por ejemplo, para incrementar la temperatura del agua de  $38\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a  $41\text{ }^{\circ}\text{C}$  isentrópicamente, la presión en la descarga de la bomba tendría que ser aproximadamente de 90 Mpa. La presión que corresponde a una temperatura por encima de la temperatura crítica es por completo inadecuada. Se tiene entonces también dificultades con este ciclo.

Dadas las dificultades que aparecen al tratar de llevar a la práctica algunos de los procesos que forman el ciclo de Carnot, éste resulta simplemente inoperante.

Los inconvenientes que presenta el ciclo de Carnot de vapor se pueden eliminar reemplazando el proceso de calentamiento isotérmico reversible por uno reversible a presión constante.

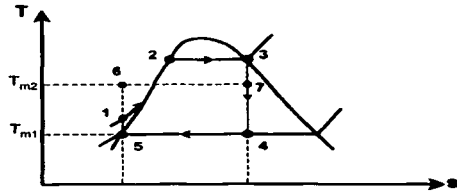
#### 1.14.- CICLO DE RANKINE SIMPLE

El ciclo de Rankine está constituido por los siguientes procesos:

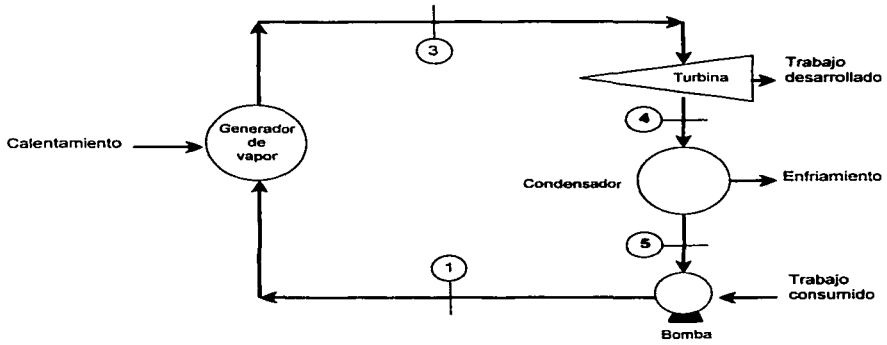
1. Calentamiento reversible a presión constante.
2. Expansión adiabática reversible.
3. Enfriamiento reversible a presión constante.
4. Compresión adiabática reversible.

El ciclo de Rankine sirve de base para un sistema como el que se tiene en una planta termoeléctrica de vapor. El ciclo ( $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 1$ ) se muestra en el diagrama T-s de la figura 1.13a; las partes del equipo que pueden servir para llevar a cabo los diversos procesos que forman el ciclo, se indican en la figura 1.13b.

Dado que el proceso de añadir calor a la sustancia de trabajo se efectúa reversiblemente, el área bajo la curva formada por las trayectorias  $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3$  en el diagrama T-s de la figura 1.13a representa la cantidad total de calor añadido al sistema. Si hacemos que esta área sea igual al área bajo la línea horizontal  $6 \rightarrow 7$ , podemos escribir



(a)



(b)

CICLO DE RANKINE SIMPLE



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**CICLO DE RANKINE SIMPLE**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 1.13**



$$T_{m2} = (s_7 - s_6) = Q_{ent} \quad (1.9)$$

donde  $T_{m2}$  se conoce como *temperatura media efectiva de la adición de calor*. De la misma manera, podemos escribir

$$T_{m1} = (s_4 - s_3) = |Q_{ent}| \quad (1.10)$$

donde  $T_{m1}$  recibe el nombre de *temperatura media efectiva de la sustracción de calor*.

Por definición, la eficiencia térmica de ciclo,  $\eta_t$ , está dada por

$$\eta_t = \frac{Q_{ent} - |Q_{sal}|}{Q_{ent}} \quad (1.11)$$

En términos de las temperaturas medias efectivas arriba definidas, la eficiencia térmica del ciclo  $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 5 \rightarrow 1$  se puede escribir como

$$\eta_t = \frac{T_{m2}(s_7 - s_6) - T_{m1}(s_4 - s_3)}{T_{m2}(s_7 - s_6)} \quad (1.12)$$

Pero  $s_7 = s_4$  y  $s_6 = s_3$ ; la ecuación (1.12) se reduce entonces a

$$\eta_t = \frac{T_{m2} - T_{m1}}{T_{m2}} \quad (1.13)$$

la cual representa simplemente, la eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que opera entre las temperaturas  $T_{m2}$  y  $T_{m1}$ . La eficiencia térmica de un ciclo de Carnot que operara entre las temperaturas  $T_2$  y  $T_1$  está dada, desde luego, por

$$\eta_t = \frac{T_2 - T_1}{T_2}$$

Dado que  $T_1$  es la misma que  $T_{m1}$ , mientras que  $T_{m2}$  es menor que  $T_2$ , el ciclo de Rankine resulta ser de menor eficiencia térmica que un ciclo de Carnot que opere entre los mismos límites de temperatura.

La ecuación (1.13) establece que con objeto de incrementar la eficiencia térmica de un ciclo de Rankine para un valor fijo de  $T_{m1}$ , debemos aumentar la temperatura media efectiva de la adición de calor.

Los cálculos relacionados con el funcionamiento de un ciclo de Rankine son relativamente sencillos. Suponiendo que para efectuar la parte del ciclo cada componente del equipo opera en estado permanente con flujo también permanente y que los cambios de energía cinética y de energía potencial son despreciables, se tiene, al considerar la primera ley, los siguientes resultados:

$$\text{Generador de vapor: } Q_{ent} = h_3 - h_1 \quad (1.14)$$

$$\text{Turbina: } W_T = h_3 - h_4 \quad (1.15)$$

$$\text{Condensador: } Q_{sal} = h_5 - h_4 \quad (1.16)$$

$$\text{Bomba: } W_p = h_5 - h_1 \quad (1.17)$$

Donde,  $h$  = Entalpía específica

La eficiencia térmica del ciclo se puede expresar como

$$\eta_t = \frac{W_{net}}{Q_{ent}}$$

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_4) + (h_5 - h_1)}{h_3 - h_1}$$

$$\eta_t = \frac{(h_1 - h_4) - (h_1 - h_5)}{h_3 - h_1} \quad (1.18)$$

Conociendo las condiciones en cada punto, podemos determinar los valores correspondientes de las entalpías a partir de los datos disponibles en tablas.

Es de vital importancia conocer la eficiencia térmica del ciclo, ya que se trata de una medida del costo de la energía en la generación de potencia eléctrica. En la práctica resulta de mucha importancia también, conocer la rapidez con que circula el fluido durante el ciclo, puesto que de ella depende el costo de construcción de cada pieza de equipo. Como práctica común, se expresa el gasto de la sustancia de trabajo en relación a cada kilowatt de potencia eléctrica

generada. En el diseño de una planta termoeléctrica, a este cociente se le conoce como *producción de vapor* o consumo específico de vapor.

Puesto que  $1.0 \text{ kW} = 3600 \text{ kJ/h}$ , se tiene

$$\text{Producción de vapor} = \frac{3600}{w_{\text{neto}}} \text{ kg / kWh}, \quad (1.19)$$

Donde  $w_{\text{neto}}$  está dado en  $\text{kJ/kg}$ .

También, dado que  $1.0 \text{ kW} = 3413 \text{ Btu/h}$ , se tiene

$$\text{Producción de vapor} = \frac{3413}{w_{\text{neto}}} \text{ lbm / kWh}, \quad (1.20)$$

Donde  $w_{\text{neto}}$  está dado en  $\text{Btu/lbm}$ .

### 1.15.- CICLO DE RANKINE CON SOBREALENTAMIENTO

Para evitar la erosión en el extremo de baja presión de la turbina debido al exceso de humedad en el vapor al final del proceso de expansión, se puede operar el ciclo de Rankine con sobreaqueamiento, como se indica esquemáticamente en el diagrama T-s de la figura 1.14a. La manera en que se dispondría el equipo necesario para tal modificación se muestra en la figura 1.14b.

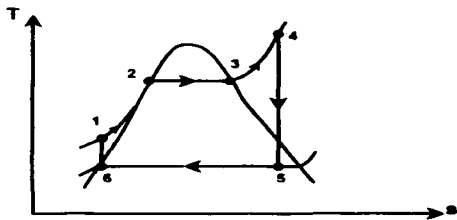
Al calentar adicionalmente al vapor en el sobreaqueador se logra también una temperatura media de calentamiento mayor sin incrementar la presión máxima del ciclo. El precio que hay que pagar por este beneficio consiste en tener que agregar una pieza de equipo más: el sobreaqueador.

Para este ciclo se tiene,

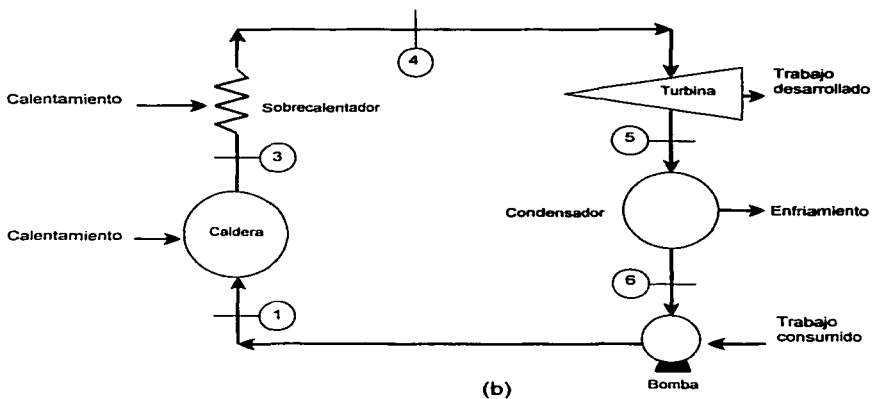
$$Q_{\text{ent}} = h_4 - h_1 \quad (1.21)$$

$$W_T = h_4 - h_{51} \quad (1.22)$$

$$Q_{\text{sal}} = h_6 - h_3 \quad (1.23)$$



(a)



(b)



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**CICLO DE RANKINE CON SOBRECALENTAMIENTO**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 1.14**

$$W_p = h_b - h_1 \approx -v_s(p_1 - p_b) \quad (1.24)$$

$$\eta_r = \frac{(h_4 - h_5) - (h_1 - h_b)}{h_4 - h_1} \quad (1.25)$$

$$\text{gasto específico de vapor} = \frac{3600}{(h_4 - h_5) - (h_1 - h_b)} \text{ kg / kWh} \quad (1.26)$$

### 1.16. -CICLO DE RANKINE CON RECALENTAMIENTO

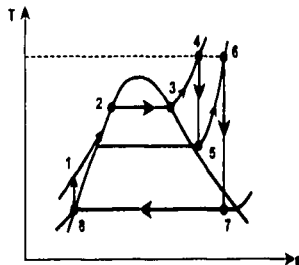
El ciclo con recalentamiento se ha desarrollado con objeto de poder operar un ciclo de Rankine a presión y temperaturas altas y evitar al mismo tiempo la excesiva humedad en el vapor que a baja vapor descarga la turbina. En la figura 1.15a se muestra el mencionado ciclo en un diagrama T-s, mientras que en la figura 1.15b se indica esquemáticamente el equipo necesario para llevarlo a cabo. En el ciclo con recalentamiento, primero se expande el vapor en la turbina hasta una presión intermedia y se calienta a presión constante en el recalentador; posteriormente se expande hasta la presión final de descarga. Se puede considerar a la turbina como si fuera de dos pasos: uno de alta presión y otro de baja presión. El calentamiento del vapor se efectúa en tres lugares: en la caldera (proceso 1 → 3), en el sobrecalentador (proceso 3 → 4) y el recalentador (proceso 5 → 6). El trabajo se desarrolla en dos lugares: en la turbina de alta presión (proceso 4 → 5) y en la turbina de baja presión (proceso 6 → 7). Se sustrae calor en el condensador y se efectúa trabajo sobre el fluido en la bomba. Se tiene entonces para este ciclo

$$Q_{\text{ent}} = (h_4 - h_1) + (h_6 - h_5) \quad (1.27)$$

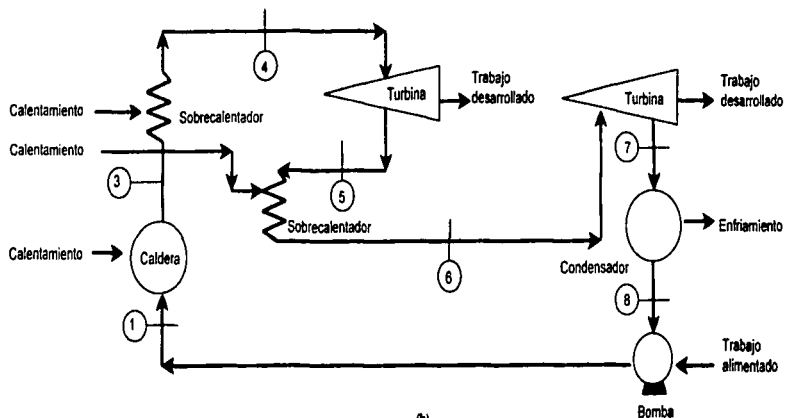
$$W_r = (h_4 - h_5) + (h_6 - h_7) \quad (1.28)$$

$$Q_{\text{sal}} = h_8 - h_7 \quad (1.29)$$

$$W_p = h_b - h_1 \approx -v_s(p_1 - p_b) \quad (1.30)$$



(a)



(b)



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**CICLO DE RANKINE CON RECALENTAMIENTO**

**ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA**

**FIGURA 1.15**

147-47

$$\eta_r = \frac{(h_4 - h_2) + (h_5 - h_7) - (h_1 - h_3)}{(h_4 - h_1) + (h_6 - h_2)} \quad (1.31)$$

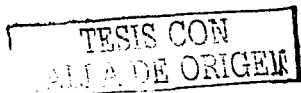
$$\text{gasto de vapor} = \frac{3600}{(h_4 - h_2) + (h_6 - h_2) - (h_1 - h_3)} \text{ kg / kWh} \quad (1.32)$$

La eficiencia térmica de un ciclo con recalentamiento puede o no ser mayor que la eficiencia de un ciclo sin recalentamiento; esto depende de la presión a la cual se efectúa el recalentamiento. En la figura 1.15a se observa que la temperatura media de calentamiento para el proceso de recalentamiento 5 → 6 no es muy diferente de la temperatura media para el proceso de calentamiento 1 → 2 → 3 → 4. Por lo tanto, la eficiencia térmica no cambia mucho cuando se tiene el recalentamiento. El gasto específico de vapor, sin embargo, si se reduce debido a que estamos obteniendo más trabajo por cada libra de vapor circulante. De esta manera, las ventajas que se obtienen con el recalentamiento van aparejadas de la necesidad de emplear equipo adecuado para tal efecto, resultado que es económicamente justificable en la práctica sólo en el caso de plantas generadoras de gran tamaño.

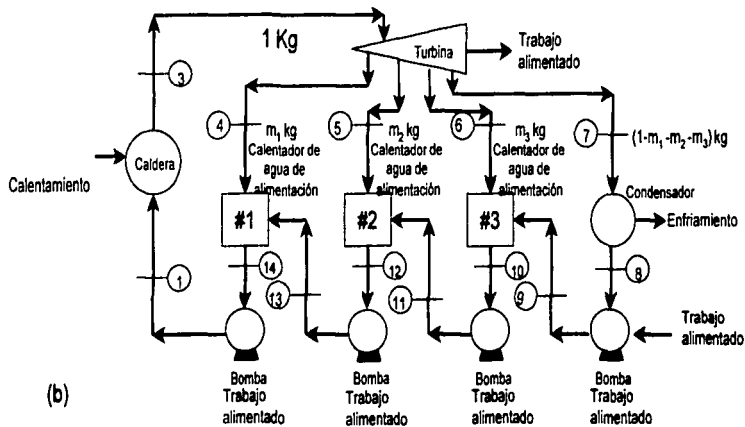
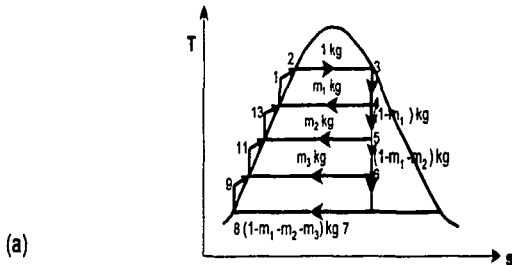
### 1.17.- CICLO DE RANKINE CON RECUPERACIÓN

El empleo de sobrecalentamiento y el uso del recalentamiento constituyen dos métodos mediante los cuales se pueden incrementar la temperatura media efectiva de calentamiento al aumentar la cantidad de calor añadida a altas temperaturas. El mismo efecto se puede lograr si se disminuye la cantidad de calor que se añade a bajas temperaturas.

Para llevar a cabo un ciclo con recuperación ideal, se necesita en esencia un número infinito de cambiadores de calor conocidos como calentadores de agua de alimentación para precalentar el condensado con vapor extraído de la turbina. Esto no es posible físicamente; además, de un análisis termodinámico indicaría que la ganancia en eficiencia térmica que resulta agregar un calentador disminuye al aumentar el número adicional en el número de calentadores. En consecuencia, se alcanza el punto donde cualquier aumento adicional en el número de calentadores no resulta económicamente justificable, dado que el costo de capital aumenta con el número de calentadores empleados. En la práctica, seis o siete calentadores es el número máximo utilizado, y sólo en plantas generadoras de gran capacidad. En la figura 1.16 se ilustra el ciclo con recuperación mediante tres calentadores.



30-A



CICLO CON RECUPERACIÓN MEDIANTE TRES CALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACION



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**CICLO DE RANKINE CON RECUPERACIÓN**  
**ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA**

**FIGURA 1.16**



Se tiene, de la primera ley, por cada kg de fluido a la entrada de la turbina,

$$Q_{ent} = (1)(h_3 - h_1) \quad (1.33)$$

$$WT = (1)(h_3 - h_4) + (1 - m_1)(h_4 - h_5) + \\ (1 - m_1 - m_2)(h_5 - h_6) + \\ (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_6 - h_7) \quad (1.34)$$

$$Q_{sal} = (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_8 - h_7) \quad (1.35)$$

$$W_P = (1)(h_{14} - h_1) + (1 - m_1)(h_{12} - h_{13}) + \\ (1 - m_1 - m_2)(h_{10} - h_{11}) + \\ (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_8 - h_9) \quad (1.36)$$

$$\approx -v_{14}(p_1 - p_{14}) - (1 - m_1)v_{12}(p_{13} - p_{12}) \\ - (1 - m_1 - m_2)v_{10}(p_{11} - p_{10}) \\ - (1 - m_1 - m_2 - m_3)v_8(p_9 - p_8)$$

$$\eta_t = \frac{Q_{net}}{Q_{ent}} = \frac{(h_3 - h_1) - (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_7 - h_8)}{h_3 - h_1} \quad (1.37)$$

En esta última ecuación se puede aproximar  $h_1$  con  $h_{14}$  dado que el aumento de temperatura debido a la compresión es muy pequeño. De esta manera, resulta para  $\eta_t$

$$\eta_t = \frac{(h_3 - h_{14}) - (1 - m_1 - m_2 - m_3)(h_7 - h_8)}{h_3 - h_{14}} \quad (1.38)$$

El gasto del fluido a la entrada de la turbina por cada kilowatt de potencia neta producida está dado por

$$\text{Consumo específico de vapor} = \frac{3600}{W'_{net}} \text{ kg/k Wh} \quad (1.39)$$

Donde  $W_{neto}$  es la suma algebraica de las ecuaciones (1.34) y (1.36) en kJ/kg.

Para determinar las cantidades de vapor extraídas, se puede efectuar un balance de energía en cada uno de los calentadores de agua de alimentación. La energía cedida por el vapor extraído queda absorbida completamente por el agua de alimentación. De esta manera, se tiene para el calentador número 1,

$$m_1 = \frac{h_{14} - h_{13}}{h_4 - h_{13}} \quad (1.40)$$

y como  $h_{13} \approx h_{12}$ , resulta

$$m_1 \approx \frac{h_{14} - h_{12}}{h_4 - h_{12}} \quad (1.41)$$

De manera semejante, para el calentador número 2,

$$m_2 = \frac{(1 - m_1)(h_{12} - h_{11})}{h_5 - h_{11}} \quad (1.42)$$

$$\approx \frac{(1 - m_1)(h_{12} - h_{10})}{h_5 - h_{10}} \quad (1.43)$$

y para el calentador número 3,

$$m_3 = \frac{(1 - m_1 - m_2)(h_{10} - h_9)}{h_6 - h_9} \quad (1.44)$$

$$\approx \frac{(1 - m_1 - m_2)(h_{10} - h_8)}{h_6 - h_8} \quad (1.45)$$

En el caso de un ciclo con recuperación ideal, el mejor resultado se obtiene calentando el agua de alimentación a una temperatura igual a la de saturación correspondiente a la presión de la caldera.

### 1.18.- PRINCIPIOS DE FLUJO DE FLUIDOS COMPRESIBLES

La determinación exacta de la caída de presión en un fluido compresible que circula por una tubería, requiere un conocimiento de la relación entre presión y volumen específico. Los casos extremos considerados normalmente son el flujo

adiabático ( $\rho V a^k = \text{constante}$ ) y el flujo isotérmico ( $\rho V a = \text{constante}$ ). El flujo adiabático ocurre en tubos cortos y bien aislados. Esto se debe a que no existe transferencia de calor desde o hacia el tubo, excepto la pequeña cantidad de calor que se añade al flujo por el efecto de la fricción. El flujo isotérmico o flujo a temperatura constante es el que ocurre más a menudo.

Por otro lado, la densidad de los vapores varía considerablemente con la presión, por lo tanto si la caída de presión en una tubería es grande, la densidad y la velocidad cambian de manera significativa.

Cuando se trabaja con fluidos compresibles como vapor de agua, debe tenerse en cuenta las siguientes restricciones al utilizar la fórmula de Darcy (Ec. 1.46).

1. Si la caída de presión ( $P_1 - P_2$ ) es menor que el 10% de la presión de entrada  $P_1$ , se obtiene una exactitud razonable si el volumen específico utilizado en la fórmula se basa en las condiciones "corriente arriba" o "corriente abajo", cualesquiera que sean conocidas.
2. Si la caída de presión calculada ( $P_1 - P_2$ ) es mayor que un 10% pero menor que un 40% de la presión de entrada  $P_1$ , la ecuación de Darcy puede aplicarse con razonable precisión utilizando el volumen específico promedio.

Ecuación para flujo totalmente isotérmico: el flujo de gases en líneas largas se aproxima mucho a las condiciones isotérmicas. La caída de presión en tales líneas es a menudo grande con relación a la presión de entrada; la solución de este problema cae fuera de los límites de la ecuación de Darcy. Una determinación exacta de las características del flujo dentro de esta categoría se puede hacer utilizando la ecuación para flujo totalmente isotérmico.

$$\omega^2 = \left[ \frac{144 * g * A^2}{\bar{V}_1 (fL/D + L_v (P_1/P_2))} \right] \left[ \frac{(P_1)^2 - (P_2)^2}{P_1} \right] \quad (1.46)$$

donde:

$\omega^2$  = Flujo másico al cuadrado, (lb/seg.)<sup>2</sup>

$g$  = Aceleración de gravedad = 32.2 ft/seg-seg

$A^2$  = Área transversal del tubo al cuadrado, ft<sup>2</sup>

$\bar{V}$  = Volumen específico "corriente arriba", ft<sup>3</sup>/lb

$f$  = factor de fricción, adimensional

$L/D$  = Longitud equivalente de resistencia al flujo, diámetros de tubería.

$P_1$  = Presión absoluta "corriente abajo" lb/pul<sup>2</sup> abs.

Esta ecuación se desarrolló en base a los siguientes supuestos.

1. Flujo isotérmico.
2. No se porta ni se realiza trabajo mecánico sobre o por el sistema.
3. Flujo estable.
4. El gas obedece la ley de los gases perfectos.
5. La velocidad del flujo se puede considerar como la promedio en el área transversal.
6. El factor de fricción permanece constante a lo largo de la línea.
7. El tubo es recto y horizontal entre sus puntos extremos.

**Ecuaciones para el cálculo de la Velocidad Promedio de Flujo (Ecuaciones de Continuidad)**

$$v = 0.0509 \frac{W \cdot \bar{V}}{d^2} \quad (1.47)$$

$$v = \frac{q}{A} = 183.3 \frac{q}{d^2}$$

$$V = \frac{qm}{A} = 2.40 \frac{W \bar{V}}{D} = 3.06 \frac{W \bar{V}}{d^2}$$

donde:

- d = Diámetro interno del tubo, pulg
- A = Área transversal de tubo u orificio, pie<sup>2</sup>
- $\bar{V}$  = Volumen específico del fluido, pie<sup>3</sup> /lb
- W = Flujo másico, lb/hr

**Número de Reynolds**

$$Rc = 6.31 \frac{W}{d \cdot \mu} \quad (1.48)$$

donde:

$\mu$  (mu) = Viscosidad absoluta (dinámica), cp  
 d = Diámetro interno del tubo, pulg  
 W = Flujo másico, lb/hr

### Pérdida de carga y caída de presión en tubos rectos

La ecuación de Darcy se puede escribir de la siguiente manera:

$$\Delta P_{100} = W^2 \left[ \frac{0.000336 * f}{d^5} \right] * \bar{V} \quad (1.49)$$

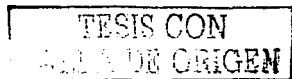
$$= (W^2 * 10^9) \left( \frac{336,000}{d^5} \right) * \bar{V}$$

donde:

d = Diámetro interno del tubo, pulg  
 V = Volumen específico del fluido, pie<sup>3</sup> /lb  
 W = Flujo másico, lb/hr  
 f = Factor de fricción en la ecuación  $h_L = fL v^2 / D * 2g$  adimensional

## 1.19.- FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El calor es la energía que se transfiere de un cuerpo a otro por una diferencia de temperatura. Y solamente existe cuando se halla en movimiento o fluye, puesto que es energía interna antes de abandonar el primer cuerpo y es energía interna al entrar en el segundo cuerpo. La actividad molecular del primero decrece, y en cambio aumenta la del segundo; por lo cual, la transferencia de calor es el estudio de las velocidades a las cuales el calor se intercambia entre fuentes de calor y recipientes, tratados independientemente. Su importancia radica en que, involucra las cantidades de calor que deben transferirse por la naturaleza de los cuerpos, la diferencia de potencial, la extensión y arreglo de las superficies que separan la fuente y el receptor, y la cantidad de energía mecánica que debe disiparse para facilitar la transferencia de calor.



## 1.20.- MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Las tres formas en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor son la conducción, convección y la radiación.

### 1.20.1.-Transferencia de calor por conducción

Es la transferencia de energía en forma de calor a través de un medio estacionario por comunicación molecular. En los sólidos, la conducción de calor se debe tanto a los movimientos de los electrones libres en el interior del sólido, como a las vibraciones de las moléculas dentro del mismo. En los líquidos y gases, las moléculas se mueven y la conducción de calor se lleva a cabo gracias a los movimientos de traslación de las mismas. La ecuación básica que establece la rapidez de transferencia de calor por conducción es la que representa la ley de Fourier desarrollada en 1822 por el mismo y que dice: "La cantidad instantánea de transferencia de calor es proporcional al área y a la diferencia de temperaturas  $dt$  que impulsa el calor a través de la pared de espesor  $dx$ ".

$$dQ = -kA \frac{dt}{dx} \quad (1.50)$$

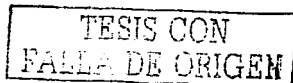
La propiedad "k" se denomina conductividad térmica del material y depende del estado del mismo, en particular de la temperatura; puede determinarse a partir de experimentos de laboratorio y está básicamente definida por la ecuación anterior. O bien, en el caso de sólidos y gases, puede determinarse o predecirse a partir de la teoría cinética molecular.

El signo negativo (-) de la ecuación indica que un gradiente negativo de temperatura produce transferencia de calor en la dirección positiva x. La conductividad térmica depende de la temperatura y aumenta con un incremento de la misma.

### 1.20.2.-Transferencia de calor por convección

La transferencia de calor debida a la convección se relaciona con el cambio de energía que ocurre entre una superficie y un fluido adyacente.

Hay transferencia de calor por convección natural en el seno del fluido cuando una parte del mismo se desplaza debido a una diferencia de densidades, que a su vez es producida por una diferencia de temperaturas. Las porciones calientes, menos



densas, tienden a subir transportando calor a las regiones frías. Cuando el fluido es obligado mecánicamente a seguir una trayectoria determinada, se efectúa el transporte de calor por convección forzada.

Entre una corriente de fluido caliente y otra de un fluido frío, separadas por una pared metálica, hay flujo de calor del fluido caliente al frío. La cantidad de calor intercambiada en un tiempo dado puede evaluarse con la siguiente ecuación:

$$Q = UA(t_h - t_c) \quad (1.51)$$

Siendo U el coeficiente total de transferencia de calor que depende de las propiedades térmicas de los fluidos y de la velocidad de flujo de los mismos. A es el área promedio de transferencia de calor disponible,  $t_h$  es la temperatura del fluido caliente y  $t_c$  la del fluido frío.

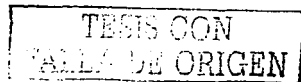
### 1.20.3.- Transferencia de calor por radiación

Un cuerpo caliente emite energía en forma de radiaciones; cuando éstas son interceptadas por otro cuerpo, en parte se reflejan, en parte pasan a través del cuerpo (si éste es diatérmico, es decir que permite el paso de energía radiante) y el resto es absorbido y se transforma en calor. El calor interceptor también emite energía radiante. Entre dos cuerpos, uno encerrado por el otro, hay un constante intercambio de calor por radiación. El cuerpo de mayor temperatura emite mayor cantidad de energía de la que absorbe y viceversa para el de menor temperatura. El proceso también tiene lugar si ambos están a la misma temperatura.

Los gases calientes, por ejemplo los de combustión, emiten energía radiante. La cantidad de energía que en forma de radiaciones emite un cuerpo es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta y a las propiedades de emisión de su superficie. A un emisor perfecto se le llama cuerpo negro y se le considera una emisividad de 1. Entre dos cuerpos, uno conteniendo totalmente al otro y habiendo entre ambos un medio diatérmico, la cantidad de calor transportada por radiación del cuerpo más caliente al otro puede evaluarse mediante la siguiente expresión:

$$Q = \sigma A_h F (T_h^4 - T_c^4) \quad (1.52)$$

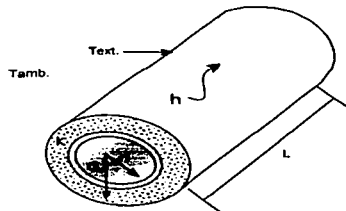
F es un factor que depende de la emisividad de las superficies que intercambian energía y de la posición de una respecto de la otra,  $\sigma$  es la constante



de Stefan-Boltzmann que depende de las unidades empleadas,  $A_h$  es el área de la superficie emisora del cuerpo más caliente y  $T_h$  y  $T_c$  son las temperaturas absolutas de los cuerpos caliente y frío respectivamente.

### 1.21.- TRANSFERENCIA DE CALOR EN TUBERÍAS AISLADAS

Cuando se aísla una tubería de vapor es para evitar las pérdidas de energía y proteger al personal contra las quemaduras. Si el vapor no está sobrecalentado, se condensará algo de vapor en el interior de la tubería. Toda la superficie interior de la tubería estará a una temperatura constante, aproximadamente igual a la temperatura de saturación, que corresponde a la presión del vapor, es por esto que la resistencia convectiva bajo dichas condiciones es demasiado pequeña y por lo tanto despreciable.



donde:

$K$  = Conductividad térmica del aislante.

$h$  = Coeficiente convectivo de transferencia de calor en la superficie exterior del aislante.

$T_{amb}$  = Temperatura del aire en los alrededores.

$T_{ext}$  = Temperatura de la superficie del aislante exterior.

$r_1$  = Radio interior del aislante.

$r_2$  = Radio exterior del aislante.



La temperatura de la interface tubería-aislante es aproximadamente igual a la temperatura de saturación del vapor ya que la resistencia térmica a través de la pared de la tubería tiende a ser pequeña y a desaparecer.

$$R_{tubería} = \frac{\ln \frac{r2}{r1}}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L}$$

donde:

r1 = radio interior de la tubería.

r2 = radio exterior de la tubería.

K = conductividad térmica del material que constituye la tubería.

L = longitud de la tubería.

La caída de temperatura a través de la pared de la tubería será muy pequeña, considerándose despreciable y se toma la temperatura en la superficie interior del aislante como  $T_{sat}$ .

Una forma de determinar el calor es dividiendo la diferencia de temperatura a través de cualquiera de las resistencias:

$$q = \frac{T_{sat} - T_{amb}}{R_{tubería} + R_{aislante} + R_{conv}} \quad (1.53)$$

o bien

$$q = \frac{T_{sat} - T_{amb}}{R_{conv}} \quad (1.54)$$

$$q = \frac{T_{sat} - T_{superficie}}{R_{aislante}} \quad (1.55)$$

El calor total que se pierde de la tubería aislada se calcula con las siguientes ecuaciones:

$$Q = \frac{\Delta T_{total}}{\Sigma R_i} \quad (1.56)$$

en cuya expresión

$$\Delta T_{total} = T_{sat} - T_{amb} \quad (1.57)$$

$$\Sigma R_i = R_{\text{tubería}} + R_{\text{aislante}} + R_{\text{conv}} \quad (1.58)$$

donde  $R_{\text{tubería}} \approx 0$ .

$$R_{\text{aislante}} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) \quad (1.59)$$

y

$$R_{\text{conv}} = \frac{1}{h \cdot A} = \frac{1}{h \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot L} \quad (1.60)$$

Así que

$$q = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}}{\frac{1}{2 \cdot \pi \cdot K \cdot L} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot h \cdot L}} \quad (1.61)$$

Para determinar el valor de  $r_2$  :

$$r_2 = \frac{K}{h} = r_{cr}$$

donde  $r_{cr}$  = el radio crítico de aislamiento.

La tabla 1 representa algunos valores del orden de magnitud de h en diferentes mecanismos convectivos:

<b>TABLA 1</b>	
<b>VALORES APROXIMADOS DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVO</b>	
<b>Mecanismo</b>	<b>Btu/hr ft<sup>2</sup> °F</b>
Convección libre, aire	1-10
Convección forzada, aire	5-50
Convección forzada, agua	50-3000
Agua en ebullición	500-5000
Vapor de agua en condensación	1000-20 000

Transferencia de calor por convección y radiación:

$$h_{conv} = 0.3(T_{ext} - T_{amb})^{0.25} \quad \text{BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \quad (1.62)$$

$$h_{rad} = 0.155E - 8 \left\{ \frac{(T_{ext} + 459.6)^4 - (T_{amb} + 459.6)^4}{T_{ext} - T_{amb}} \right\} \quad \text{BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F} \quad (1.63)$$

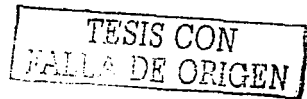
Calor de convección-radiación:

$$q_{conv - rad} = (h_{conv} + h_{rad})(T_{ext} - T_{amb}) \quad (1.64)$$

## **2. USOS DEL SERVICIO DE VAPOR**

- 2.1.- SERVICIOS AUXILIARES**
- 2.2.- IMPORTANCIA DE LOS SERVICIOS AUXILIARES DENTRO DE UNA PLANTA**
- 2.3.- FACTORES QUE AFECTAN LA GENERACIÓN DE VAPOR**
- 2.4.- CLASIFICACIÓN DEL SERVICIO DE VAPOR EN UNA PLANTA DE PROCESO**
  - 2.4.1.- VAPOR DE CALENTAMIENTO**
  - 2.4.2.- VAPOR DE PROCESO**
  - 2.4.3.- VAPOR DE GENERACIÓN**
- 2.5.- PRINCIPALES USOS DEL VAPOR**
  - 2.5.1.- USO DIRECTO DEL VAPOR**
  - 2.5.2.- USO INDIRECTO DEL VAPOR**
  - 2.5.3.- USO INDIRECTO DEL VAPOR CON POSIBLE CONTAMINACIÓN DEL CONDENSADO**
  - 2.5.4.- USO INDIRECTO DEL VAPOR SIN CONTAMINACIÓN EN EL CONDENSADO**
  - 2.5.5.- REACCIONES Y OPERACIONES DEL PROCESO**
- 2.6.- DIAGNÓSTICO DE ENERGÍA PARA EL SERVICIO DE VAPOR**
  - 2.6.1.- METODOLOGÍA GENERAL PARA EL DIAGNÓSTICO DEL SERVICIO DE VAPOR**
  - 2.6.2.- METODOLOGÍA DE DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO PARA LA IDENTIFICACIÓN DE MEDIDAS DE AHORRO DE RÁPIDA RECUPERACIÓN**

31-A



## **2. USOS DEL SERVICIO DE VAPOR**

### **2.1.- SERVICIOS AUXILIARES**

En la fase de estudio de un proyecto, los Servicios Auxiliares son una parte importante de cualquier industria. Estos son fluidos o dispositivos cuya función principal es:

- La operación normal.

Las condiciones o características requeridas de estos servicios van a estar en función de las necesidades de la planta y principalmente del proceso. Se consideran una fuente importante de energía, su elección adecuada y la selección de los equipos para generarlo, repercute en la viabilidad y confiabilidad de la planta.

Es por eso que el funcionamiento adecuado y la flexibilidad de la planta depende de ellos; los cuales, se clasifican en Servicios Primarios y Servicios Secundarios.

Los Servicios Primarios, son aquellos servicios indispensables para llevar a cabo el proceso, si llegara a faltar algunos de ellos la planta no podría seguir operando.

Servicios  
Primarios

- Agua de Enfriamiento.
- Aire de Instrumentos.
- Energía Eléctrica.
- Distribución de Combustible.
- Generación de vapor.

Los Servicios Secundarios, son también importantes, pero no tienen una estrecha relación con el proceso, si llegara a faltar alguno de ellos la planta puede seguir operando.

Servicios  
Secundarios

- Agua Contra Incendio.
- Agua de Servicios.
- Aire de Planta.

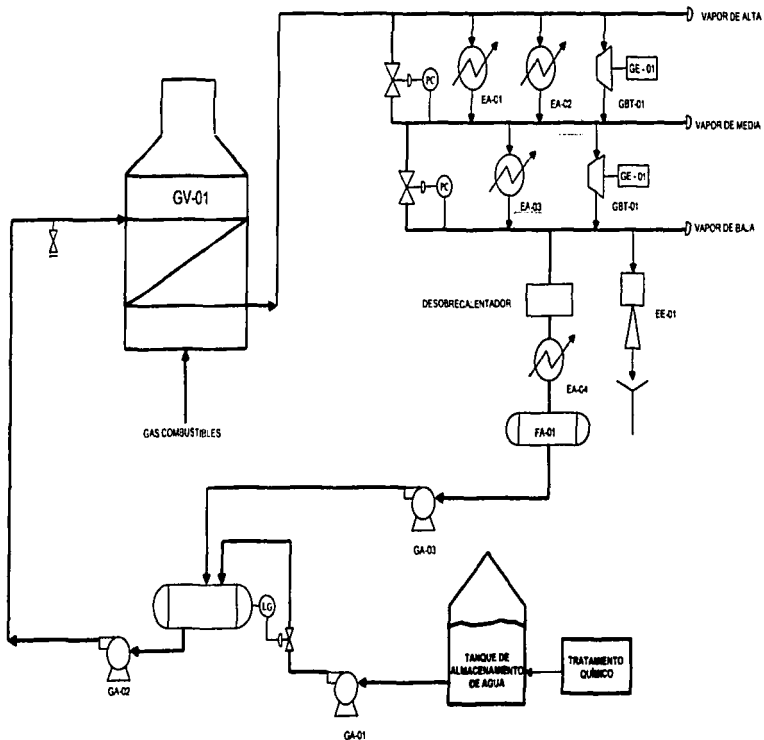
## 2.2.- IMPORTANCIA DE LOS SERVICIOS AUXILIARES DENTRO DE UNA PLANTA

Los servicios auxiliares son considerados frecuentemente como la parte vital de una planta de proceso. La falta de suministro confiable y económico de vapor, agua, aire, combustible, gas inerte y electricidad para satisfacer los requerimientos de una planta, puede ser la causa de que ésta no sea operada eficientemente y productivamente. Sin embargo, debido a la función tan importante que desempeñan, son suministrados en tal grado que frecuentemente existen pocas oportunidades de lograr un ahorro sustancial de los costos implicados en su generación.

Por tal motivo se deben evaluar todos los factores que se encuentran involucrados en la planificación, proyecto y diseño de los sistemas de generación y distribución de vapor. Siendo uno de estos factores, el generador de vapor como parte fundamental de dichos sistemas, cuyo objetivo es la de producir y suministrar el vapor que se requiere en el proceso (Figura 2.1). Buscando siempre, los puntos elevados de ebullición y las bajas presiones ya que éstas reducen los riesgos y permiten diseños económicos, mientras que la alta capacidad calorífica mejora la capacidad de transporte de calor y su difusión uniforme en el sistema de procesamiento.

## 2.3.- FACTORES QUE AFECTAN LA GENERACIÓN DE VAPOR

- Condiciones de operación:
  - Presión
  - Temperatura
  - Flujo
  - Propiedades termodinámicas
- Contaminación:



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

### SISTEMA DE GENERACIÓN DEL VAPOR

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 2.1

- Disposición.
- Tratamiento
- Equipos.
  
- Costos:
  - Equipos
  - Materiales
  - Instrumentos
  
- Condiciones climáticas:
  - Vientos
  - Humedad
  - Presión atmosférica
  - Temperatura ambiente
  
- Mantenimiento
  - Poco o nulo

#### **2.4.- CLASIFICACIÓN DEL SERVICIO DE VAPOR EN UNA PLANTA DE PROCESO**

Por las ventajas de sus propiedades y disponibilidad, el vapor de agua es el medio más común de uso industrial en procesos de calentamiento y generación de fuerza. De acuerdo a la clasificación convencional de los servicios auxiliares de una planta, el vapor está considerado como la columna vertebral de los servicios primarios, siendo la presión y la temperatura, las variables que sirven de base para clasificarlo dentro de los niveles usuales, de los cuales se tienen tres categorías generales:

- Vapor de generación
- Vapor de proceso
- Vapor de calentamiento.

Existe correspondencia en la clasificación anterior, ya que el mismo vapor puede ser empleado subsecuentemente dentro de algunas otras operaciones de la planta.



### **2.4.1.- Vapor de calentamiento**

El vapor de calentamiento es básicamente el vapor de baja presión. Es vapor saturado de 50 a 80 lb/in<sup>2</sup> man de presión, otras prefieren operar en rangos mayores entre 125 y 250 lb/in<sup>2</sup> man., las presiones de trabajo fuera de este rango no resultan económicas, no solo para la caldera, sino para todo el equipo complementario, incluyendo tuberías y demás accesorios.

La presión de vapor saturado utilizado para calentamiento, es tal que la correspondiente temperatura de condensación se encuentre ligeramente por arriba de la temperatura requerida por el fluido de proceso en un margen de 10 a 15 °F. No se recomienda el uso de vapor sobrecalentado para éste propósito, debido a la complicación en el control final de la temperatura de salida del generador de vapor.

El nivel de baja presión más generalizado en refinerías y centrales termoelectricas se obtiene del escape de las turbinas de contrapresión (alimentadas con vapor de media), de la unidad turbina generador tipo extracción, o mediante la vaporización del condensado recuperado, en tanques que operan a baja presión (generalmente 50 lb/in<sup>2</sup> manométricas). La cantidad de vapor generado depende de la carga de condensado alimentado y de la diferencial de presión entre el condensado a la salida de la trampa y el tanque flash. Sin embargo, en el mayor número de los casos las estaciones reductoras de presión (VRP) pueden ser empleadas para proporcionar el vapor suplementario; éstas VRP'S son frecuentemente usadas para el control de la presión en el sistema de distribución. Toman el vapor a la presión de salida de la caldera y la reducen para cubrir las fluctuaciones de la carga demandada por el sistema de distribución, éstas deben dimensionarse para suministrar todo el vapor necesario a la planta en el caso de que las turbinas que lo proporcionan normalmente, salgan a mantenimiento para ajustes, reparaciones, o por problemas de operación.

La cantidad y calidad de cada uno de los tres tipos de vapor varía frecuentemente y marcadamente de una función a otra. De tal forma, que un buen diseño del generador de vapor es esencial para una operación adecuada de la planta.

### **2.4.2.- Vapor de proceso**

El vapor de media presión, que se obtiene de la salida lateral de los turbogeneradores o de las etapas intermedias de las turbinas de extracción de algunos otros equipos mecánicos como compresores, sopladores, etc., o mediante las estaciones reductoras de presión. Siendo un vapor sobrecalentado con un nivel

de presión variable, el cual depende generalmente de la política a seguir dentro de las plantas industriales. Sin embargo en refinerías y complejos petroquímicos normalmente oscila entre las 150 y 275 lb/in<sup>2</sup> man empleándose principalmente en turbinas de contra presión para el accionamiento de equipos de relevo, como medio de agotamiento en unidades de destilación, o como medio de arrastre en los sistemas de vacío.

#### 2.4.3.- Vapor de generación

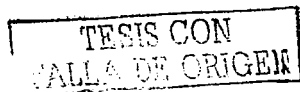
También conocido como vapor de alta presión, es comúnmente sobrecalentado de 420 lb/in<sup>2</sup> a 620 lb/in<sup>2</sup>, el cual se aprovecha para producir energía mecánica o eléctrica.

Su característica principal son los grados de sobrecalentamiento en un rango de presiones que varía de los 600 a los 5 000 lb/in<sup>2</sup> man, aproximadamente (rango supercrítico). Es empleado principalmente en las grandes centrales termoeléctricas y a menor escala en plantas de proceso, refinerías y complejos petroquímicos como cargas de fuerza (para el accionamiento de turbo equipos de gran potencia) la elección más adecuada de las condiciones de operación (presión y grados de sobrecalentamiento) depende fundamentalmente de la experiencia del diseñador. Resulta en cierta forma un poco arriesgado dar normas de trabajo en vista de que el rendimiento depende de innumerables factores. En todos los casos se emplea vapor con alto grado de sobrecalentamiento, fluctuando las temperaturas entre 350 y 1200 °F.

#### 2.5.- PRINCIPALES USOS DEL VAPOR

El vapor es el medio más utilizado para calentamiento en las plantas, debido a que es barato, abundante, posee una alta conductividad térmica, no es tóxico y proporciona una alta eficiencia.

Debido a que juega un papel multifacético en los procesos de las industrias, se deben apreciar todos los factores detrás de la planificación, los esquemas y diseños de los sistemas de la distribución de vapor. Ya que las cantidades y cualidades del vapor a menudo variarán notablemente de función a función en una planta.



El vapor es comúnmente usado como una fuerza de impulso para las turbinas y los generadores de electricidad. Con frecuencia las turbinas de contrapresión son empleadas para convertir el trabajo isentrópico de expansión en electricidad cuando el vapor es estrangulado desde una alta presión hasta una más baja. La descarga de vapor sirve para procesos o deberes caloríficos. Usando las turbinas de contrapresión, la proporción de calor para la generación de electricidad puede ser 4,500-5,000 Btu/kWh, comparado con 9,000-12,000 Btu/kWh para una utilidad de la estación central usando turbinas con condensadores.

Similamente, el vapor es usado para controlar turbinas acopladas ventiladores de tiro inducido y tiro forzado, bombas de alimentación a caldera, y compresores de aire.

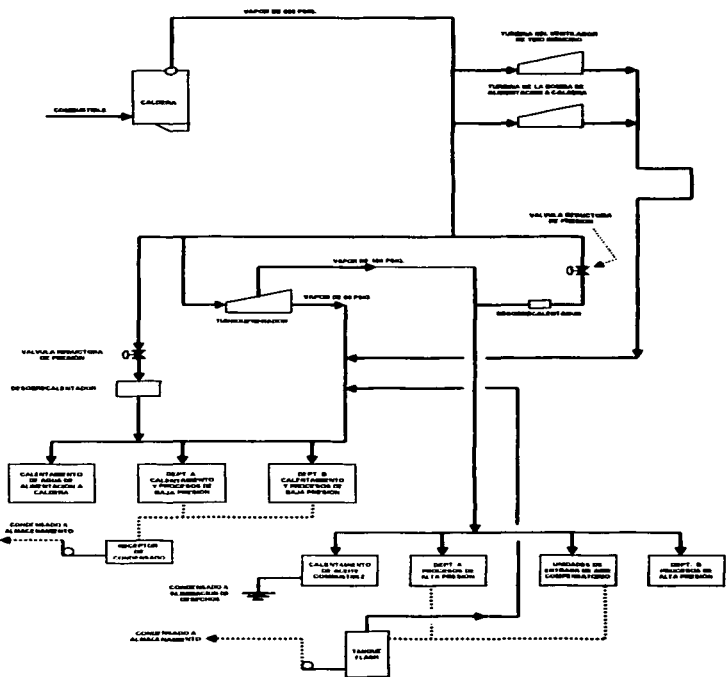
Un sistema de distribución de vapor como el que se muestra en la figura 2.2, solamente puede ser diseñado después de que los requerimientos de la planta se hayan establecido. Estos son determinados por el tipo y tamaño de los consumidores de vapor en la planta; los cuales, pueden ser clasificados en cinco categorías:

- Contacto directo.
- Contacto indirecto con posible contaminación de condensado.
- Contacto indirecto sin contaminación en el condensado.
- Reacciones y operaciones del proceso.
- Servicios.

### 2.5.1.- Uso directo del vapor

El vapor directamente contacta otros materiales en una variedad de aplicaciones. Un ejemplo típico es el calentamiento de soluciones de agua por la inyección del vapor a través de las boquillas. Otros ejemplos incluyen la humidificación del vapor, curación y cocimiento al vapor de las partes de metal para limpieza.

El uso directo del vapor es generalmente el método más inadecuado de hacer el trabajo debido a la pérdida de condensado (tratamiento del agua), resultando en la composición más alta en la alimentación de la caldera y por tanto el tratamiento químico más costoso. Sin embargo, en muchos casos, el contacto directo es la opción más razonable desde un punto de vista operacional, sea la causa un cambiador de calor sumergido en tanques químicos podría ser un obstáculo para la agitación y podría proponer un dolor de cabeza de mantenimiento incesante. Un sistema de contacto directo también tiene la ventaja que su costo de instalación es



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**SISTEMA TÍPICO DE UNA PLANTA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

**ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA**

**FIGURA 2.2**

considerablemente más bajo que el de un sistema indirecto con sus cambiadores de calor, bombas, trampas, o tuberías de recuperación de condensado.

### **2.5.2.- Uso indirecto del vapor**

Este es el método más común de usar el vapor en las industrias. El vapor se introduce en los serpentines, bancos de tubos o chaquetas para el calentamiento o vaporización del medio en el otro lado de la pared. Con este tipo de sistema, el condensado está disponible para la recuperación a la central de vapor.

### **2.5.3.- Uso indirecto del vapor con posible contaminación del condensado**

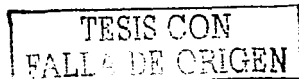
En algunos casos cuando el vapor es usado indirectamente, los condensados pueden contaminarse. Por ejemplo, tal contaminación puede pasar en un calentador con combustible de aceite, el cual es un cambiador de calor con combustible de aceite en un lado de la envoltura del tubo, y el vapor en el otro lado. Si una fuga ocurre en la envoltura del tubo, el condensado puede contaminarse con el aceite y debería este condensado ser retornado y mezclado con el agua de alimentación de la caldera, los generadores de vapor serían severamente dañados. Por consiguiente, es común en la práctica disponer del condensado de los calentadores de aceite. Esto es caro pero es el modo más práctico de operación en tales casos.

Otros ejemplos de los usos del vapor con posible contaminación del condensado son los evaporadores y los calentadores de aguas duras.

### **2.5.4.- Uso indirecto del vapor sin contaminación en el condensado**

La mayoría de los usuarios indirectos de vapor plantean una oportunidad mínima de contaminación del condensado, y sus condensados son recuperados al cuarto de calderas.

Un sistema de recuperación de condensados involucra costos importantes para bombas, tanques, trampas y tubería. Sin embargo, el sistema es fácilmente justificado en la mayoría de las nuevas instalaciones debido a sus economías en los costos de tratamiento de agua cruda.



El uso indirecto más común del vapor es para la calefacción del espacio, incluyendo a los calentadores de la unidad y a las unidades de ventilación y calefacción.

Los cambiadores de calor, chaquetas de vapor, calderas de reacción, líneas de vapor, tambores de secado y refrigeradores de absorción están entre los otros tales consumidores indirectos de vapor.

### **2.5.5.- Reacciones y operaciones del proceso**

El vapor puede emplearse como un reactante o como un medio en el cual se lleva a cabo un proceso. Una aplicación típica es la pulpa de madera, donde el vapor es usado para saturar astillas de madera y ayudar al rompimiento de sus ligaduras.

En las reacciones del proceso, el vapor es totalmente consumido o irrecuperable y, así, ningún condensado puede ser recuperado.

## **2.6.- DIAGNÓSTICO DE ENERGÍA PARA EL SERVICIO DE VAPOR**

Una buena integración del servicio de vapor, logra un ahorro de consumo de energéticos y por lo tanto de costos. Por tal motivo, se deben buscar las mejores alternativas para suministrarlo a cualquier tipo de proceso que lo requiera.

La creciente demanda de vapor implica un cuidadoso diagnóstico a efecto de optimizar su uso y poder contar con una oferta adecuada a mediano y largo plazo. Este estudio permite determinar dónde y como se utiliza el vapor. No es una solución directa al control de costos, pero sí la herramienta más útil para lograr esa función.

Existen tantos tipos de diagnósticos como procesos industriales, variando en tamaño, enfoque, precisión y costos, dependiendo de las fuentes y necesidades del proceso en el cual se desarrolla el mismo. Estos se dividen en tres niveles: "A", "B" y "C".

El nivel "A", se lleva a cabo mediante un examen visual del proceso industrial, reconociéndolo y revisando el diseño original, para dar una idea cualitativa de los ahorros potenciales de energía, que puedan lograrse por medio de procedimientos de mantenimiento y operación. Detecta fugas de energía, mala operación de los

equipos o instrumentos, mal funcionamiento de ellos, etcétera. Este nivel es el menos costoso de los tres.

El nivel "B" proporciona información sobre el consumo de energía por áreas funcionales o procesos específicos de operación. Provee datos acerca del ahorro de energía y de la reducción de costos. Proporciona una idea cuantitativa de los ahorros potenciales de energía y de las características energéticas de cada subsistema. El costo de realización es mayor que el del nivel "A".

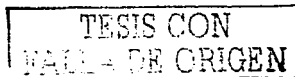
El nivel "C" proporciona información precisa y comprensible, de todos y cada uno de los puntos relevantes del diagrama del proceso industrial (entradas y salidas de energía ), así como las pérdidas de energía en cada uno de los equipos. Este nivel se caracteriza por la instrumentación extensiva, por la adquisición de datos y por los estudios de ingeniería involucrados. El costo de éste es mayor que el nivel "A" y "B".

#### **2.6.1.- Metodología general para el diagnóstico del servicio de vapor**

Esta metodología se lleva acabo por etapas: En la primera etapa se define el proyecto de diagnóstico de energía que será ejecutado, en este caso al servicio de vapor; en la segunda etapa se obtienen los datos necesarios para la realización del diagnóstico, ya sea por medición directa o por cálculo con base en ecuaciones de estado; en la tercera etapa, se efectúan los balances de materiales, de energía, se calculan las eficiencias energéticas, se tabulan los resultados para posteriormente realizar su análisis y detectar condiciones que permitan mejorar los rendimientos energéticos. La siguiente etapa es turnar los resultados del diagnóstico al departamento correspondiente para formular las políticas energéticas a seguir en función de los resultados obtenidos.

#### **2.6.2.- Metodología de diagnóstico energético para la identificación de medidas de ahorro de rápida recuperación**

Para apoyar a las empresas que se encuentran en situaciones poco adecuadas, se necesita decisiones rápidas y efectivas. Una de ellas es la de instaurar programas de uso racional de energía, con lo que se pueden lograr ahorros del orden de 10 a 40% o más en los consumos actuales de la planta sin necesidad de disminuir la producción, representando ganancias para la empresa, optimización del proceso, mejor funcionamiento de los equipos y control de los mismos.



Por tal motivo, las características de una metodología de diagnóstico energético son las siguientes:

- a) Proporciona información técnica-económica suficiente sobre el potencial de ahorro y posibles medidas de aprovechamiento.
- b) Requiere de un mínimo de recursos y materiales para que su costo sea bajo.
- c) Sirve de elemento detonador para iniciar los programas de uso racional de la energía en las instalaciones bajo estudio.

Para cumplir con estos objetivos se plantea una metodología de diagnóstico energético que consistirá en los siguientes pasos:

- Solicitud y recopilación de la información histórica.
- Análisis de la información.
- Evaluación del impacto de consumo de energéticos en los costos de producción.
- Recorrido por las instalaciones.
- Identificación de oportunidades de ahorro de energía.
- Planteamiento de la estrategia a seguir.
- Instrumentación y mediciones.
- Evaluación del potencial de ahorro.
- Consulta de factibilidad de realización.
- Desarrollo de las alternativas más atractivas.
- Evaluación económica.
- Elaboración del informe.
- Reunión de presentación de resultados ante la gerencia de la planta.

### **Solicitud, recopilación y análisis de la información histórica**

La información histórica del consumo de energía de la planta, es necesario que sea lo más detallada posible, es decir, expresada por línea de producción, tipo de energético, datos de por lo menos un año en intervalos de tiempo normales, capacidad instalada, datos de placa y censo de equipos térmicos.



### **Análisis de la información**

Para analizar la información se debe contar con los datos de registro de consumo de energía de la planta industrial de por lo menos un año, de los que se pueden obtener los comportamientos y tendencias mediante gráficas de consumos energéticos contra el tiempo; esto permitirá notar variaciones importantes de un intervalo de tiempo a otro, por equipo o línea de producción, con lo cual se tendrá una idea más precisa de la planta y su forma de operar.

De aquí se obtienen índices energéticos que describen las tendencias energéticas de la planta y la importancia del vapor según los consumos.

### **Evaluación del impacto del consumo de energéticos en los costos de producción**

Aquí se evalúan los consumos de vapor por unidad producida o por volumen de producción.

Se obtienen los costos mensuales o anuales, denominados consumo global de la planta y si además se considera la producción global y los consumos son preferidos a una unidad común de energía, se podrá conocer la energía consumida por cada producida.

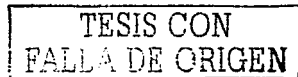
### **Recorrido por las instalaciones de la planta**

Antes de hacer el recorrido por la planta es necesario conocer un poco del proceso que se va analizar, esto ayuda a resolver problemas que se presentan en la misma y que las personas que ahí laboran no logran detectar, ni mucho menos resolver.

Se recomienda establecer una conversación con la persona que conozca más del proceso y las funciones de todas sus partes, así como las variaciones que en ella ocurren y que provocan alteraciones en sus consumos de energía.

### **Identificación de oportunidades de ahorro**

Al terminar el recorrido se deben listar las oportunidades de ahorro detectadas. Se establece una serie de puntos posibles de trabajo para establecer



una cartera de alternativas y valorar el potencial de ahorro en cada una de ellas. La cartera debe estar ordenada de tal forma que aparezcan en primer término los puntos más importantes que ofrezcan mejores e inmediatos resultados, debido a que el tiempo y el presupuesto son limitados.

Existen puntos que deben ser considerados como base para trabajar en ellos, los cuales se listan a continuación para desarrollar:

➤ **Generación y conducción de vapor y calor.**

- El tipo de combustible utilizado y eficiencia de combustión.
- El tipo de aislamiento térmico utilizado y las condiciones en que se encuentra.
- Presión y temperatura de operación de trabajo.
- Recuperación de condensados.
- Fugas de vapor.
- Empleo de vapor en el proceso.
- Tipo y cantidad de quemadores.
- Equipo de medición de flujos de gas y aire.
- Energía eléctrica utilizada en equipos auxiliares.

**Planteamiento de la estrategia a seguir**

Es necesario marcar una ruta de seguimiento para llevarlas a cabo y evaluar los resultados que tengan debido a las modificaciones que se proponga al proceso o al equipo. Esto es, plantear una estrategia a seguir de acuerdo con la importancia que presente cada una de las oportunidades de ahorro.

**Instrumentación y mediciones**

La agilidad del diagnóstico se enfrenta a la falta parcial o total de datos de aquellas variables de interés para el estudio energético del sistema, equipo o proceso, por la ausencia de instrumentación suficiente.

Por tal motivo, para los fines del método propuesto es necesario contar con equipamiento portátil, preferentemente no invasivo, para obtener la información requerida con suficiente facilidad, precisión y claridad; además de que se pueden efectuar mediciones en diferentes puntos del diagrama de flujo y en distintos procesos y equipos.

### **Evaluación del potencial de ahorro**

Para evaluar el potencial de ahorro de energía en los puntos detectados, es necesario efectuar balances de energía, de esta manera se contabilizan las pérdidas que se tengan durante la distribución de vapor en los equipos.

La importancia de los balances de energía radica en medir, realmente, la cantidad de energía utilizada en los equipos y procesos de la planta en un tiempo determinado. Con la ayuda de los resultados del balance de energía, se puede determinar el consumo de energía por unidad de tiempo, así como el costo real de la energía utilizada. Ya conocidas las condiciones de producción, se realiza otro balance de energía; ahora, con las mejoras propuestas al proceso o equipo, tratando de aprovechar la eficiencia máxima del punto de ahorro detectado.

### **Balances de energía en equipos industriales**

Para determinar el consumo de energía y medir el funcionamiento real de un equipo o línea de producción, se debe realizar un balance de energía.

En la parte térmica serían temperatura de paredes, análisis de gases de combustión, cantidad de combustible consumido, temperatura de gases de combustión a la salida de la chimenea, cantidad de unidades producidas, pérdidas por desechos de producción, purgas, condensados, fugas de calor, etcétera.

Otro punto importante dentro de los balances de energía en equipos industriales es ubicar el tipo de funcionamiento sobre el que se está trabajando, es decir, si es intermitente o continuo.

### **Consulta de factibilidad de realización de las propuestas**

La evaluación técnica de una propuesta puede ofrecer grandes ahorros de energía, sin embargo, pueden existir otras razones que impidan su ejecución. Las razones son, generalmente, eliminación de etapas dentro de un proceso, que a un auditor le pueden parecer innecesarias y, eliminarlas o sustituirlas por equipos modernos representa una oportunidad de ahorro.

### **Desarrollo de las alternativas más atractivas**

El objetivo de esta etapa es desarrollar energéticamente las alternativas que presenten mayor claridad y calidad para valorar el ahorro de energía de la empresa. El tiempo de realización es simultáneo a la evaluación del potencial de ahorro y debe ser realizado por el auditor.

La manera de elegir las opciones para el ahorro de energía es la clasificación de los proyectos:

- **Acciones inmediatas.** Este tipo de acciones no requiere inversión ni mano de obra del exterior, simplemente se trata de llevar a cabo una promoción del uso eficiente de energía dentro de la planta, mantenimiento de los equipos y mejor manejo de ellos apeándose a las instrucciones de operación y no al manejo tradicional de los mismos.
- **Acciones a corto plazo.** Aquí se trata de aumentar el rendimiento energético de los equipos, enfatizando el proyecto en la mejora del servicio de mantenimiento.
- **Acciones a mediano plazo.** En esta parte será necesario realizar estudios un poco más profundos ya que se trata de recuperar y aprovechar las energías residuales, investigar sobre medidores para detectar equipos o líneas de producción carentes de ellos o en mal estado, automatizar procesos, etcétera.
- **Acciones a largo plazo.** En esta etapa se necesita de mucha dedicación, pues se pretende rediseñar o cambiar los procesos e incluso las materias primas si fuese necesario, con la finalidad de obtener una mejor calidad de producto y un menor consumo de energía. Al final de esta etapa se logra la selección y el desarrollo de las alternativas más atractivas y se procede a la evaluación económica de cada una de ellas.

### **Evaluación económica**

Se procede con la evaluación económica, con la finalidad de tener una idea clara de las posibilidades de llevar a cabo los proyectos para el ahorro de energía, gracias a la rentabilidad de la inversión, y sea posible darle un lugar dentro de la lista de inversiones programadas por la empresa.

Esta acción debe ser desarrollada por expertos en evaluación económica, ya que es importante conocer la gama de posibilidades para recuperar las inversiones

de los proyectos de ahorro de energía en el menor tiempo posible y hacerlas aún más atractivas, lo cual es el objetivo principal de esta metodología.

Además del análisis económico, es conveniente realizar un análisis financiero de las oportunidades de ahorro de energía, es decir, plantear un calendario de pagos y retornos de la inversión para cada caso, de tal manera que el análisis financiero complemente al económico.

### **Elaboración del informe**

El informe final de la auditoría energética es la parte más importante, ya que es el resultado de todo el trabajo realizado dentro y fuera de la planta industrial. Por lo tanto, dentro de él debe hacerse valer el tiempo empleado para llegar a esta parte de la metodología.

### **Reunión de presentación de resultados ante la gerencia de la planta**

Una vez terminado el informe, el auditor debe concertar una cita en la sala de juntas con los directivos o dueños de la planta industrial para exponer con detalle, apoyado en material visual de ser posible, los resultados obtenidos con la auditoría energética, se entrega un informe a cada uno de los empresarios y se explica como se logró obtener los datos finales.

Después de la explicación es recomendable que el auditor sugiera que se formulen preguntas para aclarar todas las dudas que surjan del trabajo realizado y, de esta manera, dar por concluido el trabajo de la auditoría.

### **3.- EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR**

#### **3.1.-GENERADORES DE VAPOR**

**3.1.2.- CALDERAS DE TUBOS DE HUMO**

**3.1.3.- CALDERAS DE TUBOS DE AGUA**

**3.1.4.- CALDERAS ESTANDARIZADAS**

**3.1.5.- CAPACIDAD DE PRODUCCIÓN DE VAPOR EN LAS CALDERAS**

#### **3.2.- SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR**

**3.2.1.- FACTORES BÁSICOS EN LA SELECCIÓN DE UN GENERADOR DE VAPOR**

#### **3.3.- EQUIPO AUXILIAR EN LA GENERACIÓN DE VAPOR**

#### **3.4.- INSTRUMENTACIÓN DE LAS PLANTAS DE VAPOR**

#### **3.5.- HORNOS**

#### **3.6.- CAMBIADORES DE CALOR**

#### **3.7.- REHERVIDORES**

#### **3.8.-COMPRESORES**

#### **3.9.-TURBINAS DE VAPOR**

**3.9.1.- TURBINAS DE ACCIÓN**

**3.9.2.- TURBINAS DE REACCIÓN**

**3.9.3.- TIPOS DE TURBINAS**

**3.9.4.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR**

#### **3.10.- USO DE LAS TURBINAS**

- 3.11.- BOMBAS**
- 3.12.- ACUMULADORES**
- 3.13.- DESAEREADORES**
- 3.14.-CONDENSADORES DE VAPOR**
- 3.15.-CALENTADORES**
- 3.16.-SERPENTINES DE TUBO**
- 3.17.- EYECTORES**

### **3.- EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR**

Una buena elección de los equipos que producen y utilizan vapor con lleva a un ahorro de energía calorífica y por lo tanto de costos. Por tal motivo, es importante estudiar a todos aquellos equipos que están conectados a un sistema de distribución de vapor. Ya que en muchos de los casos, tanto las caídas de presión como la pérdida de calor se debe al diseño de los mismos.

#### **3.1.-GENERADORES DE VAPOR**

La mayor parte de la demanda en el terreno industrial, es por calderas para quemar petróleo pesado y/o gas natural teniendo evaporaciones de entre 10,000 lb/hr a 400,000 lb/hr. Ocasionalmente se ofrecen calderas industriales hasta 1,200,000 lb/hr. Los rangos de presión y temperatura son en general desde 150 psig saturado hasta 900 psig 900 °F.

La necesidad de diseñar calderas paquete que cubran el más amplio rango de evaporación dentro de las limitaciones de transporte es inminente debido a la ventaja económica que ofrecen.

Un generador de vapor se compone de dos partes principales: el hogar, que proporciona el calor, y la caldera, en la cual el calor se transmite al agua en circulación para formar vapor. En el hogar, el combustible se quema a bajo o junto a la caldera y, por radiación y convección, el calor de combustión pasa a los colectores de vapor y a los tubos. El diseño del horno depende del combustible que se vaya a usar, sus paredes generalmente están enfriadas con agua, para reducir al mínimo la indeseable formación de escoria y disminuir la radiación. Los combustibles líquidos que los hornos deben ser atomizados para que las pequeñas gotas formadas se quemen lo más completamente posible.



Las calderas constan de superficies a través de las cuales se transmite el calor y están diseñadas para la circulación y separación del agua y vapor. Generalmente se clasifican en calderas de tubos de humo y calderas de tubo de agua.

### 3.1.2.- Calderas de tubos de humo

En este tipo de calderas, la circulación del agua, la formación del vapor y la separación tiene lugar en un gran tambor horizontal de 3 a 7 pies (92 a 214 cm) de diámetro, situado arriba del piso del horno a modo de recibir tanto el calor radiante como el de convección. Los gases calientes pasan sobre el tambor y después a través de diversos tubos de 2 a 4 plg (51 a 102 mm) de diámetro que se extienden a lo largo del tambor. El agua de alimentación se mantiene por arriba de la hilera superior de tubos.

Estas calderas tienen un bajo costo inicial y debido a la gran capacidad del tambor operan muy abajo de las cargas fluctuantes que son comunes en las plantas de proceso. No obstante, están limitadas a bajas capacidades de producción de vapor [ 1000 a 15000 lb/hr (454 a 6800 kg/hr) ] y a bajas presiones manométricas [ 15 a 250 lb/plg<sup>2</sup> (1.05 a 17.7 kg/cm<sup>2</sup>) ].

### 3.1.3.- Calderas de tubos de agua

En estas calderas el agua y el vapor fluyen por el interior de los tubos y los gases calientes se dirigen, mediante deflectores, a través del exterior de los tubos.

El diseño de tubos rectos tiene un tambor paralelo o transversal a unos tubos inclinados (a 10° ). El agua de alimentación entra al fondo del tambor, desciende hacia el cabezal de la parte trasera y sube por los tubos inclinados [ de 3 ½ a 4 plg (88.9 a 101.6 mm) ] en donde ocurre una vaporización parcial. El vapor y el agua suben luego por el cabezal frontal y regresan al tambor de vapor. Estas calderas son de diseño sencillo, requieren un mínimo de espacio y son más fáciles de operar.

Debido al diseño tipo caja de los cabezales, las calderas de tubos rectos están limitadas a presiones manométricas de 300 a 500 lb/plg<sup>2</sup> ( 21 a 35 kg/cm<sup>2</sup> ). Sus tubos se expanden en los cabezales y para cada tubo debe haber un registro de mano. En este tipo de calderas, los tambores funcionan como cabezales y a la vez como separadores de vapor y agua. El número y arreglo de los tambores varía con los requerimientos de espacio y con las condiciones de operación.

El sistema de circulación se vuelve complejo con menos tambores, por lo cual se han desarrollado muchos arreglos de tubería.

### 3.1.4.- Calderas estandarizadas

Son comunes los tamaños de las calderas estandarizadas con capacidades inferiores a 100 000 lb (45 360 Kg) de vapor por hora. Se obtienen como unidades-paquete, las cuales son unidades completamente ensambladas listas para instalarse. Estas unidades se controlan de manera automática, y están diseñadas para operar eficientemente tanto a baja como a alta capacidad. Su costo es bajo y son especialmente apropiadas para las demandas variables de muchas operaciones intermitentes.

### 3.1.5.- Capacidad de producción de vapor en las calderas

La capacidad de una caldera de vapor se expresa en forma de calor total transmitido por las superficies de caldeo en kcal por hora. El proceso de transmisión de calor que tiene ocasión en un generador de vapor es un proceso de flujo constante, en el cual el calor transmitido es igual a la variación de entalpía del fluido. Por consiguiente, la producción de la caldera medida por el calor absorbido por el agua y vapor será, en kilocalorías:

$$Q = m_s (h - h_f) \quad (1)$$

en donde :

Q = producción de la caldera, en kcal por hora.

$m_s$  = peso del vapor producido por la caldera (o bien recalentado), en kg por hora.

h = entalpía de 1 kg de vapor y título o temperatura observados, en kcal por kg.

$h_f$  = entalpía del líquido de 1 kg de agua de alimentación en las condiciones en que dicha agua llega a la caldera (o economizador), en kcal por kg.

Cuando el peso de vapor  $m_s$  es la cantidad máxima que la caldera puede producir por hora a la temperatura de trabajo especificada, el resultado es la *capacidad máxima*. Pero si  $m_s$  representa el peso de vapor que la caldera puede producir con más eficiencia, la producción correspondiente se denomina *capacidad normal*.

La potencia en HP de caldera, se basa en una máquina de vapor que emplea 30 libras (13.62 kg) de vapor por HP hora a una presión relativa de 4.9 kg/cm<sup>2</sup> y con el agua de alimentación de la caldera a 38.5°C. esto corresponde a la vaporización de 15.66 kg de agua por hora a 100°C, a la presión atmosférica normal (1.033 kg/cm<sup>2</sup>). En estas condiciones cada kilogramo de vapor producido requiere la entalpia de vaporización a la presión atmosférica normal, la cual vale 543,4 kcal. Por consiguiente la capacidad de una caldera se expresa como:

$$\text{HP de caldera} = \frac{m_s(h - h_f)}{543,4 * 15,66}$$

en donde  $m_s$ ,  $h$  y  $h_f$  tienen el mismo significado que la fórmula (1).

El factor de vaporización es la relación entre el calor absorbido por 1 kg de agua de alimentación en las condiciones reinantes en la caldera y el absorbido por 1kg de agua a 100° al vaporizarla a 100°C. De donde resulta,

$$\text{Factor de vaporización} = \frac{h - h_f}{543,4}$$

La vaporización equivalente se define como los kilogramos de agua por hora a 100°C, que se vaporizarían a 100°C si se hubiese absorbido la misma cantidad de energía que en las condiciones observadas en las calderas. Por lo tanto,

$$\text{Vaporización equivalente} = \frac{m_s(h - h_f)}{543,4}$$

### 3.2.- SELECCIÓN DEL GENERADOR DE VAPOR

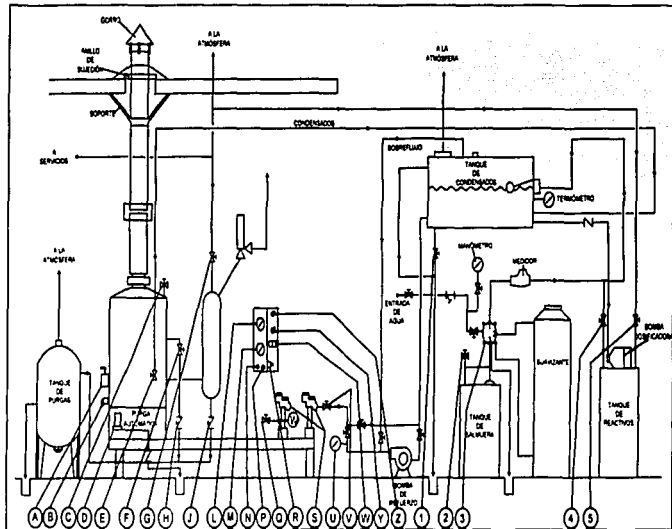
Se producen muchos diseños diferentes y cada uno es aplicable a una situación particular. En la tabla 3.1 se presenta el rango de condiciones de operación para algunos tipos populares de generadores de vapor. Estos datos pueden servir como orientación, pero antes de poder hacer una selección inteligente se necesita consultar a los fabricantes y estudiar muchas ofertas. En la figura 3.1, se muestra un generador de vapor que suministra vapor de 99% de calidad (conteniendo menos del 1% de humedad) a su capacidad nominal en caballos caldera. Es un equipo estándar que incluye dispositivos de seguridad para protección contra escasez o falta total de

### TABLA 3.1 RANGOS DE OPERACIÓN DE GENERADORES DE VAPOR

TIPO DE GENERADOR DE VAPOR	RANGO DE CAPACIDAD CONTINUA LB DE VAPOR POR HORA				Rango de presión de diseño (lb/plg <sup>2</sup> )	Temperatura de vapor (°F)
	1000 a 15000	15000 a 35000	35000 a 150000	150000 a 1000000		
Generador de tubos de humo	√	----	----	----	Hasta 250	Hasta 150 de sobrecalentamiento
Generador de 3 tambores de cabezal bajo	√	√	----	----	Hasta 400	Hasta 150 de sobrecalentamiento
Generador vertical de 2 tambores, tipo unitario.	√	√	√	√	Hasta 1000	Hasta 900
Generador vertical de 3 o 4 tambores	----	√	√	√	Hasta 1500	Hasta 925
Generador de cabezal seccional	----	√	√	----	Hasta 2000	Hasta 900
Generador especial, tipo servicio termoelectrico	----	----	----	√	Hasta 2500	Hasta 1050
Generador de circulación forzada controlada	√	√	√	√	Hasta aproximadamente 3000	Hasta 1050

50-A

TESIS CON  
CARTA DE ORIGEN



- A VÁLVULA DE GAS  
 B VÁLVULA PILOTO GAS  
 C SOPLADOR DE HOLLIN  
 D PURGA AUTOMÁTICA  
 E VÁLVULA TRAMPA VAPOR  
 F VÁLVULA ALIMENTACIÓN UNICIDAD  
 G VÁLVULA DESCARGA VAPOR  
 H VÁLVULA DE PURGA  
 J VÁLVULA DRENE SEPARADOR  
 L MANÓMETRO PRESIÓN DE VAPOR  
 M MANÓMETRO PRESIÓN ALIMENTACIÓN  
 N MANÓMETRO PRESIÓN COMBUSTIBLE  
 P MANÓMETRO TRAMPA VAPOR  
 Q VÁLVULA DEL QUEMADOR  
 S BOMBA DE AGUA  
 U MANÓMETRO BOMBA REFUERZO  
 V VÁLVULA ALIMENTACIÓN AGUA  
 W ESTACIÓN BOTONES  
 Y INTERRUPTOR FUEGO BAJO-ALTO  
 Z INTERRUPTOR OPERACIÓN-LLENADO.  
 1 DRENE TANQUE CONDENSADOS  
 2 VÁLVULA SALMUERA  
 3 VÁLVULA MÚLTIPLE  
 4 AGUA SUAVE.  
 5 VAPOR PARA MEZCLAR



UNAM FES-ZARAGOZA

MEXICO  
INGENIERIA QUIMICA

ELEMENTOS DEL GENERADOR DE VAPOR

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA No. 3.1

agua, falla del quemador, presión excesiva, y sobrecarga eléctrica. Contiene controles automáticos que regulan el flujo del agua de alimentación y suspenden o inician el encendido en el quemador de acuerdo con la demanda de vapor.

Las presiones y temperaturas de operación de los generadores de vapor varían considerablemente. La eficiencia por lo general se incrementa al aumentar la presión y la temperatura, así como los costos del equipo también suben de manera correspondiente. Para una planta de proceso son satisfactorias presiones manométricas de generación del orden de 400 lb/plg<sup>2</sup> (28 kg/cm<sup>2</sup>) y temperaturas de sobrecalentamiento en el rango de 150 °F. Si los requerimientos de vapor para la generación de fuerza son grandes, por lo general es más económica una mayor presión de generación. Luego, del escape de las turbinas que accionan los generadores de fuerza, se obtiene un vapor de proceso a presión más baja.

La selección del generador de vapor y de la presión de generación depende de un estudio de los requerimientos de la planta y de los costos de operación. Aunque la eficiencia en la generación de vapor es de primordial importancia en la operación de una planta de servicio público, el costo inicial o la flexibilidad pueden ser las consideraciones más importantes para una planta de proceso.

### **3.2.1.- Factores básicos en la selección de un generador de vapor**

1. Requerimientos finales del vapor.
  - a. Presión y temperatura
  - b. Aplicación del vapor o calor producido.
2. Condiciones del agua de alimentación caldera.
  - a. Fuente de abastecimiento y análisis.
  - b. Temperatura suministrada a la entrada de la caldera.
3. Disponibilidad del combustible en el lugar de instalación.
4. Espacio disponible para su instalación y su relación con el equipo existente.
5. Elevación sobre el nivel del mar, del sitio de instalación.
6. Restricciones, leyes y normas del lugar de instalación.
7. Limitaciones en el consumo de potencia por auxiliares del generador.
8. Clima y personal disponible en el sitio de instalación.

### 3.3.-EQUIPO AUXILIAR EN LA GENERACIÓN DE VAPOR

Las modernas plantas generadoras de vapor requiere una gran cantidad de equipo auxiliar, tales como:

#### **Servicio de tratamiento de agua de alimentación**

El equipo requerido para el tratamiento del agua de alimentación incluye facilidades de almacenamiento y manejo de productos químicos, filtros, bombas de agua, tanques para sedimentación y almacenamiento, equipo de mezclado, bombas proporcionadoras y equipo para eliminación de lodos.

#### **Calentamiento del agua de alimentación (economizadores y calentadores del agua de alimentación)**

Las plantas generadoras de vapor descargan cierto calor con niveles bajos de disponibilidad, tal como el calor del vapor de escape y de los gases de chimenea. Para tener una máxima economía de combustible estas fuentes de calor deben ser aprovechadas. Una aplicación de este suministro de calor es el calentador del agua de alimentación. Además de conservar el calor, el calentamiento de esta agua reduce el choque térmico en las paredes de la caldera y en algunos casos aumenta la capacidad de la misma.

En calentadores desaeradores el agua se rocía, a través de deflectores o charolas, en contracorriente con vapor de escape. El agua se calienta y algo de vapor se condensa. Todo el vapor sin condensarse y los gases no condensables pasan a un condensador de venteo, el cual condensa el vapor y ventea los gases.

Los economizadores mejoran la eficiencia de la caldera al extraer calor de los gases de combustión descargados y transferirlo al agua de alimentación, que entra al generador de vapor a una temperatura considerablemente más baja que la temperatura de saturación del vapor.

#### **Tambor de compensación del agua de alimentación**

El agua de alimentación, calentada y, el condensado que se retorna se acumulan generalmente en un recipiente que constituye una cámara de

compensación para el agua de alimentación. El calentador desaerador del agua de alimentación puede formar parte del recipiente.

### **Bombas del agua de alimentación de calderas**

El agua de alimentación, tratada y desaerada, se toma de un calentador de agua de alimentación o cámara de compensación y se bombea al generador de vapor. Las bombas del agua de alimentación pueden ser accionadas por motor eléctrico o turbina de vapor. Por lo general, las transmisiones de turbina se controlan con mayor facilidad.

En instalaciones más grandes para tener flexibilidad, se pueden usar varias bombas en serie o en paralelo. Con independencia del arreglo del equipo, para evitar la vaporización se debe disponer de suficiente cabezal neto positivo de succión.

### **Suministro de combustible**

Deben tenerse facilidades de almacenamiento para todos los tipos de combustible, con excepción del gas natural. El gas manufacturado, no obstante, a veces requiere, para compensaciones de cargas, un sistema de retención de gas o de almacenamiento a presión.

### **Equipo de tiro forzado e inducido**

La función del sistema es proporcionar aire suficiente para la completa combustión del combustible. Los generadores de vapor pueden operar con tiro natural, tiro inducido, tiro forzado o combinaciones de los tres.

Todos los grandes generadores de vapor usan equipo de tiro forzado e inducido. El sistema de tiro forzado inyecta aire primario con el combustible y aire secundario al horno en las aberturas del quemador o cerca de ellas. El sistema de tiro inducido propicia una presión reducida en el horno al eliminar los gases calientes de combustión mediante un ventilador, induciendo de esta manera el aire primario y el aire secundario.



### **Pre calentadores de aire**

El aire que entra es forzado a través de pre calentadores de aire para intercambio de calor con los gases calientes de combustión. La superficie de transmisión de calor puede estar constituida por placas delgadas o por tubos. Si no se usan pre calentadores, parte del aire que entra suele conducirse por canales del refractario del horno, a veces por el piso, con lo cual dicho aire se calienta.

### **Sopladores de hollín**

Los sopladores de hollín se localizan a manera de poder limpiar la superficie de calentamiento sobre la que el hollín se acumula, ya que todos los combustibles depositan, sobre la superficie del horno, polvo no combustible. Estos depósitos son muy pesados en el caso de combustibles sólidos y son despreciables para la mayoría de los gases naturales. Dichos depósitos aíslan las superficies transmisoras de calor y reducen la eficiencia, por la cual deben ser removidos.

### **Sobrecalentadores**

Elevan la temperatura del vapor generado por la caldera hasta algún punto por encima del de saturación.

Estos equipos son instalados en la mayoría de las calderas modernas, ya que muchos equipos que trabajan con vapor requieren vapor seco sobrecalentado para operar eficientemente. Los sobrecalentadores pueden ser cambiadores de calor expuestos a los gases calientes de chimeneas ( tipo convección) o a la energía radiante de la flama ( tipo radiante ).

### **Desobrecalentadores**

Existen equipos que requieren hervir ciertos productos a bajas temperaturas y requieren vapor saturado. Si se genera vapor sobrecalentado en una planta, por medio de un desobrecalentador, se puede obtener vapor saturado en donde se necesite.

Estos pueden ser cambiadores de calor del tipo de espreas o del tipo de carcasa y tubos. En el tipo de espreas, en el vapor circulante se rocía agua pura. En

el diseño de carcasa y tubos se usa agua normal de enfriamiento, ya que no hay contacto directo entre el agua y el vapor.

### **3.4.- INSTRUMENTACIÓN DE LAS PLANTAS DE VAPOR**

La instrumentación de las plantas generadoras de vapor es relativamente sencilla. Las condiciones controladas son:

- a) Presión de vapor.
- b) Relación aire-combustible.
- c) Agua de alimentación.

Un aumento en la demanda de vapor ocasiona una caída en la presión del sistema de distribución. Los instrumentos de presión detectan esta caída y aumentan el flujo de combustible. El control del flujo de aire es correspondientemente incrementado por un controlador adecuado, el cual aumenta la velocidad de los ventiladores de aire u otros controles que operen los reguladores de tiro. Conforme la presión de la caldera cae, la generación de vapor aumenta, bajando el nivel de agua de caldera, lo cual hace que el control de nivel del agua de alimentación admita más agua. La misma acción tiene lugar en sentido inverso cuando la presión de vapor aumenta.

Una caída en la presión de vapor aumentará el flujo de agua de alimentación debido a la reducción en la presión. Si sólo el nivel de agua es el que controla, la admisión de agua de alimentación aumentará igualmente por una caída en el nivel del agua de alimentación. Por esta razón, para las bombas del agua de alimentación se usan controles de presión diferencial que utilizan presión del generador de vapor y presión de la descarga de la bomba. Un aumento o caída en la presión de vapor produce un cambio controlado en la presión de descarga de la bomba del agua de alimentación, con el cual se mantiene la misma presión diferencial a través de la válvula de control del nivel de esta agua.

El tamaño del generador de vapor y el tipo de combustible tienen influencia en la selección de los sistemas de control. Los combustibles sólidos requieren sistemas de control mucho más complicados, debido al equipo mecánico de encendido. Los sistemas de combustibles líquidos y gaseosos pueden ser controlados cambiando la presión del sistema.

Además, se necesitan muchos instrumentos registradores e indicadores. Los manómetros para el tiro, indicadores o registradores de temperatura e instrumentos de flujo y presión se usan extensamente.

### 3.5.- HORNOS

Los hornos son los dispositivos empleados para efectuar el proceso de combustión. Estos emplean vapor como medio de atomización poseen la habilidad de quemar cualquier aceite combustible, en un rango de viscosidades muy amplio (normalmente entre 47 y 65 Segundos Saybolt Universal y en algunos casos hasta de 165 Segundos Saybolt Universal), y temperaturas que fluctúan entre los 188 y 330 °F. El consumo de vapor para la pulverización en estos dispositivos varía entre el 1% y el 5% del vapor total producido en la caldera con un promedio aproximado del 2%, lo que significa una gran pérdida ya que no puede recuperarse en forma de condensado, lo cual implica un aumento sustancial en los consumos de agua tratada a la caldera y un mayor contenido de agua en los gases de combustión lo que reduce drásticamente la temperatura del punto de rocío. Sin embargo, la ventaja de usar vapor como agente atomizante radica en la posibilidad de una pulverización muy fina, que permita reducir el coeficiente de aire de exceso a valores razonables entre el 1.02 y 1.05 ( y en calderas que queman combustibles con alto contenido de Azufre, reduciendo la posibilidad de corrosión).

Después quemar los combustibles especificados, sin pérdidas sensibles por combustión incompleta y sin la necesidad de mantenimiento a las paredes, excepto después de largos períodos de operación. Antes de entrar a la zona de convección, los gases generados durante la combustión, deberán ser enfriados a un nivel de temperatura, al cual la escoria y los problemas de corrosión por alta temperatura no afecten seriamente la disponibilidad del equipo.

El alto mantenimiento requerido en los hornos de refractario ha resultado en la aceptación general de paredes negras, de tubos enfriados por mezcla agua-vapor y en algunas ocasiones por vapor sobrecalentado. El diseño de las paredes, deberá permitir la libre expansión, pero al mismo tiempo mantener la forma correcta del horno sin distorsionarse y ser lo suficientemente rígidas para absorber disturbios de combustión menores sin daños.

El flujo de agua y de mezcla agua-vapor a través de los tubos que forman las paredes, deberá ser adecuado en todo tiempo para así mantener la temperatura del metal de los tubos dentro de los límites de diseño, y entre los factores que el diseño debe tomar en cuenta, se encuentran, la capacidad de evaporación, las condiciones

de operación a cargas parciales y las variaciones de trayectorias de flujo calorífico debidas a variación de las características del combustible y número de quemadores en servicio.

### **3.6.- CAMBIADORES DE CALOR**

Existen diversos tipos de cambiadores de calor, algunos son especiales para una aplicación en particular. Sin embargo, es preferible utilizar los diseños estándares. Estos son usados para transferir calor de un fluido de proceso a otro, utilizando como medio de calentamiento el vapor.

#### **Tipos de intercambiadores de calor**

##### **De tubo concéntrico**

Este tipo de cambiador consta únicamente de un par de tubos concéntricos, uno de ellos de menor tamaño que el otro.

El medio de calentamiento es el vapor a alta temperatura y es usualmente abastecido por el interior del tubo; el líquido que va ser calentado fluye por el exterior de los tubos.

##### **Intercambiadores de doble tubo**

Consiste de dos juegos de tubos concéntricos, dos tes conectoras, un cabezal de retorno y un codo en U. La tubería interior se soporta en la exterior, mediante estoperos y el fluido entra al tubo interior a través de una conexión roscada localizada en la parte externa del intercambiador. Cuando se arregla en dos pasos la unidad se llama horquilla.

##### **Intercambiadores de tubo y coraza**

Son ampliamente usados para el calentamiento de líquidos

Quando se requiere un gran número de horquillas de doble tubo y por tanto de grandes superficies de transferencia de calor, los mejores resultados se obtienen por medio de este tipo de intercambiador.

Los cambiadores de calor de tubos y coraza, son los más ampliamente usados, debido a que los diseños de cambiadores de doble tubo demandan un excesivo espacio. El diseño de tubos y coraza proporciona una gran área superficial por volumen unitario de espacio ocupado.

El diseño uno a uno tiene el intercambio más eficiente por medio de un arreglo a contracorriente en el cual uno de los fluidos circula en dirección opuesta del otro.

### **3.7.- REHERVIDORES**

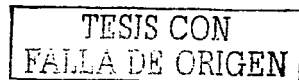
Los rehervidores son la fuente primordial de suministro de calor para la mayoría de las columnas de destilación. Es un cambiador de calor diseñado para suministrar calor y permitir un fácil control de las condiciones en la torre de destilación. Se construyen varios tipos, los cuales emplean el vapor de agua a baja, media o alta presión, como fluido calefactor.

#### **Rehervidores de tipo marmita**

Se construyen de manera similar a los evaporadores pequeños. Todo el calor suministrado por el rehervidor de marmita es regresado a la torre por los vapores de la parte superior del rehervidor. Este tipo de rehervidor funciona como un paso de separación similar a un plato teórico.

#### **Rehervidores de termosifón**

Son los que más comúnmente se usan en la industria de proceso. Su diseño, es similar a un cambiador estándar de calor, tipo de carcasa y tubos, excepto que la entrada y las salidas por lo general se localizan en la parte media de la carcasa, de manera que el flujo puede ser dividido por igual entre las dos mitades del cambiador. Este arreglo de flujo asegura caídas de presión bajas en el lado de la carcasa.



Los rehervidores pueden ser de simple o múltiple efecto, según sea el número de escalonamientos de vaporización a través de los cuales pasa el agua. Un rehervidor de simple efecto es aquel en el cual se completa la vaporización en un único serpentín o escalonamiento. El segundo vaporizador trabaja a una temperatura más baja, y, desde él, el vapor pasa al calentador del agua de alimentación, o al condensador-vaporizador.

### **3.8.-COMPRESORES**

La mayoría de los primeros compresores que se instalaron fueron unidades accionadas con vapor. El uso de estas unidades se ha reducido a instalaciones pequeñas (10-300 hp) de baja presión, a unidades de un solo paso o a unidades tándem de dos pasos, los que producen presiones máximas de aproximadamente 150 lb/plg<sup>2</sup> y 500 lb/plg<sup>2</sup>, respectivamente. Estos compresores trabajan de 250 a 500 rpm y se emplean más como compresores de aire. El empleo de vapor por un extremo del cilindro es similar a las bombas de pistón accionadas con vapor.

Los compresores más grandes (200 hasta 1 500 hp ) accionados con vapor, generalmente son horizontales, tipo duplex, en diseños de un solo paso o de pasos. Estos se fabrican para presiones altas, hasta 5 000 lb/plg<sup>2</sup>. La selección de estas unidades depende principalmente de la disponibilidad de vapor que se tenga en la planta. Una desventaja de los compresores grandes accionados con vapor es la superficie de paso relativamente grande que ocupan dichas unidades.

En los compresores tipo pistón, pueden emplearse, para su impulsión, turbinas de vapor en lugar de motores eléctricos. Las turbinas de vapor se usan cuando los costos de la energía eléctrica son muy altos y los de vapor son muy bajos.

### **3.9.-TURBINAS DE VAPOR**

Las turbinas son máquinas de flujo permanente, en las cuales el vapor entra por las toberas y se expande hasta una presión más pequeña. Al hacerlo el chorro de vapor adquiere una gran velocidad. Parte de la energía cinética de este chorro es cedida a los álabes de la turbina (Figura 3.2a) .

Las turbinas pueden clasificarse de una manera general en dos subdivisiones, basadas en el modo de efectuar la transformación de la energía calorífica a energía mecánica. La turbina de impulso produce el movimiento del rotor por la fuerza creada por el choque del chorro de vapor contra los álabes. La turbina de reacción produce el movimiento debido a la reacción de chorros de vapor fijos al disco giratorio.

Al suministrar vapor de presión alta a la entrada de la turbina, el vapor de la salida puede usarse para fines de calentamiento. Además, el vapor en la salida de turbinas y máquinas de pistón está libre de aceite y de otros contaminantes.

### 3.9.1.- Turbinas de acción

Son turbinas que utilizan el impulso del chorro para mover los álabes. En ellas las toberas son fijas y van montadas sobre el bastidor (Figura 3.2b). La caída de presión ha tenido lugar en la tobera, y una parte de la energía cinética resultante del vapor en movimiento es adsorbida por los álabes del rotor. El vapor se expande desde la presión inicial a la de escape en el interior de las toberas, y la energía cinética del chorro es absorbida por una sola hilera de álabes montados en la periferia del rotor. Dichos álabes desvían el chorro de vapor y absorben la mayor parte de la energía cinética, de forma que el vapor sale del rodete con una velocidad muy reducida.

### 3.9.2.- Turbinas de reacción

En las turbinas de reacción teóricas la expansión del vapor tiene lugar en los álabes. El vapor entra por la izquierda y atraviesa un grupo de paletas fijas (estator), en las cuales tiene lugar cierta caída de presión. Al pasar por el grupo siguiente de paletas, las cuales son móviles, se produce una nueva caída de presión. La velocidad adquirida en las paletas fijas y la producida en las paletas del rotor, es absorbida por éstas. El chorro, con velocidad residual baja, es dirigido al segundo grupo de paletas fijas, con otra caída de presión, la cual raras veces excede de 0.21 kg/cm<sup>2</sup>, y, a continuación, entra en el segundo rotor prácticamente a la misma velocidad que la de las paletas móviles dando lugar a una considerable expansión.

FIGURA 3.2a

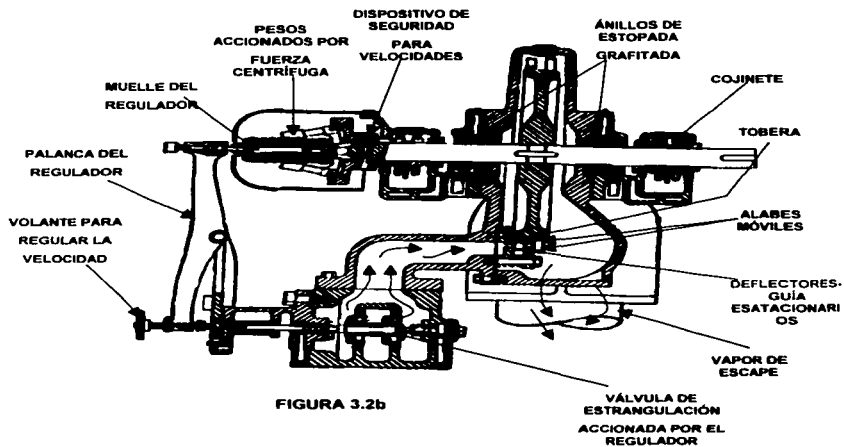
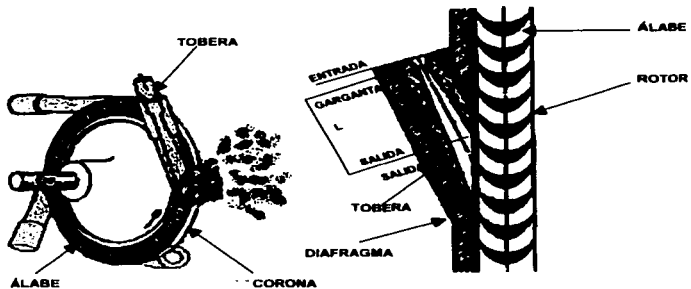


FIGURA 3.2b



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**TURBINA DE VAPOR**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 3.2**



### **3.9.3.- Tipos de turbinas**

#### **Turbinas tandem-compound**

Son construidas para trabajar a una presión relativa de 87.5 kg/cm<sup>2</sup> y a una temperatura de 510 °C, con una presión absoluta de escape de 38 mm de mercurio. Esta turbina soporta una sobrecarga normal de 10% cuando su presión absoluta de escape es de 64 mm de mercurio como máximo, y con una extracción para calentar normalmente el agua de alimentación; en estas circunstancias el consumo de vapor por hora es de 254 694 kg.

#### **Turbinas con contrapresión**

Las turbinas con contrapresión son aquellas que no tienen condensador y con el escape en comunicación con algún aparato utilizador de vapor trabajando a una presión más baja. Su elección es económica cuando puede usarse todo el vapor de escape para un proceso o para un calentamiento.

Si el vapor de alta presión está disponible para la turbina y puede usarse el escape de baja presión para proporcionarse a otros motores primarios o procesos, puede explicarse una turbina de contrapresión para incrementar la salida de potencia para el mismo consumo de combustible.

#### **Turbinas de extracción**

Estas turbinas permiten sacar vapor (sangrado) en diferentes puntos. En muchas industrias se necesita disponer de vapor a baja presión para los procesos de fabricación, tales como, secado, destilación, etc. Para estas aplicaciones a baja temperatura está indicado el expansionar el vapor parcialmente en una turbina, generando la máxima energía posible antes de enviarlo a los procesos de fabricación. El vapor condensado puede ser recuperado en forma de agua de alimentación de la caldera.

### **3.9.4.- REGULACIÓN DE LAS TURBINAS DE VAPOR**

Las turbinas de vapor se regulan bien sea por estrangulación o por controles de tobera. El caudal de vapor que entra en la turbina es restringido por medio de una válvula equilibrada, gobernada por los pesos de un regulador de fuerza centrífuga.

El regulador del tipo de tobera tiene la ventaja de que permite utilizar el vapor a una presión prácticamente igual a la de la caldera, toda vez que la estrangulación solamente tiene lugar en la válvula que queda parcialmente abierta. Por el contrario, con el regulador del tipo de estrangulación, todo el vapor pierde presión antes de alcanzar la turbina cuando ésta trabaja con carga parcial.

### 3.10.- USO DE LAS TURBINAS

Las turbinas de simple expansión sin condensación constituyen el grupo más grande de turbinas usadas en procesos. Generalmente se diseñan para vapor aproximadamente  $600 \text{ lb/plg}^2$  de presión manométrica y presión de escape de 0 a  $100 \text{ lb/plg}^2$  mans. Las llamadas turbinas "superpuestas" son turbinas especiales sin condensación; se les usa con vapor de presión hasta  $2000 \text{ lb/plg}^2$ . Estas turbinas se han usado con ventajas, particularmente en plantas de fuerza en donde se produce vapor de alta presión. Al vapor de baja presión puede usarse en unidades de condensadores estándar de pasos múltiples. Los condensadores de las turbinas están diseñados para presión de vapor hasta 900 y en algunos casos hasta de  $2000 \text{ lb/plg}^2$  con condiciones en el escape, de vacío de 28 plg de mercurio. A estas unidades con frecuencia se les usa en plantas industriales grandes para generación de energía, y para dar movimiento a compresores y bombas muy grandes.

Se puede controlar la velocidad de una turbina por estrangulamiento del vapor que le llega, o bien por control del flujo de vapor que llega a las toberas de las turbinas de expansión múltiple.

### 3.11.-BOMBAS

Las bombas accionadas directamente por vapor pueden ser de dos tipos: duplex y simples.

Las bombas duplex tienen dos cilindros de vapor y dos de agua, con los cilindros de vapor colocados uno al lado del otro

En las bombas accionadas directamente por vapor el consumo de este fluido es grande, porque en ellas el vapor no se expansiona, ya que el cierre de la admisión ocurre al final de la carrera.

Las bombas simples tienen un solo cilindro de vapor y otro de agua, con sus émbolos montados sobre un mismo vástago.

Tanto las bombas duplex como las simples tienen solamente una tubería de entrada de vapor y una de escape; una tubería de alimentación, y otra de descarga. Debido a que el área del émbolo del cilindro de vapor es siempre más grande que la del émbolo del cilindro del líquido, las bombas accionadas directamente por vapor pueden descargar los fluidos a presiones más grandes que las del vapor que las acciona.

#### **Las bombas de émbolo buzo o bombas pistón**

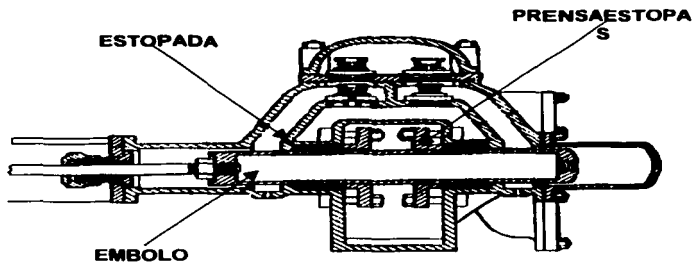
Funcionan a una velocidad uniforme con la ayuda de la inercia de un volante, se denominan bombas rotatorias o bombas de volante. Cuando el movimiento alternativo del pistón o émbolo buzo se deriva de la rotación de un cigüeñal accionado mecánicamente, la bomba se denomina bomba motriz, la cual puede trabajar a velocidad constante por medio de engranajes, correas, o cadenas; en este caso la fuente de energía puede ser el vapor (Figura 3.3).

#### **Bombas de vacío del tipo de eyector de aire de chorro de vapor**

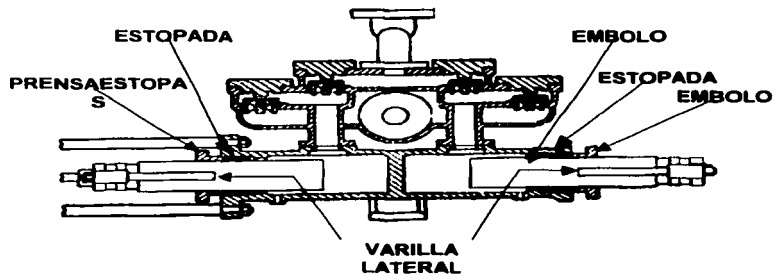
Se utilizan para condensadores de vapor cuando se requiere un vacío elevado, y cuando hay que manipular grandes volúmenes de gases; debido a su compacidad, ausencia de órganos móviles funcionamiento simple y gran rendimiento. Uno o más chorros de vapor a elevada velocidad (alrededor de 914 m/seg) arrastran los gases no condensables saturados, pasando la mezcla por un tubo de expansión en donde la velocidad se reduce con el consiguiente aumento de presión. Su capacidad varía con la presión del vapor y con el tamaño y número de toberas de este fluido.

#### **Las bombas centrifugas**

Son accionadas por turbinas de vapor o por motores eléctricos combinan el máximo rendimiento en la transmisión de energía con la simplicidad, compacidad,



**EMBOLO CON ESTOPADA EXTERNA CENTRAL**



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**BOMBAS DE ÉMBOLO**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 3.3

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

63-A

movimiento de rotación equilibrado, ausencia de válvulas y émbolos, descarga uniforme, servicio seguro y poco peso. Cuando hay que bombear pequeños volúmenes de agua a grandes presiones, la bomba centrífuga puede acoplarse directamente y funcionar a la misma velocidad que la turbina.

### 3.12.- ACUMULADORES

El acumulador es un cilindro de almacenamiento térmico, que se llena de agua a las tres cuartas partes de su volumen, cuyo contenido es calentado mediante la inyección de vapor o de agua de alta temperatura (AAT). Originalmente el acumulador se diseñó para mejorar la eficiencia de las plantas de energía eléctrica, utilizando el vapor del escape de las turbinas de vapor para generar agua de alta temperatura y distribuirla en sistemas locales de calefacción. En la actualidad también se usa para calentar agua a altas temperaturas que se convierte en agua de menor temperatura a cierta distancia de la planta (hasta cerca de 5 Km). También se emplea como un equipo auxiliar de gran utilidad para amortiguar fluctuaciones de las cargas en calderas de fuego directo. El calor es almacenado durante los periodos de poca demanda, de manera que al presentarse los periodos de mayor demanda, se puede disponer de vapor de baja presión o agua caliente adicionales para cubrir las sobrecargas. El acumulador ofrece las siguientes ventajas:

1. Ahorros en la capacidad de la caldera y en el diámetro de la tubería.
2. Mejoría en las condiciones de carga de la caldera.
3. Aumento de la eficiencia de la caldera.
4. Rapidez de arranque por las mañanas.
5. Mayor facilidad en el transporte de la caldera a lugares distantes.

### 3.13.- DESAEREADORES

Se conocen por desaereadores (desgasificadores) aquellos dispositivos mecánicos empleados para liberar los gases contenidos en el agua de alimentación (aire, oxígeno, anhídrido carbónico y otros gases). Su funcionamiento consiste en dividir el agua de alimentación en finas gotitas, calentándolas para transformarlas en vapor dentro del desaereador, separando el aire, anhídrido carbónico y otros gases del vapor a medida que este se va condensando. En los desaereadores el fluido

calorífico acostumbra a ser el vapor, a presiones comprendidas entre valores altos hasta otros inferiores a la presión atmosférica.

Existen diferentes tipos de desaeradores entre los cuales se pueden mencionar:

**Desaeradores mecánicos.**

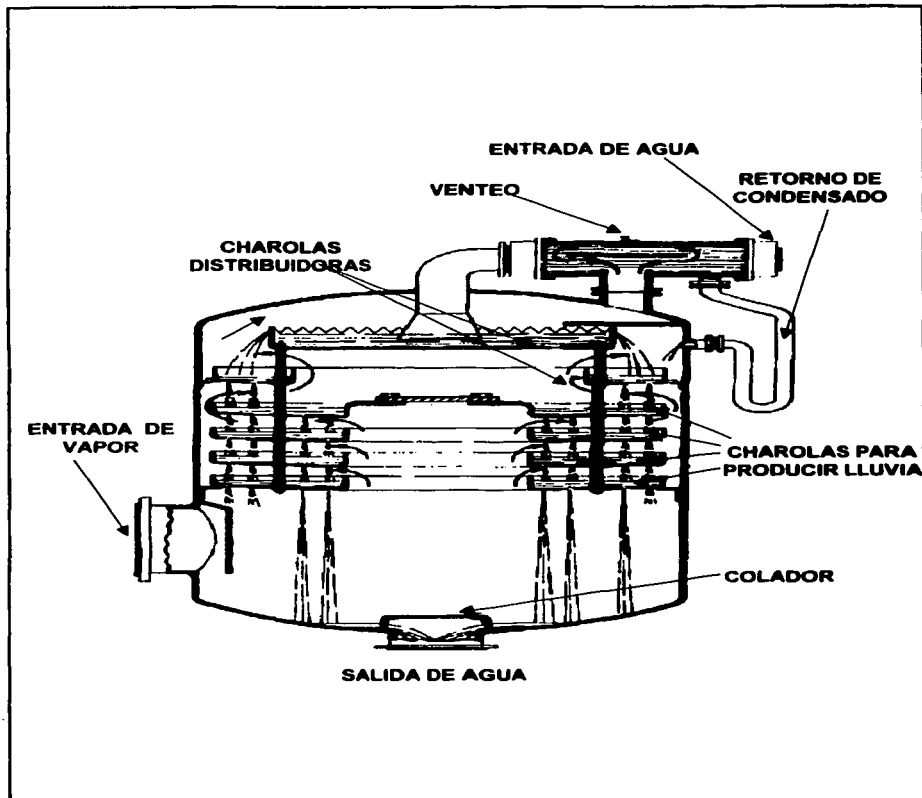
- De espreas.
- De charolas.
- Al vacío.

#### **Desaeradores de espreas**

En este tipo de desaeradores el agua entra a través del condensador de venteo hacia las válvulas de espera construidas de metales resistentes a la corrosión, estas válvulas se encuentran tensadas para llevar a cabo la atomización del agua que se inyecta a la parte superior a un precalentador en donde debe de tener una diferencia de 3.6 a 5.54 °C con respecto al vapor, posteriormente el agua cae al fondo del precalentador, y es aquí donde se remueve la mayor parte del oxígeno y bióxido de carbono, esta agua fluye hacia abajo al lavador de vapor, en donde se mezclan el agua y el vapor. Esta mezcla sube al calentador y se hace pasar a un orificio restrictor en donde el agua es lavada por el vapor y se remueven las trazas de oxígeno y bióxido de carbono. Los gases separados son tratados condensándolos y los que no se condensan son descargados a la atmósfera, el agua desaerada sale por la parte de abajo del equipo.

#### **Desaeradores de charolas**

En este tipo de desaerador el agua fluye a través de un condensador de venteo hacia una charola distribuidora de donde derrama de una charola a otra, como en forma de cascada, las charolas tienen bordes dentados para asegurar el flujo en cada una de ellas. El vapor se fluye alrededor de las charolas, haciendo contacto con el agua, aquí es donde se desprenden los gases corrosivos, de los cuales los no condensables son descargados a la atmósfera (Figura 3.4).



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**DES-AERADOR DE CHAROLAS**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 3.4**

65-A

### **Desaeradores al vacío**

En este tipo de desaerador el agua fría es alimentada por la parte superior y es distribuida mediante placas perforadas, el agua cae verticalmente a través de tablillas de madera a un tanque de almacenamiento situado en el fondo que regula el nivel del agua. Se inyecta sulfato de sodio al efluente del desaerador para completar químicamente la separación de los gases, una línea de vacío está conectada a la parte superior del desaerador para remover los gases disueltos. El vacío se mantiene a aproximadamente 28 a 28,5 pulg de Hg, este equipo puede estar en servicio continuo de manera satisfactoria por más de 15 años.

### **3.14.-CONDENSADORES DE VAPOR**

Los condensadores de vapor son aparatos en los cuales se condensa el vapor de escape procedente de máquinas y turbinas, y de donde el aire y otros gases no condensables son evacuados en forma continua. Son dos las ventajas que pueden conseguirse empleando condensadores en las máquinas y turbinas de vapor: (1) disminución de la presión de escape, con el consiguiente aumento en energía utilizable; y (2) recuperación del condensado para utilizarlo como agua de alimentación para las calderas.

Con la tendencia a hacer trabajar las calderas a presión y temperaturas cada vez más elevadas, ha aumentado la necesidad de aguas de alimentación puras, dando como resultado que la mayoría de los condensadores instalados sean del tipo de superficie, los cuales permiten recuperar el condensado.

La condensación del vapor de agua en un recinto cerrado produce un vacío parcial, debido a la gran disminución de volumen experimentada por el vapor de baja presión.

En las centrales térmicas se utilizan los tipos de condensadores: (1) de superficie, y (2) de chorro. Los condensadores de superficie proporcionan una baja presión de escape y al mismo tiempo permiten recuperar el condensado. Los condensadores de chorro solamente proporcionan una baja presión de escape, pues el condensado se mezcla con el agua de refrigeración.



### **3.15.-CALENTADORES**

Cuando el suministro de calor de un calentador de agua procede de los gases calientes que van a la chimenea, el calentador recibe el nombre de economizador y cuando el calor utilizado se deriva del escape, sangrado, prensaestopas, chorro, o manantiales de vapor vivo se denomina calentador del agua de alimentación

#### **Calentadores de contacto directo o tipo abierto**

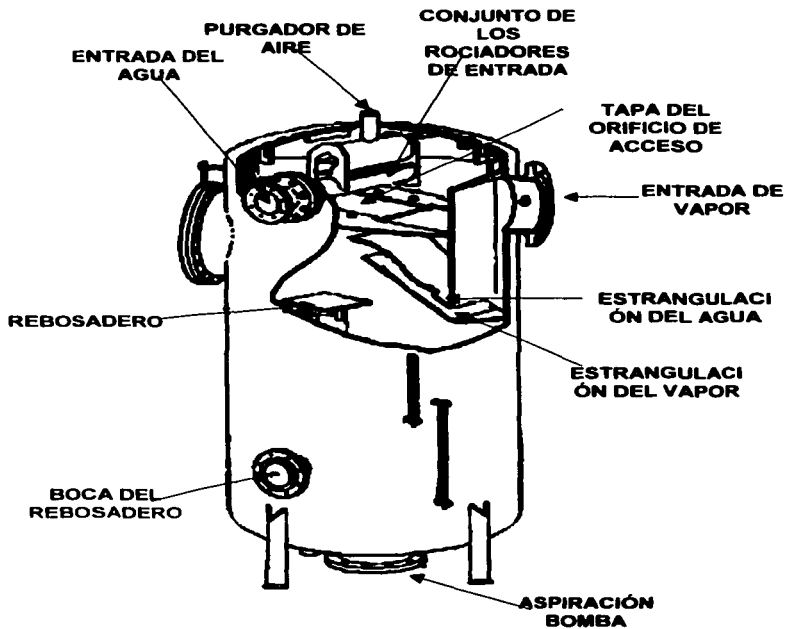
Utilizan el calor del vapor por contacto directo con el agua al mezclarse entre sí. Estos calentadores trabajan a presiones comprendidas entre un valor ligeramente inferior al de la presión atmosférica y  $2,1 \text{ kg/cm}^2$  (presión relativa). En estos aparatos el vapor y el agua se hallan a la misma presión (Figura 3.5).

#### **Calentador cerrado o de superficie**

El calor del vapor se transmite a través de las paredes metálicas y el vapor y el agua no están en contacto en contacto directo. Los calentadores cerrados pueden trabajar con vapor a cualquier presión, y generalmente en ellos el vapor y el agua no están a la misma presión.

### **3.16.-SERPENTINES DE TUBO**

Uno de los medios más sencillos, aunque no siempre el más eficiente, de suministrar o quitar calor a un tanque o aun equipo de planta piloto, consiste en un serpentín de tubo helicoidal. Estos serpentines son de fácil construcción y pueden ser colocados en un pequeño tanque hecho a partir de un tubo de diámetro grande y ser utilizados para calentar el contenido de tanques y reactores.



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

CALENTADOR DESAERADOR DEL AGUA DE ALIMENTACIÓN

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 3.5

67-A

### 3.17.- EYECTORES

Son equipos que se usan para disminuir la presión o para efectuar un vacío. Estos son adecuados para el manejo de todo tipo de gases y vapores. Sus características y ventajas son las siguientes:

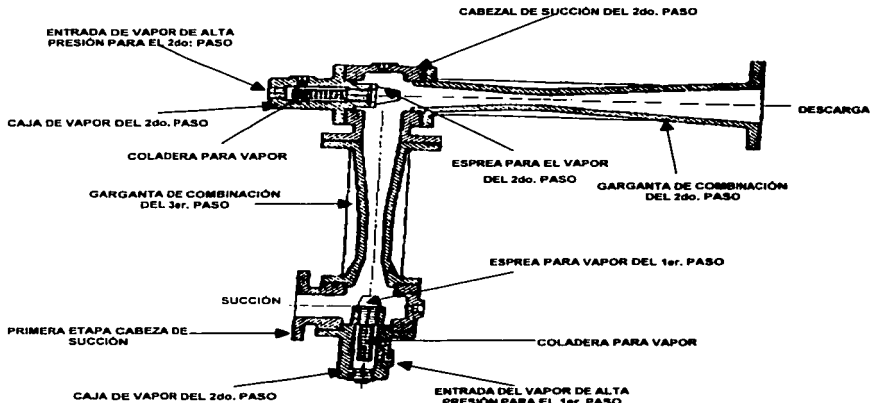
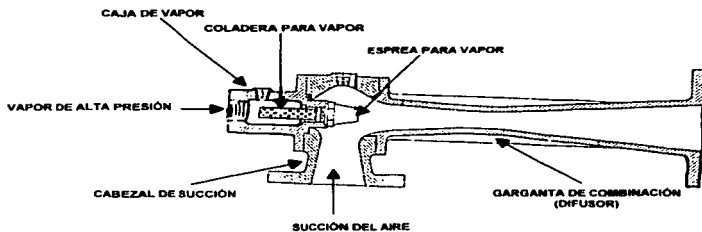
- Maneja mezclas de vapor húmedas secas o corrosivas a los gases que contienen materias sólidas o pegajosas como el polvo o desperdicios.
- Desarrollan cualquier vacío.
- Cualquier tamaño es disponible para cubrir cualquier pequeño o gran requerimiento de capacidad.
- Puesto que tiene partes móviles duran mucho tiempo con una eficiencia elevada y sostenida.
- Su operación es estable, simple y silenciosa.
- Su operación es constante cuando la corrosión no es un factor.

Existen eyectores en material de construcción adecuados para los requerimientos del proceso. Cuando los gases o vapores no sean corrosivos, se construyen por lo común el difusor de hierro colado y la tobera de vapor de acero inoxidable. Para los vapores y los gases más corrosivos se pueden utilizar prácticamente cualquier combinación de metales, como bronce y diversas aleaciones de acero inoxidable, y otros metales resistentes a la corrosión como vidrio y carbono sólido.

En la figura 3.6 se muestran las partes de los eyectores.

En la tabla 3.2, se registran rangos de presión para eyectores con cierto número de etapas:

<b>TABLA 3.2 RANGO DE PRESIONE</b>		
<b>No. DE ETAPAS</b>	<b>PRESIÓN ABS MIN (mm Hg)</b>	<b>RANGO DE SUCCIÓN (mm Hg)</b>
1	50	75 y mayor
2	5	10 - 100
3	2	1 - 25
4	0.2	0.25 - 3
5	0.03	0.25 - 3
6	0.003	0.03 - 0.3
7	0.001 - 0.0005	



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**PARTES CONSTITUTIVAS DE LOS EYECTORES**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 3.6**

### **Tipos de eyectores**

- A) Operados con agua o líquidos de proceso.
- B) Operados con vapor.
  - a. Para compresión.
  - b. Sifón.
  - c. Ventilador y soplete.
  - d. Desrecalentador.
  - e. Eductor mezclador de líquidos.

### **El procedimiento para su elección es:**

- a. Determinar la aspiradora requerida de acuerdo al punto crítico del sistema.
- b. Presión de vapor: se debe basar en la presión mínima en la línea de suministro escogida para dar el servicio a la unidad.
- c. Calcular la caída de presión desde este punto hasta la primera fase del eyector tomando en cuenta las necesidades generales del proceso.
- d. Determinar las condiciones de vapor condensado: lb/hr de vapor condensado y lb/hr de gases no condensables.

## **4.- TUBERÍAS Y ACCESORIOS**

- 4.1.- TUBERÍAS**
- 4.2.- CLASIFICACIÓN DE TUBERÍAS**
- 4.3.- TIPOS DE TUBERÍA**
- 4.4.- DATOS BÁSICOS DE DISEÑO**
- 4.5.- FATIGAS ADMISIBLES EN LAS TUBERÍAS**
- 4.6.- DILATACIÓN DE TUBERÍAS**
- 4.7.- SOPORTES DE LAS TUBERÍAS**
- 4.8.- SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE TUBERÍA**
- 4.9.- SISTEMAS DE TUBERÍAS**
  - 4.9.1.- ESQUEMA DE TUBERÍAS DE VAPOR**
  - 4.9.2.- TUBERÍA PARA EL VAPOR DE EXTRACCIÓN**
- 4.10.- TRAZADO DE LA TUBERÍA Y DISPOSICIÓN DE LA MISMA**
- 4.11.-VÁLVULAS**
- 4.12.- TRAMPAS DE VAPOR**
  - 4.12.1.- CLASIFICACIÓN DE LAS TRAMPAS DE VAPOR**
    - 4.12.1.1.- TRAMPAS DE IMPULSO**
    - 4.12.1.2.-TRAMPA DE VAPOR TIPO TERMOSTÁTICO**
- 4.13.- AISLAMIENTO TÉRMICO**
  - 4.13.1.- AISLAMIENTO DE TUBERÍAS**
- 4.14.- MATERIALES AISLANTES**
- 4.15.- EVALUACIÓN DEL MATERIAL AISLANTE**

## **4.- TUBERÍAS Y ACCESORIOS**

### **4.1.- TUBERÍAS**

Debido a que la generación de energía a partir del vapor ha recibido un fuerte impulso, se ha mejorado la fabricación de tuberías.

Las tuberías se emplean universalmente para enlazar a todos aquellos equipos que requieran vapor,

- Colectores y tubos de salida de las calderas.
- Tuberías de alimentación de las turbinas.
- Tuberías de vapor saturado.
- Tuberías de vapor auxiliar.
- Tuberías alimentadoras de la caldera.

### **4.2.- CLASIFICACIÓN DE TUBERÍAS**

Actualmente las tuberías se clasifican en dos grandes grupos, tuberías metálicas y tuberías no metálicas.

Tuberías metálicas: Se dividen en tuberías ferrosas (tales como el hierro fundido, el acero al carbón, los aceros inoxidable, etc.) y no ferrosas (incluye al cobre, aluminio, titanio, las aleaciones, etc.).

Tuberías de materiales ferrosos: La mayoría de la tubería es construida de acero al carbón con un amplio rango de composición química y métodos de manufactura, otros materiales son el hierro fundido, el acero molibdeno, el acero inoxidable al cromo níquel y al acero al níquel. La tubería de acero al carbón en

algunas especificaciones está disponible en cualquiera de los grados A ó B. Debido al mayor contenido de carbono el grado B sobre el grado A; generalmente el grado A no puede sustituir las aplicaciones especificadas del grado B.

**Tuberías de materiales no ferrosos:** Este tipo de tubería tiene un campo restringido de su aplicación en la industria, ya que existen limitaciones marcadas en lo referente a tamaños (diámetros), resistencia de tipo mecánico, y además se incrementa notablemente en el costo de fabricación y montaje.

**Tuberías no metálicas:** Existe un gran número de materiales para la construcción de tuberías no metálicas, tales como, asbesto, arcilla, concreto, vidrio y plástico.

#### **4.3.- TIPOS DE TUBERÍA**

Primeramente, una tubería principal de planta, es aquella que agrupa el mayor número de sistemas principales de tubería y se clasifica en:

- a) Tubería de proceso.
- b) Tuberías de desfogue.
- c) Tuberías de servicios auxiliares.
- d) Tuberías de instrumentos.

Se consideran como tuberías de proceso:

- a. Tuberías de interconexión de equipo de proceso.
- b. Tuberías de carga a plantas.
- c. Tuberías de productos.

Se consideran como tuberías de desfogue:

- a. Tuberías individuales de alivio.
- b. Cabezales de conexión de tuberías de alivio.
- c. Tuberías de purga.
- d. Tuberías colectoras de drenajes automáticos.

Se consideran como tuberías de servicios auxiliares:



- a. Tuberías de vapor, condensado, aire de planta y de instrumentos, que funcionan como cabezales generales de distribución de servicios a equipo en toda la planta.

Se consideran como tubería de instrumentos:

- a. Tuberías de transmisión de señales para indicación, neumáticas o electrónicas para registro y/o control.

#### **4.4.- DATOS BÁSICOS DE DISEÑO**

La información básica con la cual deberá contar el proyectista de tubería para el desarrollo de un proyecto son:

Las Bases de Diseño o información equivalente:

- Diagramas:
  - Diagramas de proceso.
  - Diagrama mecánico de flujo.
  - Diagrama de servicios auxiliares.
- Plano(s) general(es) de localización mostrando la relación entre las unidades de la planta, todo el equipo y edificios y estructuras mayores (inclusive la soportería de la tubería principal).
- Datos sobre: elevaciones y espacios libres y necesidades de escaleras y plataformas para el manejo de válvulas.
- Datos generales :
  - Índice de líneas.
  - Localización de las tuberías de proceso y de servicios auxiliares que saldrán de los límites de la unidad o que llegarán a los mismos.
  - Plano con niveles de piso.
  - Planos de fábricas de tanques, recipientes y equipo.

#### 4.5.- FATIGAS ADMISIBLES EN LAS TUBERÍAS

El grueso mínimo de pared debe calcular por la fórmula siguiente:

$$t_m = \frac{Pd}{2S} + C$$

donde

$t_m$  = espesor mínimo de pared en cm

P = Presión interior máxima en Kg/cm<sup>2</sup>

d = diámetro interior en cm

S = fatiga admisible para el material en Kg/cm<sup>2</sup>

C = tolerancia por corrosión y esfuerzos mecánicos = 9.13 para tubos de acero y hierro forjados hasta de 1 pulgada, y 0.17 para los de más de 1 pulgada.

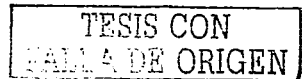
Este mínimo grueso de pared obtenido por la fórmula anterior se suele incrementar en un 12.5% para hacer frente a las tolerancias por defecto en los laminadores. La fatiga S es función de la temperatura. La temperatura límite para los tubos de acero al carbono es la de 425 °C. Para temperaturas superiores deben emplearse los tubos de acero al carbono-molibdeno o al cromo-molibdeno. Para la grafitación se recomienda ciertas adiciones protectoras a los aceros y la disminución razonable de la fatiga a temperaturas elevadas. Se considera buena práctica la adición de 200 gramos de aluminio por tonelada como desoxidante, tratamiento al silicio, y adiciones de molibdeno, cromo o vanadio como agentes contra la grafitación.

#### 4.6.- DILATACIÓN DE TUBERÍAS

La dilatación de la tubería de vapor es uno de los problemas que se presentan en la instalación cuando se trabaja a elevadas temperaturas.

Los problemas que origina en las tuberías de vapor saturado y recalentado requieren un cuidadoso estudio para conseguir un sistema flexible, intercalando liras o bucles de diversos tipos. La dilatación de las tuberías a partir de los 0 °C, puede calcularse por la fórmula de Holborn y Day:

$$L_t = L_0(1 + at + bt^2)$$



donde:

$L_t$  = Longitud total a  $t$  °C,

$L_0$  = Longitud a 0 °C,

$t$  = temperatura final centigrada,

$a$ ,  $b$  = constantes, cuyos valores se dan en la tabla 4.1:

TABLA 4.1		
METAL	a	b
Fundición	98 E -7	6 E -9
Acero	112 E -7	5 E -9
Hierro forjado	117 E -7	5 E -9
Cobre	167 E -7	4 E -9

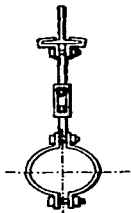
El método más satisfactorio de hacer frente a las dilataciones consiste en el montaje adecuado de liras intercaladas en la misma conducción, con anclajes que limiten el movimiento entre ciertos puntos.

Ordinariamente se realiza el montaje de manera que la tubería soporte mayor tensión en frío que en caliente, acortándole de este modo en un 50% el movimiento en longitud. De esta forma se reducen las tensiones, a las temperaturas usuales del vapor, aproximadamente a la mitad.

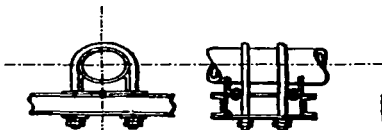
#### 4.7.- SOPORTES DE LAS TUBERÍAS

Las tuberías tienen que ser eficazmente sostenidas entre los aparatos que conectan. Cuando no hay problema de dilatación, la cuestión es sencilla, ya que se pueden utilizar dos medias abrazaderas suspendidas de una varilla con tensor de ajuste que se dispone sin dificultad para cualquier punto de la tubería. La eficacia de las juntas de dilatación exige el anclaje de la tubería en ciertos puntos. La figura 4.1 muestra varios tipos de soportes. La tubería se apoya en dos angulares y se fija con dos pernos en U que la mantienen rígida sobre el soporte.

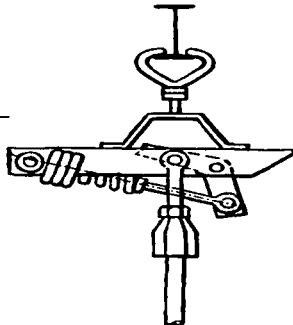
Para soportar los tramos de tubería constantemente sometidos a movimientos por la dilatación se emplean suspensiones de tipo no rígido.



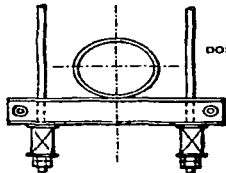
SUSPENSIÓN RÍGIDA



SOPORTE DE ANCLAJE

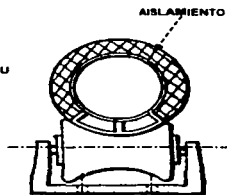


SUSPENSIÓN ARTICULADA



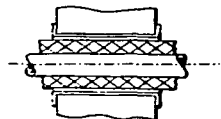
SUSPENSIÓN DE MUELLES

DOS HIERROS U

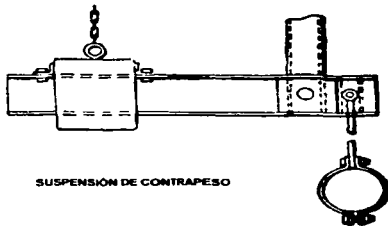


RODILLO DE DILATACIÓN

AISLAMIENTO



PASAMUROS



SUSPENSIÓN DE CONTRAPESO



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**TIPOS DE SOPORTE**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 4.1**

7A-A

#### **4.8.- SELECCIÓN DEL TAMAÑO DE TUBERÍA**

La selección del tamaño adecuado para las tuberías de vapor se basa generalmente en razonables velocidades de corriente y en las pérdidas de carga o presión a lo largo del recorrido.

Los datos necesarios para el dimensionar correctamente tuberías son:

- a) Flujo másico máximo continuo y en picos de demanda. Será la suma de los flujos máximos que han de consumir los equipos, más los flujos de condensación por pérdidas térmicas en la propia tubería.
- b) Presión del vapor.
- c) Caída de presión máxima admisible. Es la diferencia entre la presión de generación del vapor y la presión en el consumidor.

En un diseño en donde estos puntos no hayan sido adecuadamente tratados, se pueden presentar problemas tales como ruido excesivo, golpes de ariete, pérdidas de carga y caídas de temperatura excesivas a lo largo de las tuberías.

Una vez determinados los diámetros de las tuberías de distribución de vapor, deben considerarse otros puntos importantes como:

- 1) Pérdidas de carga.
- 2) Dilatación de las tuberías.
- 3) Pendientes.
- 4) Pérdidas por radiación y aislamiento.
- 5) Flujo másico de condensación en régimen continuo y en puesta en marcha.

#### **4.9.- SISTEMAS DE TUBERÍAS**

En cuanto se ha calculado el equipo principal y auxiliar es necesario conectar este equipo entre sí con ayuda de tubos. El dimensionado de tubos se basa en el diagrama de trabajo o ciclo térmico; el cual, resulta necesario para preparar los planos de tuberías y poder trazar los esquemas esenciales de los sistemas de tuberías.

#### **4.9.1.- Esquema de tuberías de vapor**

Este esquema se refiere a la conexión entre el generador de vapor y la máquina motriz, con toda la tubería de vapor auxiliar que se necesita para conectar la bomba de aire a chorro de vapor ( para producir vacío en el condensador ) la bomba de alimentación de la caldera accionada por turbina, la turbina auxiliar de la bomba de aceite, los sopladores de hollín (accionados por vapor cuando se utilizan) y cualquier otro servicio que requiera vapor a alta presión. En la figura 4.2a, se muestra el esquema de las tuberías de vapor para una central de dos calderas y dos turbinas en las que las unidades se hallen interconectadas.

#### **4.9.2.- Tubería para el vapor de extracción**

El esquema de tubería de la figura 4.2b muestra las conexiones entre la máquina motriz y los distintos calentadores cerrados, desaeradores y evaporador que formen parte del ciclo térmico de la turbina. La turbina debe estar protegida contra el retroceso de vapor y de la rotura de un tubo en el circuito hidráulico del calentador mediante válvulas de retención. Se indican las purgas de vapor para purgar puntos bajos en el sistema de tuberías de extracción devolviéndose el condensado al condensador principal.

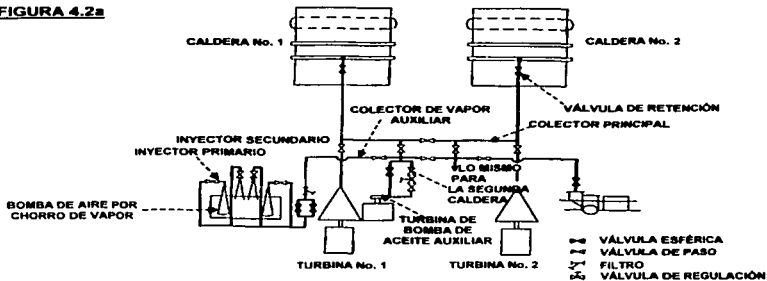
Resulta obvio que los circuitos de vapor y los circuitos de agua de alimentación han de tener preferencia sobre todas las demás tuberías y, al disponer dichos circuitos, debe tenerse en cuenta que es importante el acceso a las válvulas y que las pasarelas de servicio deben ser accesibles. Un sistema de tuberías bien dispuesto es un índice de la calidad de una planta.

#### **4.10.- TRAZADO DE LA TUBERÍA Y DISPOSICIÓN DE LA MISMA**

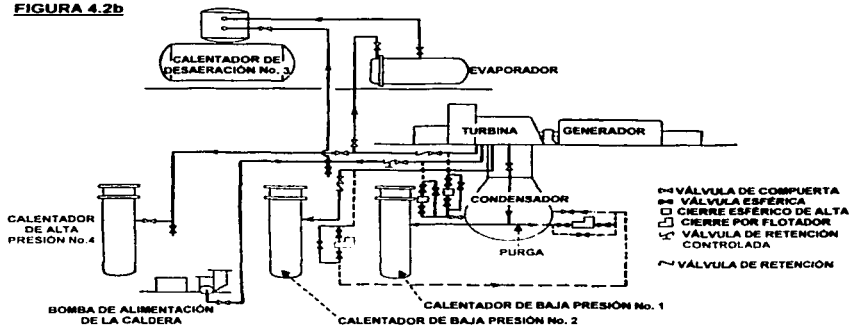
Para el trazado inicial de la disposición de la tubería de vapor en una planta de proceso, se deben considerar los siguientes problemas:

1. Necesidades del proceso.
2. Transmisión de esfuerzos de la tubería al equipo y transferencia de vibraciones del equipo a la tubería.
3. Economía.
4. Accesibilidad en cuanto a funcionamiento.

**FIGURA 4.2a**



**FIGURA 4.2b**



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**ESQUEMAS DE TUBERIA DE VAPOR**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 4.2**

16-A

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

5. Mantenimiento y reposición de elementos.
6. Esfuerzos excesivos en el sistema de tuberías.

### **Necesidades del proceso**

Los análisis de la instalación de tuberías de cualquier planta de proceso indican que es necesario que la tubería tenga cambios en su dirección, con vueltas a 90° ya sea en el mismo plano o en planos diferentes. Al haber muchas tuberías en una planta, será indispensable tener muy ordenada la disposición de las mismas. El tener a todos los equipos unidos con un solo tubo recto, crearía confusiones y arreglos poco prácticos.

La planeación que se haga deberá ser muy accesible, a fin de poder proporcionar mantenimiento y limpieza al equipo. Por motivos de seguridad hay ciertos equipos que deben estar localizados en un cierto lugar específico o a determinada distancia de otros equipos.

La disposición más sencilla de tuberías es aquella en que todos los equipos están instalados en hileras paralelas o dispuestas en forma rectangular. Los equipos similares tales como bombas, depósitos o cambiadores de calor, se agrupan generalmente en hileras consecutivas. La localización en grupos de equipos tales como bombas o demás equipos similares, simplifica mucho el suministro de vapor y de los sistemas de control, con lo que pueden reducirse los costos.

Se debe instalar la tubería a una determinada altura del piso y por encima de los equipos con objeto de proveerle suficiente espacio alrededor del mismo.

Es muy común agrupar las tuberías de modo que queden paralelas y que vayan por una orilla a la misma elevación, y con los mismos cambios de elevación al haber un cambio en la dirección. De esta manera se puede dejar suficiente espacio para hacer conexiones entre hileras sucesivas de tuberías, a diferentes alturas, y también para facilitar la labor de mantenimiento. Debe tenerse cuidado y evitar cambios elevados que puedan dar lugar a la formación de cavidades en los que pueda acumularse el líquido.

### **Transmisión de esfuerzos y vibraciones**

La transmisión de esfuerzo de la tubería al equipo puede evitarse instalándose juntas de expansión en las tuberías que conducen vapor, o en las conexiones del



escape de las turbinas, o de algún otro equipo impulsado a vapor. Sin embargo, el uso de las juntas mecánicas de expansión está limitado por las posibilidades de corrosión, erosión y esfuerzos cíclicos que se presentan en algunos servicios del proceso. Por estas razones, se debe intentar eliminar los esfuerzos mediante una disposición adecuada de los tubos, y mediante el uso de soportes y anclajes.

Hay dos razones para eliminar los esfuerzos en una tubería. Una de ellas es evitar tener esfuerzos excesivos en el equipo en las válvulas a las que está sujeta la tubería, y la otra es prevenir un mal alineamiento de las partes del equipo, originado por los movimientos que se producen.

Se encuentran vibraciones en la tubería cuando está conectada a maquinaria en movimiento. Casi toda la vibración cíclica podrá eliminarse con el uso adecuado de soportes y amortiguadores. Las vibraciones de alta frecuencia causadas por maquinaria de alta velocidad, como compresores centrifugos, pueden absorberse utilizando soportes fijos.

### **Economía**

El costo se ve afectado de acuerdo a las necesidades del proceso; sin embargo, las personas encargadas del diseño deberán evitar el uso indebido de accesorios y soportes. No hay reglas precisas para cada diseño, pero se obtendrá mayor economía por las simplificaciones en las especificaciones de la tubería.

### **Accesibilidad**

Las válvulas y los demás elementos que se usan en las tuberías, requieren de mantenimiento periódico y deben, por lo mismo, localizarse en una posición conveniente. Su localización puede ser a nivel del piso o adyacentes a alguna plataforma.

### **Mantenimiento y reposición**

El mantenimiento y la reposición de la tubería, por lo general no son problemáticos, a excepción de las tuberías que conducen materiales corrosivos o erosivos. Las tuberías de acero al carbono o de aleaciones de acero, por lo general tienen una vida de muchos años y en el diseño ordinariamente no se considera la



reposición de tramos largos de tubos del sistema. Sin embargo, alguna pieza de la tubería que esté expuesta a condiciones extremas de corrosión o erosión, deberá instalarse de modo que su reposición sea fácil.

### **Esfuerzos en tuberías**

El análisis de esfuerzos que se hace en todos los sistemas de tuberías es originado por los cambios de temperatura. Ordinariamente hay tres condiciones que causan los esfuerzos en la tubería. Estas son: primera, el esfuerzo causado por la presión interna o externa que actúa en la pared del tubo; segunda, los esfuerzos remanentes del tubo, después de su fabricación o erección; y tercera, los esfuerzos causados por los cambios de temperatura producidos por el vapor que está circulando, o por cambios en las condiciones exteriores.

Para seleccionar un diseño seguro que resista la primera de las condiciones, deberá especificarse el tubo adecuado y el espesor del mismo de acuerdo a las reglas del Código. La segunda condición puede eliminarse por relevación de esfuerzos y fabricación apropiada. La tercera condición es más intangible ya que aun cuando puede ser anticipada, no puede evaluarse en forma precisa mediante un simple análisis.

### **4.11.-VÁLVULAS**

Las válvulas son el accesorio más importante en la tubería y existe en diversos materiales y diseños. Con ella se simplifica el mantenimiento y almacenaje en una planta.

Se clasifican como: válvulas de compuerta, de globo, de tapón, de retención y de control o maniobra.

#### **Válvulas de compuerta**

En este tipo de válvula el fluido fluye directamente a través de la válvula de compuerta, axial a la tubería. Consiste esencialmente de una placa o compuerta que se desliza a través de ranuras. La placa se mueve directamente a través del orificio,

y se cierra por medio de un vástago roscado que recibe movimiento a través de un volante de mano. Se usan para aislar equipo y tuberías o bien para dar servicio, pueden estar totalmente abiertas o cerradas. Las válvulas de compuerta tienen menor caída de presión que las válvulas de globo.

### **Válvulas de globo**

Esta válvula se diferencia de la válvula de compuerta en que el orificio de la primera es perpendicular o forma un ángulo determinado con el eje del flujo. El cerrado de la válvula se efectúa mediante un volante sujeto al vástago. El flujo que pasa a través de la válvula hace aproximadamente un ángulo de 270° para llegar hasta el orificio. Después de haber pasado a través del orificio, gira aproximadamente otro ángulo de 270° para reentrar a la tubería del flujo original. Por lo tanto, la caída de la presión a través de la válvula de globo es mucho mayor que a través de la válvula de compuerta.

Estas válvulas son mejores para los servicios de estrangulación, y siempre se les usa cuando se desea tener un cierre ajustado.

La válvula de ángulo es una válvula de globo, la cual ofrece menos resistencia que la válvula de globo convencional. Las funciones de la válvula de ángulo no lo son sólo como válvula, sino también como codo de 90° para tuberías. Son muy usadas debido a que los esfuerzos en el tubo flexionado resultan mayores que un tubo recto.

### **Válvulas macho**

Su característica más importante es su simplicidad. Cuando está en posición abierta, el fluido fluye paralelo a la pared del tubo, pasando a través de un macho agujerado, del mismo tamaño que el orificio del cuerpo de la válvula. El flujo se corta al rotar el macho un ángulo de 90°, de tal modo que obstruye el orificio que se tienen en el macho.

Pueden obtenerse de materiales adecuados para temperaturas altas; han sido usadas para servicios hasta de 1200 °F. Se selecciona a esta válvula para manejo de hidrocarburos ligeros, gas y para muchos servicios corrosivos.

### **Válvulas de retención**

Estas válvulas previenen el regreso del fluido a la tubería. Los dos mejores tipos de válvulas son la horizontal de retención y la retención de columpio.

La válvula horizontal de retención es muy usada para tamaños de 2 plg o menos. Estas válvulas no exhiben gran tendencia a cerrarse de golpe y, por lo tanto, se pueden seleccionar para servicios irregulares o de flujo de inversión frecuente.

Las válvulas de columpio son más frecuentemente usadas. Producen menos resistencia al flujo y se especifican para tamaños mayores de 2 plg.

### **Válvulas de control**

La válvula de control de diafragma es la más utilizada. Se abre o se cierra a través de un vástago que está sujeto a una placa o diafragma que forma el lado móvil de una cámara. La fuerza necesaria para dar movimiento en una determinada dirección, se obtiene a partir de la presión del aire que hay dentro de la cámara y por un resorte que se encuentra en la dirección opuesta. El movimiento del diafragma y, por lo tanto, el del vástago, causa el que se abra o se cierre el orificio de la válvula. La presión del aire en el diafragma es controlada por el instrumento sensible primario.

Para trabajos de temperatura y presión altas, las válvulas de control tienen un dispositivo elevador llamado posicionador. Este dispositivo agrega o elimina aire del diafragma, lo que hace operar a la válvula, obligando a moverse al vástago hasta la posición precisa requerida por el instrumento de control.

Las válvulas de control se usan para controlar la presión, así como para controlar el flujo. El elemento sensible para este tipo de válvula está localizado en la misma y, por lo general, consiste de un diafragma o de otro dispositivo actuado a presión. Para los servicios en los que se requiere reducir la presión, se utiliza la válvula diferencial de presión, la que se conecta directamente. Este tipo de válvula de control balancea a las dos presiones del fluido, una en cada lado del diafragma común; para ello se utiliza un resorte que puede ajustarse hasta el diferencial de presión deseado.

### **Válvulas de desahogo**

Estas válvulas dan protección al equipo al dejar escapar el exceso de presión y es la única válvula diseñada para una posición de cerrado continuo. Se abren

automáticamente cuando la fuerza que actúa en el asiento excede a la que lo hace en el resorte. Se deben construir con los mejores materiales, ya que son dispositivos de seguridad que protegen la vida y los objetos que están alrededor de la misma.

#### **4.12.- TRAMPAS DE VAPOR**

Son válvulas automáticas que permiten eliminar el condensado, aire y otros gases no condensables de las tuberías principales de vapor y de equipos que trabajan con vapor, impidiendo al mismo tiempo la pérdida de vapor en el sistema de distribución o en el equipo.

El condensado que se forma es debido a la pérdida de calor del vapor de agua, por lo cual las trampas se instalan en los puntos más bajos o en las cavidades que hay en las tuberías de vapor y en las tuberías que alimentan a equipos que son accionados con vapor, que pueden sufrir desperfectos al llegarles condensado; y en todos los equipos que emplean vapor como fuente de calentamiento.

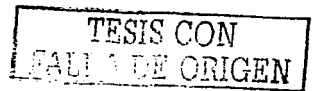
La trampa ideal debe eliminar el condensado y el aire que haya en la tubería y deberá hacerlo con el mínimo de pérdidas de vapor, y a una velocidad necesaria para que el equipo pueda operar a la máxima eficiencia.

No se pueden dar recomendaciones exactas para el uso de cada trampa, ya que existen ciertas consideraciones que se deben tomar en cuenta tales como: la presión del vapor, las condiciones de corrosión y la experiencia individual en cada planta.

##### **4.12.1.- Clasificación de las trampas de vapor**

Las trampas de vapor se clasifican en dos tipos principalmente:

- 1.- De impulso (tipo mecánico)
- 2.- Termostáticas



#### **4.12.1.1.- Trampas de impulso**

##### **Trampa de vapor tipo flotante**

Consiste en un brazo metálico con la válvula en un extremo y una esfera metálica hueca en el otro. La esfera sube y baja junto con el nivel del agua y al hacer esto cierra o abre la válvula que controla la cantidad de agua que entra al tanque.

##### **Trampa de vapor tipo flotante libre**

El condensado de la planta ingresa por la parte A de la figura 4.3. Cuando el agua dentro de la trampa está en su nivel más bajo, la esfera hueca B está apoyada contra el tope C. Cuando ingresa más condensado, el nivel de agua sube y lleva consigo a la esfera.

El agua puede salir ahora a través del orificio de la válvula D. Cuando el flujo de condensado hacia la válvula comienza a disminuir, el nivel de agua dentro de la trampa baja arrastrando consigo la esfera, la que comienza a cubrir la salida D. Cuando el vapor sigue al condensado, la esfera sella el orificio y el vapor no puede escapar.

La llegada de más condensado a la trampa hará reflotar la esfera, la que gradualmente descubrirá la válvula de manera que el agua pueda salir, dependiendo de la velocidad de condensación de la planta a ser drenada, el caudal de condensado que sale de la trampa variará, teniendo una acción de descarga continua.

Las ventajas de éste tipo de trampas de vapor es que no tiene partes mecánicas en movimiento, de manera que es difícil que algo falle. En consecuencia no requiere mucho mantenimiento.

La desventaja es que, como se observa en la figura 4.3, la salida D está más a bajo que la entrada A. Esto provee un sello de agua a través del cual no puede escapar el vapor, pero también significa que al comenzar las operaciones el aire no puede salir. Otra desventaja es que puede resultar difícil obtener un asiento realmente bueno de una esfera tan grande sobre el pequeño agujero de salida.

##### **Trampa de vapor tipo flotante y de palanca**

El condensado de la trampa a ser drenado ingresa a la trampa por A (Figura 4.4 y 4.5) La esfera hueca B es vista en su posición inferior, pero cuando ingresa el

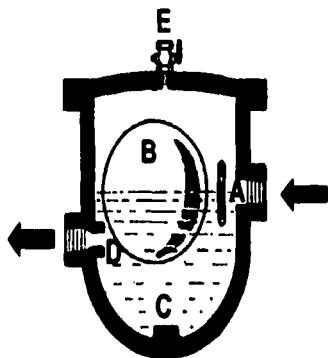


FIGURA 4.3.- TRAMPA DE TIPO FLOTADOR LIBRE

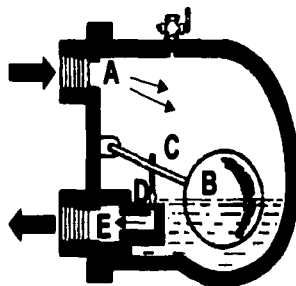


FIGURA 4.4.- TRAMPA DE TIPO DE FLOTANTE

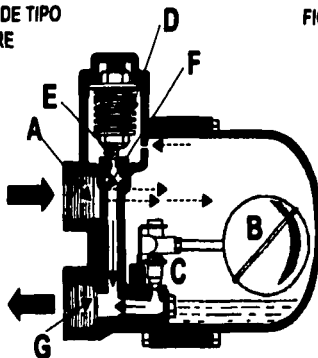


FIGURA 4.5.- TRAMPA TIPO DE PALANCA



UNAM  
FES ZARAGOZA

TRAMPAS DE VAPOR

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURAS 4.3, 4.4, 4.5

8-3-A

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

condensado, la esfera flota. A medida que el nivel del agua sube, el flotante también lo hace.

El brazo del flotante C vincula la esfera a la válvula de salida D, de tal manera que a medida que la esfera se eleva, el movimiento abre gradualmente la válvula y permite salir algo del agua a través de E. Si el condensado ingresa a la trampa más rápidamente de lo que sale de ella, la esfera continuará elevándose junto con el nivel del agua, abriendo con ello más la válvula y dejando salir más agua. Hasta que el condensado que sale por E no sea igual al que está ingresando por A la esfera seguirá elevándose hasta que alcanza el límite de su carrera. Ocasionalmente que la cantidad de condensado que ingresa a través de A sea mayor que la que está saliendo por E, por lo que la trampa es muy pequeña para el trabajo y por lo tanto no es apta para ese emplazamiento ( a no ser que naturalmente la válvula de salida esté parcialmente bloqueada por un trozo de óxido o incrustación desprendidos de la tubería).

Su ventaja es que si la carga de condensado es pesada o liviana, la trampa seguirá trabajando adecuadamente y no le afectan los cambios de presión.

Su desventaja es que puede ser dañada por golpes de ariete y el elemento termostático por condensado corrosivo. Si la trampa está equipada con la salida termostática de aire, no debe ser usada con vapor sobrecalentado.

### **Trampa de vapor tipo de balde**

En estos tipos, la válvula de la trampa no es accionada con un flotante esférico, sino por un balde.

Existen dos variantes de trampas de vapor de tipo balde. Uno es llamado Trampa de Balde Abierto, debido a que el balde está dentro de la trampa con su parte abierta orientada hacia arriba. El otro es llamado Trampa Balde Invertido, debido a que éste se halla su fondo hacia arriba Figura 4.6.

### **Trampa de vapor tipo balde normal**

En la figura 4.7 en la que el balde está marcado con A, fijada al fondo del balde hay una varilla en cuyo otro extremo está la válvula B. La varilla y la válvula están dentro de un tubo C, que tienen aberturas en su parte inferior. En la parte superior del tubo está el asiento de la válvula D. El condensado ingresa por E.



Cuando el condensado entra en el cuerpo de la trampa comenzará a llenarlo rodeando el balde. El balde flota llevando consigo a la varilla y la válvula cierra hasta que alcanza su asiento. El balde no puede seguir subiendo, pero como el nivel de condensación sigue aumentando, el agua pronto alcanza el borde superior del balde y comienza a derramarse dentro de él.

Cuando el balde se ha llenado se va al fondo de la trampa llevando consigo a la válvula despegándola de su asiento. La presión del vapor que impulsa al condensado dentro de la trampa fuerza al agua a ascender por el tubo central. El agua pasa a través de D y abandona la trampa F.

Cuando el condensado ha sido desalojado el balde se hace nuevamente flotante. Al ascender cierra nuevamente la válvula y el proceso sigue de esta manera dependiendo del ingreso de condensado o de vapor dentro de la trampa. Este tipo de trampa tiene una descarga intermitente.

Su ventaja es que son generalmente robustas y no hay mucho en ellas que pueda fallar en la parte mecánica. Pueden resistir golpes de ariete y la corrosión.

Su desventaja es que, a no ser que la trampa venga equipada con descarga de aire, se le debe colocar un grifo manual o un venteo termostático. También puede ser dañadas por el congelamiento y tienden a ser grandes y pesadas.

#### **4.12.1.2.-Trampa de vapor tipo termostático**

El grupo termostático de trampas de vapor se divide en dos secciones principales: la primera tipo de presión balanceada y la segunda, tipo a expansión de líquido y a expansión metálica incluyendo las bimetalicas.

En la figura 4.8 la parte marcada A es conocida como elemento termostático. Es un tubo metálico que ha sido corrugado de manera tal, que se puede expandir o contraer si es estirado o comprimido longitudinalmente. El elemento está sellado en ambos extremos.

En la parte inferior del elemento hay una válvula B la que tiene libertad para entrar al asiento de válvula C si el elemento se mueve hacia abajo. La parte superior del elemento es sostenida rígidamente de manera que cualquier movimiento del elemento debido a expansión o contracción debe ocurrir en su extremo libre B.

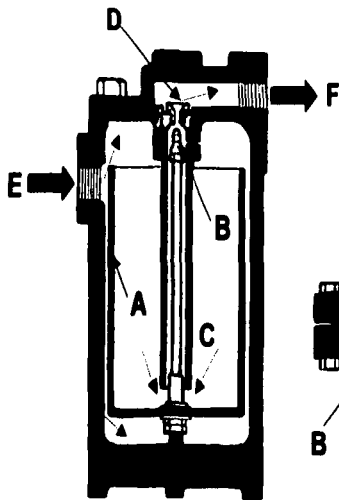


FIGURA 4.7.- TRAMPA DE TIPO  
BALDE NORMAL

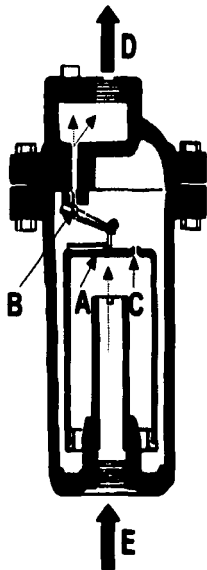


FIGURA 4.6.- TRAMPA TIPO DE BALDE  
INVERTIDO:

(SERIE SARCO-ORAYTON)

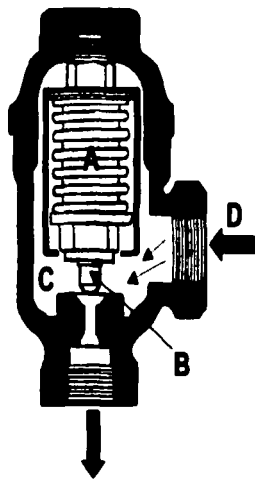


FIGURA 4.8.- TRAMPA TIPO  
TERMOSTÁTICO



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**TRAMPAS DE VAPOR**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 4.6, 4.7, 4.8

05-A

TESIS CON  
FALTA DE ORIGEN

El elemento está lleno de una mezcla de alcoholes. Esta mezcla tiene un punto de ebullición más bajo que el del agua; esto es que comienza a hervir a una temperatura inferior a la cual comienza a hacerlo el agua. Si la mezcla de alcoholes es calentada hasta el punto de ebullición del agua, a cualquier presión determinada que, es la temperatura del vapor, se habrá generado una presión dentro del elemento que es mayor que la presión (del vapor) que rodea al elemento. Éste se expandirá hasta que el movimiento es detenido por la válvula B y hace contacto con el asiento C. La presión dentro del elemento mantendrá firmemente a la válvula contra el asiento hasta que la mezcla de alcoholes es enfriada, permitiendo contraerse al elemento.

#### **4.13.- AISLAMIENTO TÉRMICO**

El aislamiento térmico, asegura una operación efectiva del equipo de proceso y conserva el calor, con los beneficios económicos que ello implica. Existe una amplia variedad de materiales aislantes.

##### **4.13.1.- Aislamiento de tuberías**

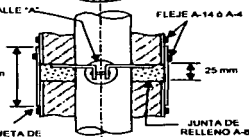
El aislamiento moldeado para tuberías se fija y se asegura al tubo mediante amarres de alambre o flejes separados aproximadamente cada 12 plg. (Figura 4.9) Este alambre debe resistir la corrosión o las altas temperaturas que sean de esperarse en el área. Las irregularidades que producen claros en donde las juntas se empanan, se llenan con plástico aislante o plástico de acabado. Las tuberías que van al interior llevan un acabado a base de una camisa de lona de 6 oz, la cual se pega sobre la cubierta del tubo. Los aislamientos que van al exterior se cubren con una camisa a prueba de intemperismo, tal como de cartón para techos o fono de acero galvanizado o de aluminio (Figura 4.10).

Las válvulas y los soportes se aíslan con segmentos de bloques u otro aislamiento del mismo material utilizado en los tramos rectos de tubo (Figuras 4.11 y 4.12). Estos segmentos se fijan en su lugar por medio de alambre y se terminan con un recubrimiento de plástico aislante. Las conexiones más pequeñas de 3 plg. por lo general se aíslan con plástico seguido por un recubrimiento de asbesto cemento de acabado puro.

DIA INTERIOR  
DEL ANILLO  
IGUAL AL DIA  
EXTERIOR DEL  
TUBO



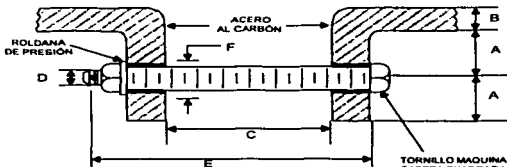
DETALLE "A"



CHACQUETA DE  
LAMINA CALIBRE 28

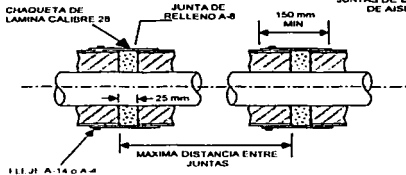
JUNTA DE  
RELLENO A-8

TAMAJO DEL TUBO	DIA INT DEL ANILLO — MILIMETROS —	A	B	C	D	E	F
1/2	22	13	3	3	1/4"	1"	3/8"
3/4	27	13	3	3	1/4"	1"	3/8"
1/2	35	13	3	3	1/4"	1"	3/8"
1/2	49	13	3	3	1/4"	1"	3/8"
2	60	20	5	5	3/8"	1/4"	1/2"
3	69	20	5	5	3/8"	1/4"	1/2"
4	114	20	5	5	3/8"	1/4"	1/2"
6	158	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
8	219	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
10	273	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
12	324	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
14	356	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
18	400	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
18	457	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
20	508	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"
24	610	25	6	6	1/2"	1/2"	5/8"



### DIBUJO No. I

JUNTAS DE EXPANSION-CONTRACCION Y SOPORTE  
DE AISLAMIENTO EN TUBERIA VERTICAL

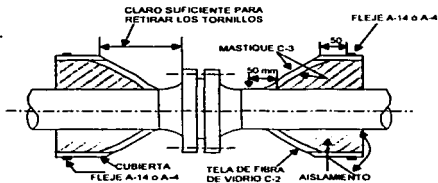


### DIBUJO No. II

JUNTAS DE EXPANSION-CONTRACCION  
EN TUBERIA HORIZONTAL

TEMPERATURA DE OPERACION "L" EN METROS

65 A	150	12
151 A	205	8
205 A	315	5
310 A	425	3
420 A	540	2.5
541 A	650	2



### DIBUJO No. III

ACABADO DEL AISLAMIENTO EN BRIDAS



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

## ASLAMIENTO DE TUBERIAS

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 4.9

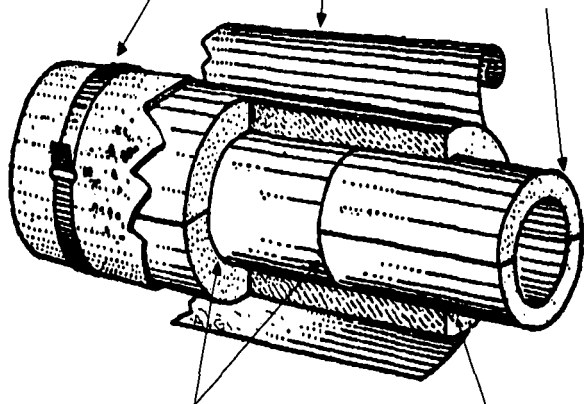
96-A

TESIS CON  
FOLIO DE ORIGEN

FLEJES DE ACERO

CAMISA

AISLAMIENTO DE TIERRA DE  
DIATOMÁCEAS, PARA ALTA  
TEMPERATURA



"CUATRAPEADO" DE LAS JUNTAS

MAGNESIA DE 85%



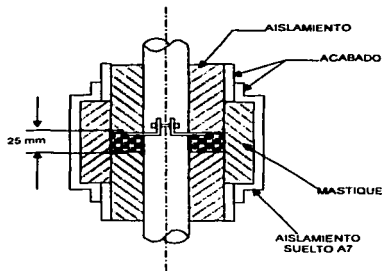
**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**AISLAMIENTO SECCIONAL DE UNA TUBERÍA EN VARIAS CAPAS**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

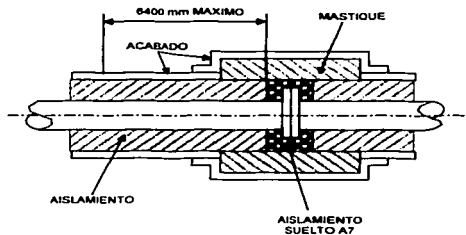
**FIGURA 4.10**

86-1



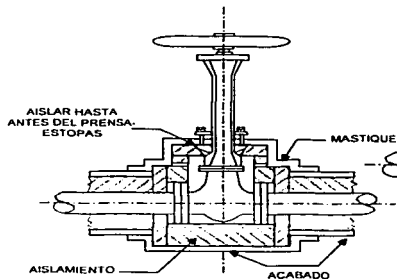
**DIBUJO No. 1**

SOportes DE AISLAMIENTO EN  
TUBERIA VERTICAL



**DIBUJO No. 2**

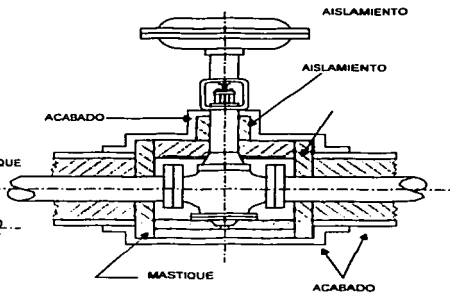
SELLADO CONTINUO DE AISLAMIENTO  
DE TUBERIA



**DIBUJO No. 3**

AISLAMIENTOS PARA VÁLVULAS MANUALES

DIBUJOS TÍPICOS DE CUBIERTAS FABRICADAS PARA VÁLVULAS, CUANDO NO SE USAN PIEZAS PREFORMADAS



**DIBUJO No. 4**

AISLAMIENTOS PARA VÁLVULAS DE CONTROL



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

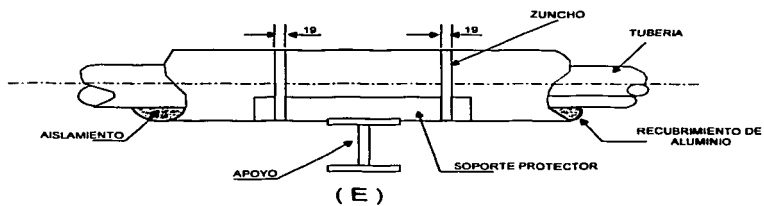
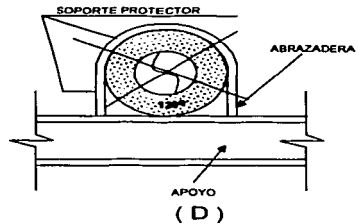
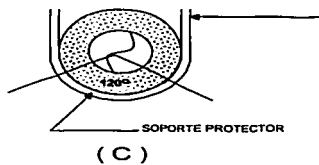
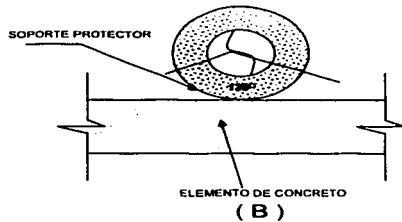
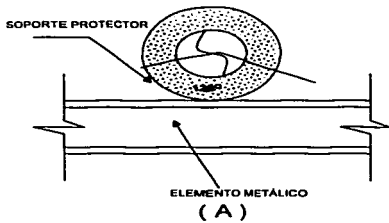
**AISLAMIENTO PARA SOPORTES Y VÁLVULAS**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 4.11**

86-C

TESIS CON  
FOLIO DE ORIGEN



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**SOPORTES CON TUBERÍAS AISLADAS**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 4.12**

86-D

En bridas, es más económico omitir el aislamiento de ellas en todas las líneas, menos en las de vapor. En plantas de proceso se hace necesario con tanta frecuencia extraer secciones de líneas para inspección o reparación, que resulta menos costoso omitir sencillamente el aislamiento alrededor de las bridas (ver la Figura 4.9-III), y así evitar la destrucción de toda la sección de aislamiento cuando se extrae un tubo.

#### 4.14.- MATERIALES AISLANTES

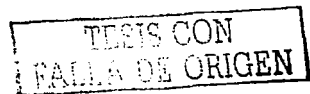
Los materiales aislantes pueden ser clasificados en cuatro tipos:

1. Fibrosos.
2. Granulares.
3. Celulares.
4. Reflectores.

Esta clasificación tienen un valor limitado puesto que los productos comerciales consisten en una combinación de varios de estos materiales aislantes.

##### **Asbesto**

El asbesto es un material con la composición  $3\text{MgO} \cdot 2\text{SiO}_2 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$ , correspondiente a un silicato hidratado de magnesio. Se usa en muchas formas para fabricar materiales aislantes, bien sea por sí mismo o en combinación con otras sustancias: creando espacios de aire relativamente vacíos sirven para disminuir la conductividad del aislamiento terminado. Estos aislamientos de papel de asbesto son efectivos hasta alrededor de unos  $300^\circ\text{F}$  ( $149^\circ\text{C}$ ); por encima de esta temperatura, el material adhesivo se descompone. Combinándolo con pequeñas partículas de algún material celular, esponjoso, el asbesto puede tomar una estructura afieltrada. Este asbesto afieltrado resiste la vibración y soporta el manejo rudo a temperaturas hasta de unos  $900^\circ\text{F}$  ( $482^\circ\text{C}$ ). Las fibras de asbesto se utilizan para fortalecer el aislamiento de alta temperatura de tierra de diatomeáceas y el aislamiento a base de 85% de magnesia.





### **Tierra de diatomáceas**

La tierra de diatomáceas es un forma poco usual de sílice; tiene un alto punto de fusión, 2930 °F (1610 °C), y propiedades exclusivas. Está constituida por pequeños esqueletos silicosos de diatomeas, las cuales fueron plantas microscópicas que vivieron hace millones de años. Una mezcla de asbesto y tierra diatomáceas forma un excelente aislamiento para alta temperatura (600 a 1900 °F, 315 a 1040 °C).

### **Aislamiento a base de 85% de magnesia**

Este material para temperaturas hasta de unos 600 °F (315 °C), el aislamiento a base de 85% de magnesia es quizá el material aislante más popular. Esta constituido por 85% de magnesia y 15% de asbesto.

La instalación apropiada de este tipo de aislamiento conserva durante muchos años sus excelentes propiedades aislantes y resulta un material económico. Tiene la desventaja de no poder soportar carga apreciable alguna.

El aislamiento a base de 85% de magnesia a menudo se usa en combinación con aislamiento de tierra de diatomáceas, y constituye un efectivo material aislante, porque el 90% de su volumen total es espacio de aire, cuya conductividad es baja.

### **Lana mineral**

La lana mineral se fabrica soplando en forma de filamentos, minerales de sílice fundidos. Estos filamentos pueden ser convertidos en mantas aislantes o moldeados en bloques, por la adición de materiales adhesivos apropiados. Cuando se usa un adhesivo a prueba de agua, se puede producir un aislamiento efectivo de baja temperatura, el cual es altamente resistente a la humedad y a la putrefacción microbiana.

### **Corcho vegetal**

El corcho natural contiene muchos miles de espacios sellados, llenos de aire. Es ligero, aunque resistente; no absorbe vapores ni es adversamente afectado por el

humedecimiento. Estas propiedades hacen del corcho un buen aislamiento para bajas temperaturas.

### **Poliestireno expandido**

El estireno, polimerizado y moldeado para ocluir muchas burbujas de aire, constituye un aislamiento para bajas temperaturas, ligero y servicial. Ha sustituido al corcho en muchas aplicaciones.

### **Aislamiento de vidrio**

La baja conductividad térmica, incombustibilidad y nula reactividad química del vidrio, son características deseables en los aislamientos. El vidrio fundido puede ser hilado en fibras similares a las de la lana mineral y fibras que pueden convertirse en mantas, cubiertas moldeadas para tubos, o bloques. El aislamiento de fibra de vidrio generalmente es bueno hasta 600 °F (315 °C), aunque ciertos diseños especiales soportan 1000 °F (538 °C).

Puesto que el vidrio no puede absorber agua, las fibras de vidrio moldeadas a forma de cartón sirven como aislamiento de baja temperatura cuando surten con un sello apropiado de vapor para el lado caliente. El material aislante a base de vidrio celular se hace de miles de burbujas de vidrio moldeadas en estructuras rígidas, de peso en extremo ligero. Este material de vidrio celular es adecuado para temperaturas de -350 a +800 °F (-177 °C a +425 °C).

### **Silicato de calcio**

Se compone principalmente de silicato de calcio hidratado reforzado con fibra mineral, libre de cloruro y asbestos su presentación comercial es en forma de cubiertas preformadas para tubería y bloques. Se clasifica según su máxima temperatura de servicio en:

- Tipo I hasta 1199.93 °F (649 °C)
- Tipo II hasta 1599.8 °F (871 °C)

### **Perlita expandida**

Este aislante se compone principalmente de perlita expandida reforzada con fibra mineral y aglutinada con material inorgánico libre de cloruros y asbestos. Su presentación comercial es en forma de cubiertas preformadas para tuberías, bloques y placas. Para usarse sobre superficies con temperatura hasta 1199.93 °F (649 °C).

## **4.15.- EVALUACIÓN DEL MATERIAL AISLANTE**

Para evaluar apropiadamente un material aislante, se deben investigar los siguientes factores. El efecto de la humedad y de los cambios de temperatura sobre las propiedades que se anotan, debe ser muy cuidadosamente considerado:

### **1.- Propiedades físicas:**

- a) Conductividad térmica.
- b) Calor específico.
- c) Coeficiente de expansión.
- d) Resistencias a la compresión, a la tensión y al impacto.
- e) Dureza.
- f) Resistencia a la fatiga.
- g) Resistencia al fuego.

### **2.- Propiedades químicas:**

- a) Análisis.
- b) Naturaleza corrosiva.
- c) Efecto de sustancias químicas en las tuberías o los recipientes sujetos a prueba.

### **3.- Características de instalación:**

- a) Toxicidad.
- b) Acción sobre la piel (si produce rasguños, etc.)
- c) Manejabilidad total (factibilidad para cortarse, para tomar diversas formas, etc.).

## **5.- SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

- 5.1.- DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**
- 5.2.- CONSTRUCCIÓN DE LOS BALANCES DE VAPOR**
  - 5.2.1.- DATOS REQUERIDOS PARA EL BALANCE DE VAPOR**
- 5.3.- CONSIDERACIONES DE DISEÑO**
- 5.4.- CARGA DE VAPOR EN LOS PROCESOS**
- 5.5.- EVALUACIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DEL VAPOR**
- 5.6.- LAS FUENTES DE VAPOR**
- 5.7.- SELECCIÓN DE LOS NIVELES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA**
  - 5.7.1.- CONTENIDO DE HUMEDAD EN LAS TURBINAS DE CONDENSADO DE VAPOR**
  - 5.7.2.- LA METALURGIA DEL SISTEMA**
  - 5.7.3.- PORCENTAJE DE AGUA EN LA TURBINA TURBINA**
  - 5.7.4.- REQUERIMIENTOS DEL PROCESO.**
  - 5.7.5.- COSTOS DEL TRATAMIENTO DE AGUA**
  - 5.7.6.- TIPO DE SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN**
- 5.8.- PRESIÓN DE VAPOR EN TUBERÍAS COMERCIALES**
- 5.9.- NIVELES DE PRESIÓN DE VAPOR**
  - 5.9.1.- PERFIL DEL CABEZAL DE 50-PSIG**
  - 5.9.2.- PERFIL DEL CABEZAL DE 150 PSIG**
  - 5.9.3.- PERFIL DEL CABEZAL DE 600 PSIG**
- 5.10.- VISIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE VAPOR**

- 5.11.- LOCALIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**
- 5.12.- REGLAS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍA DE VAPOR**
  - 5.12.1.- ASPECTOS DE DISEÑO DE LAS LÍNEAS DE VAPOR**
- 5.13.- SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADO**
- 5.14.- CONSERVACIÓN Y MANEJO DEL VAPOR**
- 5.15.- MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS DE VAPOR**

## **5.- SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

### **5.1.- DISEÑO DE UN SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

Un sistema de generación y distribución de vapor debe ser capaz de responder a una amplia gama de condiciones de operación, y a menudo, también debe ser, más confiable que el sistema eléctrico de la planta. Su diseño es lo último para ser instalado pero el primer requisito para su adquisición y arranque. Su diseño evoluciona lentamente, cambiando constantemente sobre la vida de un proyecto.

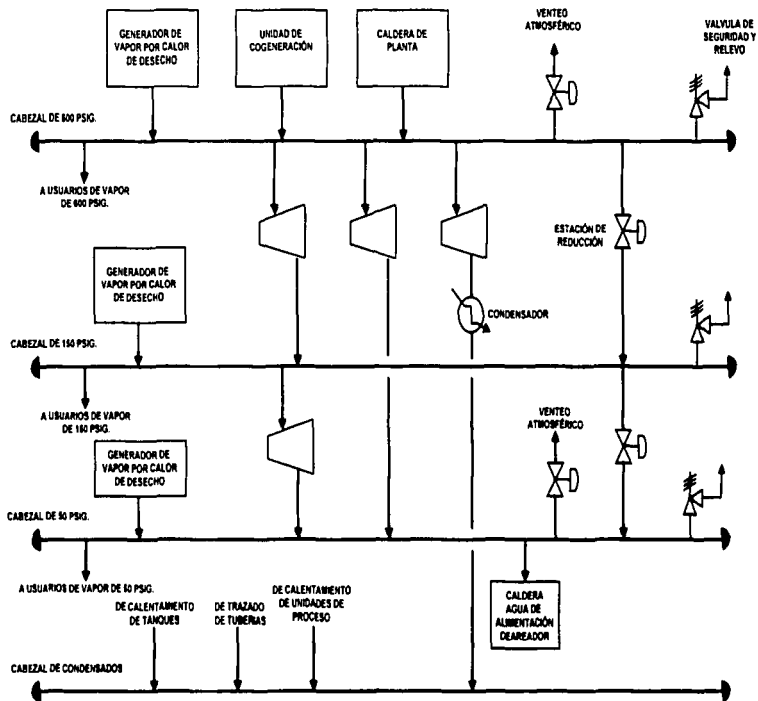
Un diagrama típico de un sistema de vapor y condensado para una planta de proceso grande es ilustrada en la figura 5.1. Sus elementos son normalmente encontrados en un complejo químico o en una refinería de aceite, tales como:

1. Tres niveles de presión de vapor (alta, mediana y baja) los cuales están distribuidos a lo largo de la instalación.
2. Generador de vapor.
3. Procesos consumidores de vapor.
4. Turbinas de vapor.
5. Sistemas de recuperación de calor de escape.
6. Estaciones reguladoras de presión.
7. Deareador alimentador de caldera.
8. Sistema de recuperación de condensado.

La integración de todos éstos dentro de un sistema de funcionamiento confiable es el objetivo del diseñador de un sistema de vapor.

El primer paso en el diseño de un sistema de distribución de vapor es preparar un diagrama esquemático del balance de vapor de la planta, presentando las cantidades, de las presiones y temperaturas de los consumidores individuales. Un plano de localización general que detalla la localización de los consumidores y sus requerimientos de vapor también deben ser dibujados. Las demandas de vapor deben ser agrupadas por la presión y temperatura, y tentativamente las rutas para la tubería deben ser situadas en el plano.

ESTE SISTEMA DE VAPOR Y CONDENSADO ES TÍPICO SE ENCUENTRA  
EN LOS GRANDES COMPLEJOS QUÍMICOS O EN LAS REFINERÍAS DE PETRÓLEO CRUDO



91-A

FESIS CON  
FACULTAD DE ORIGEN



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**SISTEMA DE VAPOR**

**ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA**

**FIGURA 5.1**

Después de que se ha elegido una ruta de la tubería provisional, las tuberías deben ser especificadas. Los códigos del ANSI (B31.1, B31.3, etc.) dirigen el diseño. El condensado y las líneas de vapor son clasificados de acuerdo a los métodos establecidos usando nomogramas o tablas dadas en los manuales de tubería, textos de hidráulica, y boletines de los fabricantes. Las tablas en estas referencias contienen tabulaciones de las capacidades relativas de transporte de las tuberías de varios tamaños, y la mayoría de los diseñadores de tubería confían en estas tablas. Los programas de computadoras también están disponibles para el diseño de sistemas de tubería. Usando cualquiera de estos recursos, se debe tener cuidado en el diseño de las líneas de condensado para flujo a dos fases donde sale a los recolectores de condensado.

Fortalecido con las especificaciones de tuberías, un diseñador ahora puede refinar su diseño provisional. La tubería debe estar colocada ordenadamente y a una manera consistente con el diseño económico, las consideraciones de pérdida de presión, y los apoyos satisfactorios.

La tubería de vapor es generalmente colocada en lo alto en las plantas no obstante las líneas subterráneas también son usadas cuando la instalación elevada es indeseable o impráctica. Sin embargo, las líneas subterráneas están limitadas para el vapor de baja presión y el condensado. La tubería es raramente inclinada especialmente en áreas de flujo pesado. El vapor externo y la tubería de condensado normalmente corren en puentes llamados racks de tubería.

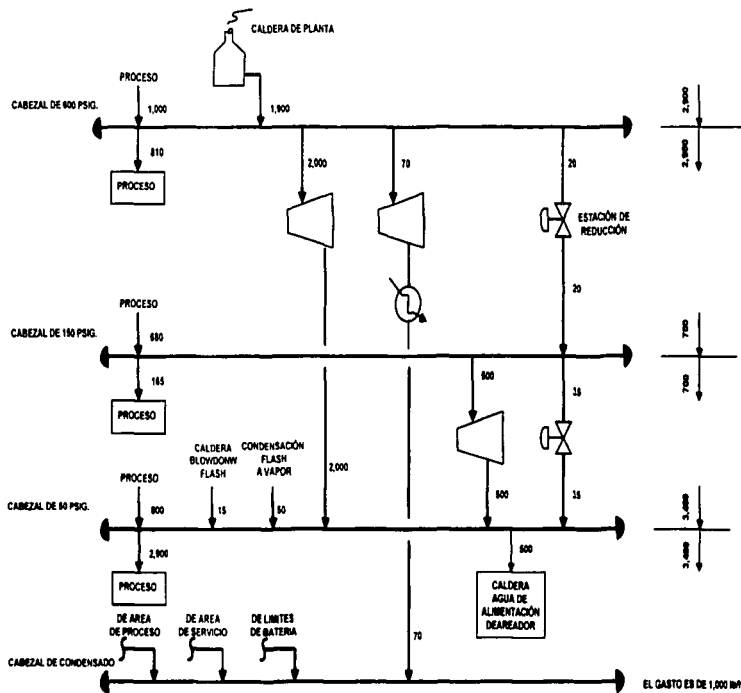
## 5.2.- CONSTRUCCIÓN DE LOS BALANCES DE VAPOR

Después de que el proceso y las demandas del vapor de la turbina han sido establecidas, el siguiente paso es la construcción del balance de vapor. En el cual se registra el uso de energía de una planta durante la etapa de diseño (Figura 5.2). Así mismo, ayuda a determinar la economía de una planta durante la etapa de diseño. Este se utiliza para dimensionar los componentes de servicio importantes de un sistema. Y para predecir la confiabilidad de operación durante condiciones anormales: arranque, falla en la alimentación, paro de la caldera y de algún disparo de unidad de proceso.

La bases generales de diseño del sistema de vapor deben desarrollarse por los siguientes recomendaciones:



ESTE SISTEMA DE VAPOR Y CONDENSADO ES TÍPICO SE ENCUENTRA  
EN LOS GRANDES COMPLEJOS QUÍMICOS O EN LAS REFINERÍAS DE PETROLEO CRUDO



92-A  
FALLA DE ORIGEN  
TESTIS CON



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**PRODUCCIÓN Y CONSUMO DEL VAPOR**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 5.2

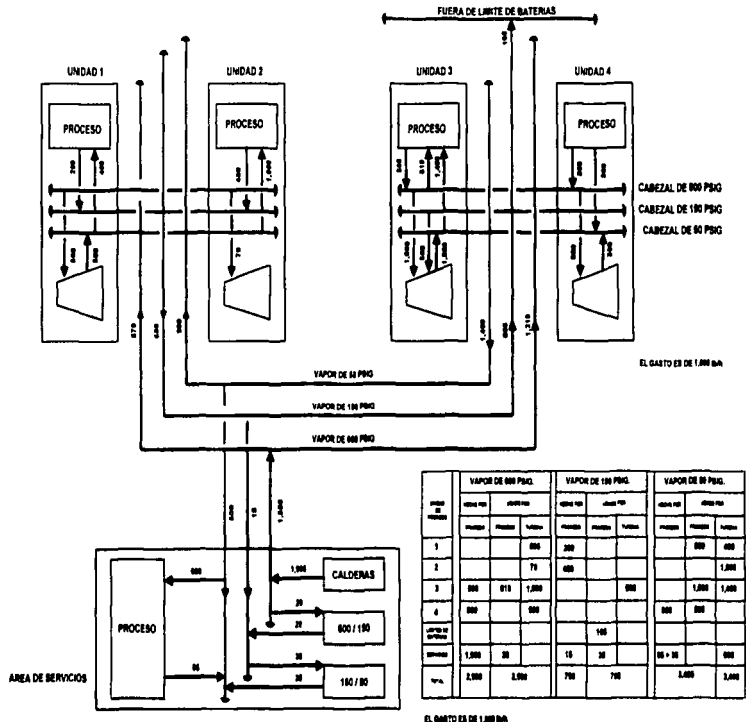
1. Todas las cargas significantes deben ser examinadas, con una atención enfocada particularmente en aquellas para las cuales hay una libertad de diseño relativamente pequeña – por ejemplo, las calderas y las grandes turbinas, debido a la limitación del poder eléctrico y a un paro seguro.
2. Se registran los consumos para que el diseñador tenga alguna libertad en la selección de los controladores. Estas selecciones están basadas en análisis de competitividad de costo.
3. La presión de vapor y los niveles de temperatura han sido establecidos.
4. El plano de localización se ha revisado para determinar donde no es factible entregar el vapor o recuperar el condensado, debido a que los costos de la tubería serían excesivos.
5. Los datos en las unidades de proceso son reunidos de acuerdo a los niveles de presión y usos del vapor – por ejemplo, para los procesos, controladores del condensador y los controladores de contrapresión. Un resumen de tal información es mostrada en la figura 5.3.
6. Después del paso 5, el sistema es balanceado por cálculos de prueba y error o técnicas computarizadas para determinar la caldera, regulación, el deaerador y los requerimientos del agua de alimentación a la caldera.
7. Debido a la posibilidad de una falla de energía eléctrica normalmente impone uno de los mayores requerimientos de vapor, la operación normal y la eventualidad de tales fallas ambas deben ser investigadas, como un mínimo.

#### **5.2.1.- DATOS REQUERIDOS PARA EL BALANCE DE VAPOR**

El ingeniero que diseña el sistema de servicio debe determinar que datos se requieren:

1. Factor de servicio de la planta
2. Nivel de presión de vapor requerido por el proceso.
3. La demanda de vapor del proceso.
4. El tipo de controlador en la planta.
  - a. De proceso.
  - b. De servicio.

LOS DATOS DE VAPOR GENERADO Y CONSUMIDO POR CADA PROCESO PUEDEN SER RESUMIDO EN UNA TABLA O DIAGRAMA



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

### DIAGRAMA DEL BALANCE DE VAPOR PARA UNA PLANTA

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

FIGURA 5.3

93-A

## 5. Factor de contingencia.

### **Factor de servicio de la planta**

El factor de servicio de la planta es el porcentaje anual del tiempo que se espera que opere la planta. El factor de servicio considera los paros programados y no programados y por consiguiente fija la capacidad de diseño de la planta. Por eso, si un proceso necesita producir 90,000 toneladas de producto anualmente y tiene un factor de servicio inherente de 98 por ciento ( 876 horas de paro), entonces, la planta debe tener una capacidad registrada de 100,000 toneladas.

El factor de servicio de la planta contiene un factor secreto adicional – confiabilidad de la planta. El ingeniero de servicios debe diseñar sistemas que sean confiables. Por lo tanto, el grado de independencia y confiabilidad de los sistemas de utilidad debe ser explorado y establecido previamente para planear cualquier sistema de utilidad y en particular un sistema tan crítico como el vapor. El entendimiento del factor de servicio del proceso para una planta particular dará la dirección estableciendo la filosofía disponible para las calderas, bombas de agua de alimentación y controladores de aire para la combustión. El proceso puede tener un paro inesperado sin afectar al equipo y puede ser prontamente reiniciado, entonces el equipo disponible sería minimizado. Pero si un paro inesperado no puede ser tolerado, entonces el equipo disponible se acercaría a la redundancia total.

El diseñador debe empezar a incorporar su planes en aquellos elementos que asegurarán la confiabilidad del sistema. Los servicios actuales tales como agua de alimentación a la caldera, bombas de agua de enfriamiento, compresores de aire, calderas, etc., deben estar disponibles. El debe determinar la confiabilidad de la red de energía que proporciona la planta. El diseño debe asegurar que la suficiente redundancia sea incorporada en cada uno de los sistemas de servicios para asegurar que el paro forzado sea minimizado. El debe diseñar el sistema de servicios para:

- La independencia de la planta localiza las desviaciones, tales como, fallas mecánicas de la bomba o de energía.
- Permite ordenadamente el paro del proceso en caso de una seria disminución de energía, combustible o agua de enfriamiento llegara a ocurrir.

### **Nivel de presión de vapor**

Uno de los parámetros importantes en cualquier balance de vapor es el nivel de presión de vapor. Hay varios niveles principales de vapor usados de forma consistente en las plantas:

1500 psig- usado en áreas cuyos costos de energía son altos y/o en controladores con potencias grandes (generalmente mayores que 25,000 bhp).

600 psig- usado en áreas cuyos costos de energía son bajos y/o controladores de media o baja potencia (generalmente menores que 10,000 bhp).

150 psig- usado en áreas cuyos costos de energía son bajos para plantas con pequeña potencia y grandes cargas del cambiador de calor.

### **Vapor principal**

En una planta en donde el costo de la energía es alto, hay una pequeña dificultad que muestra que el vapor sobrecalentado de 1500 psig es óptimo. El nivel de vapor principal, no obstante, debe estar determinado por un estudio económico el cual debe incluir los costos de inversión y de operación para el combustible, agua de alimentación de la caldera, agua de enfriamiento y energía eléctrica. Básicamente el estudio compararía las inversiones del sistema a 600 psig, 1200 psig y 1500 psig contra sus respectivos costos de operación.

### **Niveles intermedios de presión de vapor**

Están basados principalmente en las necesidades de las calderas del proceso. La degradación del producto, los servicios del reflujo y las características de la destilación son algunas consideraciones que deben satisfacerse. El ingeniero del proceso determina estas necesidades pero el ingeniero de servicios debe entender y debe estar de acuerdo con la necesidad para cada nivel. El ingeniero de servicios no debe entramparse en proporcionar una multitud de presiones solamente debido a las recomendaciones del proceso. Normalmente, incluso un proceso complejo requeriría no más que dos o tres niveles intermedios de vapor.

El objetivo primordial del diseñador es condensar la descarga de vapor de la turbina contra el servicio del cambiador de calor del proceso, puesto que el ciclo de

energía es más eficaz en una turbina proporcionando el trabajo útil y rechazando su descarga de energía contra un servicio de calor de proceso.

### **Demanda de vapor de proceso**

Normalmente, las cargas del proceso son divididas en dos grandes categorías – el controlador de potencia y la demanda de calor del cambiador. La mayoría de las demandas del cambiador de calor son para vapor saturado a las presiones de 150 psig e inferior considerando un controlador mínimo a la entrada de la presión de vapor que está generalmente por encima de 250 psig. El ingeniero de servicios debe llevar en mente que la potencia proporcionada por un ciclo de condensación en la planta no es económico. El debe buscar oportunidades donde pueda proporcionar potencia a la planta por medio de las turbinas a contrapresión con la descarga del vapor usada en el proceso por el servicio del cambiador de calor.

### **Tipo de controlador de planta**

Básicamente, tres tipos de controladores mayores están disponibles para el uso del proceso –turbina de gas, turbina de vapor y el motor eléctrico. La turbina de gas es ineficientemente inherente a menos que se conecte con el calor de escape del generador de vapor más la dificultad de la potencia disponible para procesar las necesidades que requiere un estudio de viabilidad.

El cambiador de calor puede aceptar desde 85 a 100 por ciento del vapor producido por las turbinas de contrapresión, por lo tanto, los motores eléctricos serán difíciles de justificar. Sin embargo, en la mayoría de los procesos la demanda de vapor para los cambiadores de calor no proporcionan una baja de calor lo suficientemente grande para satisfacer el vapor de contrapresión producido por una turbina a toda la planta (Tabla 5.1). Como una consecuencia, el factor económico conducirá al uso máximo de los motores eléctricos. A menos que el mismo generador de energía sea usado, la operación de todo un procesos controlado por un motor eléctrico está sujeto a depender en la confiabilidad de otros. El ingeniero de servicio debe estar seguro de lo que puede ocasionar el impacto de una falla de energía en el proceso. Ciertos servicios críticos tales como el agua contra incendio, agua de alimentación al proceso, sistemas de recirculación, agua de enfriamiento y aire comprimido no pueden tolerar una pérdida de energía; por su paro podría llevar al daño del equipo. Todos los servicios críticos necesitan ser identificados lo más pronto y prever para ellos una operación continua e independientemente de los paros de suministro de energía.

TABLAS.1			
CONDICIONES DE LA TURBINA			
CONTRAPRESIÓN		CONDENSACIÓN	
ENTRADA PSIG	SALIDA PSIG	ENTRADA PSIG	SALIDA EN Hg
1500	620	1500	4
1500	240	600	4
1500	60	-----	-----
600	240	-----	-----
600	60	-----	-----
225	60	-----	-----

Se ahorran servicios de proceso críticos y controladores de sistema de servicios con los controladores de la turbina de vapor (Tabla 5.2). Estos controladores son proporcionados por los cabezales de vapor críticos que son la presión controlada y automáticamente segregada desde el resto del sistema si una caída de presión del sistema de vapor debe ocurrir.

TABLA 5.2			
TURBINA DE VAPOR			
PRESIÓN DE ENTRADA ACTUAL PSIG	TEMPERATURA °F	PRESIÓN DE SALIDA ACTUAL PSIG	PROPORCIÓN DE VAPOR ACTUAL lbs/tp-hr
1500	920	620	31.18
1500	920	240	16.72
1500	920	60	11.14
1500	920	4-in Hg	6.39
600	725	240	34.95
600	725	60	16.59
600	725	4-in Hg	7.77
225	525	60	32.34

### Factor de contingencia

Hasta que una planta empiece las operaciones, todas las cargas de demanda de servicio tales como la potencia de freno del controlador y las cargas del cambiador de calor son aproximaciones. Algunas cargas son aproximaciones sumamente exactas, otras están fuera tanto como un 20-30 por ciento. La potencia del compresor puede estar fuera tanto como un 4 por ciento y todavía es confiable.

Es bueno para el diseñador adicionar un 10 por ciento por lo menos a la potencia de freno y tanto como un 20 por ciento a la etapa de planificación para asegurar que el sistema de vapor pueda dar suficiente energía a el proceso durante las operaciones.

### 5.3.- CONSIDERACIONES DE DISEÑO

Un buen diseño de distribución de vapor debe prever:

- a) **Un funcionamiento sin problemas (conducir vapor seco, no ocasionar golpes de ariete, absorber dilataciones y esfuerzos térmicos y mecánicos, y purgar adecuadamente el sistema).**
- b) **Transportar el vapor con el máximo rendimiento y mínimo costo.**
- c) **Reducción de pérdidas, tanto de presión, como de calor.**
- d) **Flexibilidad de utilización y previsión razonable de capacidad para picos de consumo o ampliaciones de servicio.**

En el desarrollo del sistema de vapor, se deben identificar las cargas de vapor y niveles de vapor, también se deben verificar los aspectos de seguridad, y preparar los estudios de intercambio de costos, ordenadamente para proporcionar en forma segura energía económica, siempre permaneciendo consciente de la entidad física que se levantará del diseño.

Los instrumentos son enumerados, localizados e identificados tal como funcionan. Los flujos, presiones, temperaturas y condiciones de operación anormales son tomados de las tablas de designación de la línea, los cuales forman una importante ayuda en el diagrama de tubería e instrumentación.

La tubería es identificada por el número de línea, el tamaño de línea y la especificación de la tubería. Esta información, al mismo tiempo con los datos de designación de línea de la tabla, permite al diseñador de tubería, diseñar el soporte de tubería, y al analista de esfuerzos completar los detalles de diseño de todos los sistemas de tubería de vapor y condensado.

La tabla de designación de línea lleva la información de diseño que no puede ser fácilmente descrita en la tubería y en el diagrama de instrumentación. Cada proceso numerado, el servicio y la caída de línea es tabulada en él, según con lo



normal pertinente y las características particulares. La masa y el flujo volumétrico, o ambos, son registrados en él para el dimensionamiento de línea y propósitos para la selección de la instrumentación. La identificación de la fuente de cada línea y destino hace posible determinar la pérdida absoluta de la línea y velocidad de flujo conveniente. Las presiones y temperaturas particulares forman las bases para el dimensionamiento de las válvulas de alivio, y proporcionan información realizando análisis de esfuerzos, para la elección del tipo de soporte de tubería (guías, puntos fijos, perchas y resortes de soporte), y para el diseño y localización de los loops de expansión. Los requerimientos del aislamiento y espesor, por ahorro de energía o protección al personal, también son indicados.

#### **5.4.- CARGA DE VAPOR EN LOS PROCESOS**

El vapor es una fuente de poder y calentamiento, y puede ser involucrada en las reacciones de los procesos. Sus aplicaciones incluye servicio como una separación, fluidización, agitación, atomización, eyección y corriente directa de calentamiento. Sus cantidades, niveles de presión y los grados de recalentamiento están fijados por las necesidades de los procesos.

El segundo proceso de consumo importante de vapor es para calentamiento indirecto, tal como en los rehedidores de las torres de destilación, en las calderas de sistemas de amina, calentadores de proceso, en la distribución e instalaciones del sistema de tuberías de calentamiento. Porque los fluidos en estas aplicaciones generalmente no necesitan estar por arriba de los 350°F, el vapor es una fuente de calor conveniente.

Además, las cantidades de vapor requeridas para estos servicios están fijadas por el diseño del proceso de la instalación. Hay muchas opciones disponibles para el diseñador de procesos en proporcionar algunos de estos requerimientos de calor de bajo nivel, incluyendo sistemas de intercambio de calor y sistemas de circulación de fluidos que transfieren calor, así como el vapor y la electricidad. La selección de una opción es hecha primeramente en la etapa de diseño y está basada predominantemente en estudios de intercambio económico.

La generación de vapor a partir del calor de proceso permite un medio de incrementar la eficiencia térmica global de una planta. Después mantener la recuperación de todo el calor posible vía intercambio, el diseñador de procesos puede ser capaz de reducir los requerimientos de enfriamiento haciendo provisiones para la generación de presión de baja (50-150 psig) de vapor. Sin embargo la

generación a este nivel puede ser factible desde un punto de vista del diseño del proceso, el impacto de esto en el balance global de vapor debe ser considerado, porque el vapor de baja presión es excesivo en la mayoría de los balances de vapor, y la generación de cantidades adicionales puede empeorar el diseño. Las decisiones de este tipo requieren la coordinación íntima entre los ingenieros de servicios y de proceso.

El vapor es a menudo generado en la sección de convección de los calentadores de encendido de proceso en orden para mejorar la eficiencia térmica de una planta. El vapor de alta presión puede ser generado en la sección de convección de un horno de los calentadores de proceso, los cuales tienen solamente la obligación del calor radiante (Por ejemplo, reformadores de H<sub>2</sub>-planta, calentador/reformador catalíticos).

#### 5.5.- EVALUACIÓN DE LOS REQUERIMIENTOS DEL VAPOR

Una vez que los consumidores del vapor han sido identificados, las cantidades requeridas, las presiones y temperaturas del vapor deben ser determinadas.

Tomando los balances de energía alrededor de las unidades y la planta global. La presión y temperatura para cada consumidor son dictados por las condiciones del proceso, por ejemplo, presión de operación, la temperatura, aumento del punto de ebullición, y las propiedades físicas del medio siendo calentada. En general, las presiones de operación más bajas y las temperaturas consistentes con el funcionamiento económico del equipo y el sistema de distribución se seleccionan.

Para una eficiencia máxima de transferencia de calor, debe usarse vapor saturado a una presión que corresponda a una temperatura requerida.

#### 5.6.- LAS FUENTES DE VAPOR

Otro elemento importante a determinar previamente para el diseño de un sistema de distribución de vapor es el suministro de la presión y la temperatura. Estos dependen de la fuente de vapor, la cual puede ser una de las siguientes:

- Caldera

- Escape del generador de la turbina, y recuperación de la caldera por la válvula reductora de presión (PRV).
- Controlador de escape de la turbina, y recuperación de la caldera por la PRV.
- El vapor flash de condensado u otros procesos.
- El vapor adquirido a las condiciones especificadas.

La diferencia en las presiones a la salida de la caldera y los puntos de uso representan la presión disponible para superar la fricción en el sistema de distribución. Sin embargo, en la práctica real, la presión de la caldera está frecuentemente más alto que lo que se requiere.

La presión de vapor es determinada por la economía del balance de vapor de la planta. Si se usa vapor principalmente para instalaciones de calentamiento, puede ser distribuido directamente de las calderas. Sin embargo, si la planta tiene una carga de vapor anual relativamente firme, la cogeneración de electricidad y el vapor puede ser atractivo.

La cogeneración tiene algunos rasgos deseables. Cubriendo mediante el uso de turbinas o un sistema de ciclo combinado (turbinas de gas y vapor) para reducir la presión de vapor que se necesita para la distribución de la planta, la energía puede ser generada muy eficientemente. De hecho la eficacia de cubrir turbinas y sistemas de ciclo combinado es de 70% a 90%, comparado con 40% para las estaciones de las centrales de mayor eficiencia de energía.

Las necesidades de vapor de baja presión de una planta pueden ser reunidas para alguna ampliación del generador de la turbina o controlar las extracciones y/o de escape.

El flasheo del condensado dentro de los tanques flash de baja presión es otra fuente de vapor de baja presión —y es un método común para ahorrar vapor flash. La cantidad de vapor generado depende de la cantidad de condensado flaseado y la presión diferencial entre el condensado y el tanque flash.

Sin embargo, en muchos casos, las Válvulas Reguladoras de Presión de Vapor (PRVS) deben ser empleadas para proporcionar vapor suplementario. Estas PRVS son frecuentemente usadas para controlar la presión en el sistema de distribución. Ellas toman vapor a presión de salida de la caldera y reducen su presión para cumplir con los requisitos del sistema de distribución. Estas se deben clasificar según el tamaño para proporcionar todo el vapor necesario a la planta en el caso de que las turbinas estén cerradas para mantenimiento o por problemas de operación.

El uso de las PRVS para controlar la presión del sistema, puede mantenerse una contrapresión constante en los generadores de la turbina. Lo cual, hace más fácil el control del rendimiento de la turbina.

Los procedimientos son las fuentes comunes de vapor de la planta actual. Sin embargo, la demanda de energía y las compañías de las plantas de proceso están creando innovaciones, en el servicio de vapor hacia las plantas de proceso. En tales casos, los servicios son capaces para generar su propia energía más eficientemente, mientras que las plantas de proceso no tienen que operar las centrales de vapor.

## 5.7.- SELECCIÓN DE LOS NIVELES DE PRESIÓN Y TEMPERATURA

Un problema de gran importancia es el establecimiento de los niveles de presión a que se debe utilizar el vapor en la planta. Para la determinación se tienen que considerar aspectos económicos y técnicos.

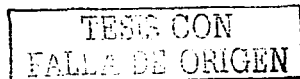
La presión mínima del vapor será función de la temperatura requerida en los procesos. Conviene seleccionar aquella presión que conduzca al precio de costo mínimo de la unidad térmica puesta en el lugar de utilización.

La selección de los niveles de presión y temperatura para un sistema de vapor de proceso está basado en :

1. Contenido de humedad en las turbinas con condensación de vapor.
2. La metalurgia del sistema.
3. Porcentaje de agua en la turbina.
4. Requerimientos del proceso.
5. Costos de tratamiento de agua.
6. Tipo de sistema de distribución.

### 5.7.1.- Contenido de humedad en las turbinas de condensado de vapor

La selección de los niveles de presión y temperatura normalmente comienzan con la premisa que en alguna parte en el sistema estará una turbina de condensado. Por consiguiente, la presión y la temperatura del vapor debe ser seleccionada así como el contenido de humedad en la última vuelta de las álabes de la turbina será menor que 10-13%. En turbinas de alta velocidad (mayores que 9,000 rpm), un



contenido de humedad de 10% o menor es deseable. Esto, a su vez, significa que será una temperatura de recalentamiento mínima para un nivel de presión dado, una eficiencia de la turbina y una presión del condensador para el cual el sistema puede ser diseñado.

Para cuantificar la selección, se supone que una temperatura de recalentamiento será determinada en base a una turbina que condensa a 0.7 psia ( $1\frac{1}{2}$  in. Hg) y teniendo una eficiencia de 80% (razonable las turbinas grandes). La mínima temperatura de recalentamiento puede ser calculada de un diagrama de Mollier.

### 5.7.2.- La metalurgia del sistema

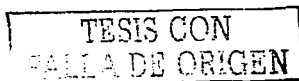
Una segunda consideración en la selección de presión-temperatura de los niveles de vapor adecuados es la limitación impuesta por la metalurgia. Los bridas de acero al carbón, por ejemplo están limitadas para un máximo de temperatura de 750°F debido a la amenaza de grafito (los carburos). Por lo tanto, a 600 psig y menos, las tuberías de acero al carbón es aceptable en sistemas de distribución de vapor. Por arriba de los 600 psig, la aleación de la tubería es requerida. En un sistema de vapor a 900- a 1,500-psig, la tubería debe de ser de  $\frac{1}{2}$  de carbón- $\frac{1}{2}$  de molibdeno o un  $\frac{1}{2}$  de cromo-  $\frac{1}{2}$  molibdeno de aleación.

### 5.7.3.- Porcentaje de agua en la turbina turbina

Los requerimientos del vapor para una turbina están expresados como una porcentaje de agua, es decir, lb de vapor/bhp, o lb de vapor/kWh. La estimación de agua es una función de dos factores: la estimación de agua teórico y la eficiencia de la turbina.

El primero está directamente relacionado a la diferencia de energía entre la entrada y salida de una turbina, basado en la expansión isentrópica del vapor. Es, por lo tanto, una función de las presiones y temperaturas de entrada y salida de la turbina.

La segunda está en función del tamaño de la turbina y de la presión del vapor a la entrada, y de la operación de la turbina (es decir, si la turbina condensa vapor, o agota algunos de ella a un nivel de presión intermedio).



#### **5.7.4.- Requerimientos del proceso.**

Quando se establecen los niveles del vapor, la consideración se debe de dar a los requerimientos del proceso así como para los controladores de las turbinas. Por ejemplo, vapor para calentamiento de proceso tendrá que ser a una presión suficientemente alta para prevenir que los fluidos del proceso se fugen dentro del vapor. La búsqueda de la tubería de vapor debe ser a una cierta presión mínima de manera que a una baja presión el condensado pueda ser recuperado.

#### **5.7.5.- Costos del tratamiento de agua**

A la mayor presión de vapor, mayor costo de tratamiento de agua de alimentación para caldera. Por encima de los 600 psig, el agua de alimentación casi siempre debe ser desmineralizada; por debajo de los 600 psig, el ablandamiento puede ser el adecuado. Puede ser de alta calidad si el vapor es usado en el proceso, como en reacciones sobre un lecho catalítico ( por ejemplo, en la producción de hidrógeno).

#### **5.7.6.- Tipo de sistema de distribución**

Hay dos tipos de sistemas: local, como el ejemplificado por una central de distribución; y un complejo, por el cual, el vapor es distribuido a muchas unidades en una planta de proceso. Para un pequeño sistema local, no resulta económico que las presiones de vapor estén dentro de un rango de 600-1,500-psig. Para un sistema grande, manteniendo las presiones dentro de un rango de 150-600 psig es deseable debido al costo de reunir los requisitos de la aleación para un sistema de distribución de alta presión.

Debido a todos estos factores anteriores, el sistema de vapor en un proceso químico complejo o en una refinería de aceite frecuentemente termina como un arreglo de tres niveles. El nivel más alto, 600 psig, sirve primeramente como una fuente de poder. El nivel intermedio, 150 psig, es idealmente conveniente para las turbinas de emergencia pequeñas, cuando ocurre un paro en el diseño, y calentamiento del proceso. El nivel bajo, normalmente de 50 psig., puede ser usado para servicios de calentamiento, dentro del diseño, y requerimientos del proceso. Un cuarto nivel más alto normalmente no se justifica, excepto en casos especiales como cuando una cantidad grande de poder eléctrico debe generarse.

## 5.8.- PRESIÓN DE VAPOR EN TUBERÍAS COMERCIALES

Debido a la posibilidad de cargas aumentadas en el sistema de pérdida de presión debido a la fricción en el conducto, y de los planes futuros de expansión o cambios en el proceso, el vapor es distribuido a algo más alto que las presiones de operación requeridas.

La economía también juega un papel importante en la determinación de las presiones de la distribución. Como la presión de vapor decae, el volumen específico del vapor se incrementa. Esto significa que, para un flujo de vapor constante, las tuberías más grandes deben ser usadas como reductoras de la presión de vapor- para controlar la velocidad en la tubería y las pérdidas de presión en las líneas. Así, el costo de la tubería se incrementa drásticamente con la reducción de la presión de vapor.

La tabla 5.3 muestra una comparación del tamaño de líneas y los costos de tubería requeridos para sistemas a tres presiones. Está claro que para las velocidades de tubería relativamente iguales de 30 psig de vapor requiere un tamaño de tubería más grande (20 in dia.) que 60 psig (16 in dia.) y 160 psig (10 in dia.). Para tubo de peso normal hecha de ASTM A106 de acero grado B, la tubería de 30 psig de vapor costará 41% más por pie de tubería que la tubería de 60 psig de vapor y 86% más que la tubería para 160 psig de vapor.

**TABLA 5.3**

**EFFECTOS DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE PRESIÓN EN LOS COSTOS**

PRESIÓN DE VAPOR (psig)	TEMPERATURA DE VAPOR (°F)	VOLUMEN ESPECÍFICO (ft <sup>3</sup> /lb)	DIÁMETRO DE LA TUBERÍA (ins)	CAIDA DE PRESIÓN POR 100 ft. (psi)	VELOCIDAD DEL VAPOR (ft/min)	COSTOS POR ft INSTALADO (\$)
30	325	10.1	20	0.16	8,329	128.58
60	360	6.30	16	0.31	8,300	97.54
160	420	2.814	10	1.12	8,564	69.27

Bases: ASTM A 106 Grado B tubería

Fuente: Gilbert/Commonwealth

Si la presión de vapor y la temperatura son demasiado altas, la tubería más pesada, o de un material diferente, puede ser requerida y este puede agregarse significativamente al costo del sistema de distribución.

Sin embargo, la norma-peso ASTM A106 calidad B de la tubería le basta generalmente. Es conveniente para el uso a 600 psig y a 700°F para tuberías a 16-in. dia., y el vapor es raramente distribuido en las condiciones más severas.

## **5.9.- NIVELES DE PRESIÓN DE VAPOR**

Preparando el programa para la implementar el plan del sistema de vapor global, debe darse la primera consideración a la multiplicidad de las situaciones de presión que deben ser establecidas. Tales cosas como las situaciones de seguridad de la válvula para cada cabezal, los puntos de calibración para las estaciones de reducción de presión, el venteo atmosférico y las válvulas de seguridad del tambor de la turbina, y las presiones de operación reales son todas importantes promulgando la procuración del equipo apropiado y la instrumentación, que inevitablemente debe ser completado primeramente en el desarrollo del diseño.

### **5.9.1.- Perfil del cabezal de 50-psig**

El punto de operación de 53 psig en la estación de regulación proporciona un punto de operación mínimo de 48 psig en el subcabezal.

El venteo atmosférico calibrado a 60 psig fue seleccionado con estas consideraciones en importancia: (1) la estación de reducción de presión ajustará el balance de la presión normal hora por hora en el cabezal de 50 psig, incluyendo algunas variaciones causadas por un cambio significante en el suministro o consumo de vapor de 50 psig; (2) el sistema provee vapor deaeración a la instalación del tratamiento de agua, y un suministro de apoyo a la estación de reducción de presión impedirá sobrepresiones en el vapor deaeración; y (3) el sistema de venteo atmosférico no está para ser la primera línea de control.

La válvula de alivio de seguridad del cabezal es establecida a 80 psig la cual está dentro del nivel del presión-temperatura para bridas de acero al carbono de 150 psig (incluso con una temperatura del recalentamiento tan alta como 750 °F), y ofrece un rango razonable entre los puntos de calibración de la válvula de seguridad de la turbina y el venteo atmosférico. Debido a que la cantidad de vapor que pasa a través del cabezal de 50 psig, puede ser deseable más que una válvula de alivio de presión.



Por código una válvula de alivio de presión para cada turbina es requerida para proteger la carcaza ( o por debajo), al trabajar con el rango máximo de presión aceptable, en caso de que la válvula de descarga esté cerrada. Este rango, el cual varía con el fabricante, está relacionado con el material de la carcaza (hierro colado, acero al carbón, aleación y acero inoxidable, etc.). Es obligatorio que la válvula de seguridad de la turbina se coloque para aliviar a una presión mayor a 50 psig del sistema de vapor de alivio, para evitar el hecho de tener la válvula de alivio de la turbina como la válvula de alivio del sistema.

#### **5.9.2.- Perfil del cabezal de 150 psig**

Las mismas consideraciones generales se aplican al perfil del cabezal de presión de 150 psig. Sin embargo, en el aspecto económico, este sistema no ha sido proporcionado con un venteo atmosférico. Un aumento de presión en el cabezal de 150 psig es, en cambio, aliviado por la reducción en la estación disminuyendo a 600/150 psig., la cual iniciará una reducción de la caldera, o por incremento de la disminución a través de la estación. Con ambas acciones, el venteo atmosférico probablemente ocurrirá hasta que la caldera generadora de vapor haya sido disminuida a un nivel aceptable.

#### **5.9.3.- Perfil del cabezal de 600 psig**

Para el establecimiento del perfil de presión del cabezal de 600 psig se sigue el mismo patrón. Una calibración de 615 psig ha sido establecida para la disminución de la estación, con una pérdida de presión en la línea de 5% (30 psig) permitida para puntos distantes de consumo de vapor.

### **5.10.- VISIÓN DEL SISTEMA DE CONTROL DE VAPOR**

Una desviación de las condiciones normales de la red de distribución de vapor tiene un gran impacto en todo el sistema, el diseñador de controles debe establecer la secuencia de los recursos de control que restaurarán la normalidad. Esto asegurará que las áreas de más alta prioridad serán protegidas primero, y que dos elementos del sistema de control funcionen correctamente.

### 5.11.- LOCALIZACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

La tubería del sistema de distribución puede correr a nivel de piso, sobre "durmientes" de concreto, o de preferencia arriba del nivel de piso sobre soportes de acero estructural o de concreto reforzado. Las tuberías que van a nivel de piso constituyen un obstáculo y al cruzar las calzadas deben ser sepultadas o elevadas, lo cual origina en la línea una bolsa en donde el condensado puede quedar atrapado.

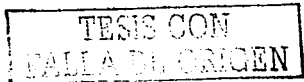
El condensado debe ser acumulado en puntos predeterminados de la tubería de distribución y en los puntos de uso, y luego debe ser descargado continuamente, por medio de trampas de vapor, en un sistema de condensado para su regreso al cuarto de calderas. Es muy conveniente que la tubería de retorno corra cerca de la tubería principal de distribución a modo de que las trampas de vapor de esta última puedan descargar en la tubería de condensado. Si se usan varios sistemas de vapor a diferentes presiones, las trampas de vapor pueden ser dispuestas a manera de que descarguen individualmente en servicios de presión sucesivamente más baja.

Mediante un cuidadoso arreglo de válvulas y tubería debe evitarse la acumulación de condensado en puntos diferentes a los que tienen trampas de vapor. Los ramales de los cabezales principales deben de salir verticalmente de la parte superior del cabezal y luego correr horizontalmente lo que se requiera. En el trayecto horizontal de la tubería se pueden instalar válvulas de retención, con lo que el condensado se drenará libremente en cualquier lado de la válvula. Los pasos de desvío ("by-passes") de las válvulas deben localizarse encima de ellas, con un pequeño purgador instalado entre las válvulas del paso de desvío.

En tramos largos horizontales de tubería se instalan piernas para acumulación de condensado. Dichas piernas se construyen de tubo y tapones-cachucha, dos medidas mayores que el tamaño de la línea, y se sueldan verticalmente en la parte más baja del tramo de tubería considerado. En la pierna de condensado se instala una placa vertical para desviar el vapor y la humedad hacia la pierna. En tanto que el vapor hace una vuelta de  $180^\circ$ , el agua cae a la pierna. Para separar el condensado, en el fondo de la pierna se conecta una trampa de vapor.

### 5.12.- REGLAS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍA DE VAPOR

Cuando las líneas de distribución de vapor son muy grandes, los dos criterios más importantes son la velocidad y la caída de presión.



Para una valoración rápida y para prevenir los aspectos de erosión, la velocidad en la tubería es el parámetro importante. El modo empírico, basado en velocidad, debería proporcionar una buena estimación para el tamaño óptimo de la tubería que justifica la inversión, la caída de presión y la velocidad de erosión.

Las tuberías de gran tamaño no sólo son un problema de costo; también causan altas pérdidas de calor y gastos mayores de operación. Puesto que el vapor es un fluido no corrosivo, el aspecto de la velocidad de erosión no es típicamente un factor decisivo. La caída de presión es normalmente excesiva, cuando el diseño de los cabezales de vapor están demasiado cerca al límite máximo generalmente aceptado de 80% de velocidad erosional. El modo empírico para el dimensionamiento de tuberías de vapor saturado dicta una velocidad mucho muy baja que para el vapor recalentado. Debido a la alta probabilidad de pequeñas gotas presentes en el vapor saturado, tiene más carácter "erosional" que el vapor recalentado. Por lo tanto, el vapor saturado debería usar una velocidad baja que para el vapor recalentado. También, las velocidades más altas generarán más ruido en la línea, aunque esto sea más difícil de cuantificar. La generación de ruido extremo de velocidades altas es raramente experimentada. Todas las líneas de vapor deben estar propiamente aisladas térmicamente, las cuales también reducen el ruido. Además las velocidades altas introducen grandes riesgos por la turbulencia cuando se forman los slugs de condensado. En el cálculo de la caída de presión ( la cual depende grandemente de la velocidad), se debe tener cuidado con loops de expansión térmica no uniformes, puesto que estos loops incluyen seis codos que implicarán la longitud equivalente extensiva adicional.

#### 5.12.1.- Aspectos de diseño de las líneas de vapor

Las líneas de vapor horizontal están normalmente diseñadas lisas sin inclinación, aunque la inclinación sería benéfica para remover el condensado. El retiro de condensado debe ser evaluado cuidadosamente, en particular con las líneas de vapor saturado. En cuanto el vapor salga un tambor de vapor, empieza a condensar mientras la pérdida de calor tiene lugar desde la tubería. En el arranque con tubería fría, la proporción de condensación es pesada. Bajo condiciones de trabajo con una tubería propiamente aislada, la proporción de condensación es mucho más baja; sin embargo, no debe ser descuidada. Las gotas de condensado pueden acumularse a lo largo de la tubería, formando finalmente un slug sólido. Moviendo el slug a la velocidad del vapor puede producir la turbulencia, lo cual es ruidoso y puede causar un daño severo a la tubería y los montajes. Por lo tanto, la formación de un slug, potencialmente causa turbulencia, debe ser evitado, y la tubería no debe pandearse y debe estar apoyada con soportes apropiados y portatubos. Adicionalmente, el

drenado apropiado puede prevenir el aumento de condensado en los puntos bajos. El condensado reunido también reducirá el área de flujo libre de la tubería, la cual implicaría una alta caída de presión. La alineación apropiada y el drenado de condensado pueden ser facilitados usando estas reglas simples:

1) La toma de ramas en los cabezales de vapor desde el domo.

Una conexión en el domo asegurará que el vapor esté tan seco como sea posible. Una conexión desde el fondo es el peor arreglo, puesto que tal conexión actuará como una bolsa de desagüe, produciendo un vapor muy húmedo o nada de vapor.

2) El uso de una línea de vapor inclinada (cerca de 1:250) es preferida pero no siempre es práctica.

Ésta solo puede ser aplicada para líneas en las cuales la dirección de flujo nunca se invertirá, puesto que esto influirá negativamente. Además, las líneas lisas pueden ser usadas a lo largo tal como ellos se apoyan apropiadamente con los puntos de desagüe del condensado aplicados frecuentemente.

3) Instalación de puntos de drenado a intervalos regulares.

Todas las líneas de vapor deben tener puntos de drenado. Las líneas de vapor saturado deben ser vaciadas a intervalos regulares. La distancia entre los puntos de drenado dependerá del tamaño de la línea, la localización y la frecuencia de arranque. Los intervalos usualmente aplicados son de 30-50 m. Los puntos de drenado deben ser incluidos en las líneas recalentadas, también, puesto que estos son requeridos para el arranque y cuando el flujo de vapor es temporalmente interrumpido. Al inicio, tomará un tiempo considerable para conseguir la línea a la temperatura de recalentamiento, y la interrupción del flujo producirá vapor saturado rápidamente. Además, hay siempre líneas cerradas en un sistema de vapor, las cuales producirán la temperatura de saturación.

4) Aplicación de los puntos de drenado a los puntos bajos – corriente arriba de las tuberías ascendentes o verticales y dondequiera que el vapor pueda cortarse.

Los puntos de drenado deben ser aplicados dondequiera que el condensado pueda reunirse –no solamente en los puntos bajos en la tubería, sino también corriente arriba de las tuberías ascendentes o verticales. Las sublevaciones verticales pueden ser resultado de la distribución a una elevación más alta o de la inclusión de un loop de expansión térmico no liso para cubrir con la tensión de la tubería. La inclusión de los loops expansión térmicos no lisos requiere más atención, puesto que los puntos de drenado simplemente deben de estar corriente arriba del

loop. Los dos puntos de drenado a cada lateral del loop debe ser incluido en caso de que la dirección del flujo pueda ser en ambas direcciones. Este flujo bi-direccional es bastante común en plantas petroquímica/químicas donde los cabezales de vapor son también alimentados por la conducción de las turbinas y de los generadores de vapor los cuales están integrados en el proceso. El flujo bi-direccional puede también ser el resultado del arranque contra la operación normal. También, los puntos de drenado son requeridos corriente arriba de control u otras las válvulas actuadoras. Cuando la válvula está cerrada, el condensado se acumulará corriente arriba de la válvula. Cuando la válvula se abre, un slug de condensado puede causar turbulencia y perturbar los controles, etc. Por lo tanto, un punto de drenado es requerido para prevenir la turbulencia o un mal funcionamiento de la válvula, puesto que está diseñada para vapor – no líquido. También, los medidores de flujo dependiendo del tipo pueden dar una falsa lectura.

#### 5) Aplicación de los puntos de drenado con soportes.

Los diámetros para grandes bolsas deben ser instalados para el drenado apropiado. El soporte no solamente servirá como una trampa apropiada para separar el condensado del vapor, sino también servirá como un volumen de arranque para la trampa de vapor conectada, la cual intermitentemente descarga el condensado. El diámetro del soporte debe ser cerca de tres cuartos (o más grande) del tamaño del cabezal. La longitud debe ser de 2.5 veces el tamaño del cabezal, con un mínimo de 250 mm y 500 mm máximo. La trampa de vapor se conecta a la lado del soporte , después se retendrán los restos de la tubería del cabezal en el soporte en lugar del tapón la trampa de vapor.

#### 6) Arreglo de la tubería para evitar las bolsas.

Una característica, de un diseño pobre incluye reductores concéntricos en líneas horizontales, coladeras de tipo Y con el cesto apuntando hacia abajo y las válvulas globo, las cuales tienen un tipo de vertedero en los intervalos de la válvula.

### 5.12.2.- Condiciones de diseño mecánico

La presión de diseño de un sistema de vapor es normalmente protegida por las válvulas de alivio. Estas válvulas de alivio están instaladas en la fuente de vapor y tienen un tamaño suficiente correspondiente a la capacidad de generación de vapor del equipo que lo genera. Para las calderas de servicio y los generadores de gasto de calor de vapor, obviamente usan bastante las válvulas de alivio.

### Temperatura de diseño

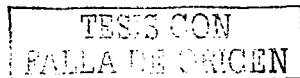
En un estricto sistema de vapor saturado, la temperatura de diseño sigue la temperatura de saturación a la presión de diseño. En la mayoría de las aplicaciones industriales incluyen la distribución de vapor recalentado, el cual requiere consideraciones más cuidadosas. Una sola aproximación no puede ser presentada, puesto que cada sistema de generación de vapor tiene características únicas. Los puntos importantes que se deben de considerar son los siguientes:

- El fracaso de agua de rocío para un sobrecalentador de vapor es a menudo la protección con la instrumentación para cortar el suministro de vapor. La instrumentación requerida depende del NIVEL DE INTEGRIDAD DE SEGURIDAD (SIL) en la línea con la directiva del proyecto europeo, IEC 61508 o cualquier otro acuerdo alternativo normal.
- Considerar factible el uso máximo de la temperatura a la salida del serpentín de recalentamiento en un horno a operación baja. La transferencia de calor negativamente influenciado, causado por la velocidad más baja, limita el aumento de la temperatura de vapor a la salida.
- Las turbinas de vapor con eficiencias bajas (especialmente las turbinas de vapor más pequeñas son usadas para el manejo de la bomba) pueden producir altas temperaturas del recalentador en las líneas de corriente abajo.

### 5.13.- SISTEMAS DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADO

En las industrias de procesamiento de hidrocarburos, el vapor es el medio de transferencia de calor más comúnmente usado. Por consiguiente, los usuarios creerían que la ingeniería y operación del vapor y de los sistemas de condensado están bien establecidos, y que estas unidades funcionan sin problemas. Todavía, en la realidad es inmensamente diferente.

Al examinar la causa original para una operación pobre, el factor común es la malversación o la no adhesión a las reglas fundamentales de diseño acerca del vapor y de los sistemas de condensado. Las pautas siguientes señalan los errores de diseño comunes y la acción correctiva para mejorar la confiabilidad y operación de la distribución de vapor. Para la distribución de vapor y los sistemas de recolección de recuperación de condensado, las reglas fundamentales de diseño pueden dividirse en tres partes: dimensionamiento, arreglo y diseño mecánico, las cuales deben dar



una confiabilidad y propiamente una funcionalidad de los sistemas de recuperación de condensado y vapor.

Desde que el arreglo de condensado propone muchas económicas (por ejemplo, en costos de tratamiento de agua cruda), se considera como una parte esencial de cualquier red de distribución de vapor moderna siempre que haya un riesgo mínimo de contaminación de condensado. Y cualquier sistema tal debe diseñarse para recuperar la cantidad máxima posible de condensado a la planta (Figura 5.4).

Hay dos tipos comunes de sistemas de recuperación de condensado — presurizado y no presurizado.

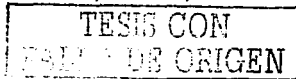
En un sistema de recuperación presurizado, el condensado es enviado de nuevamente al tanque de condensado usando presión de vapor como una fuerza de impulso. Este sistema contrapresionará las trampas de vapor con una presión igual a la pérdida de presión a través del sistema de recuperación. Todos los cambiadores de calor de proceso y los equipos consumidores de calor tienen que ser clasificados según el tamaño para manejar esta contrapresión y la entrada de presión de vapor será correspondientemente más alta. El condensado recuperado está a una temperatura alta y un buen mantenimiento a la trampa es esencial para prevenir grandes pérdidas de energía. Las ventajas de tal sistema presurizado son que las bombas y controles no son requeridos y, fuera de las trampas, el mantenimiento es mínimo. Sin embargo, todas las líneas de recuperación de condensado deben ser clasificadas de acuerdo al tamaño para flujo a dos fases. Los nomogramas y los programas de computadora para el tamaño de estas líneas son utilizados.

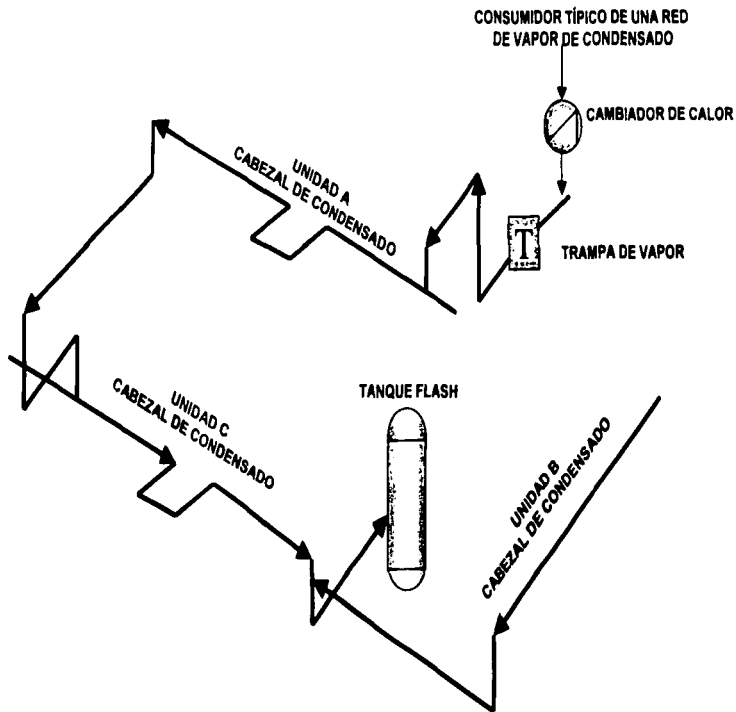
Un sistema de recuperación no presurizado involucra la descarga de todas las trampas en los tanques centrales recolectores de condensado y después el bombeo de recirculación de condensado a la central de vapor.

La descarga de los receptores de condensado a la atmósfera, resulta en una pérdida de vapor flash. En vista del incremento de los costos de energía, estas pérdidas deben ser evitadas siempre que sea posible.

El condensado arriba de 30 psig puede ser descargado dentro de un tanque flash para producir vapor de baja presión —es decir, 10-psig— para uso de calefacción en edificios, tipo de absorción de vapor para acondicionadores de aire y otras aplicaciones. Entretanto, el condensado de 10-psig es bombeado a la central de vapor.

En sistemas de recuperación de condensado para presiones de vapor por arriba de los 30 psig, es aún en la práctica común utilizar tanques receptores de





113  
 TESIS CON  
 AYUDA DE ORIGEN



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**DISEÑO TÍPICO DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE CONDENSADO**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**FIGURA 5.4**



descarga. Esto resulta en pérdidas de vapor flash, pero es solamente la manera de evitar la contrapresión del sistema de baja presión. En tales sistemas, las líneas de condensado no tienen que ser dimensionadas para flujos a dos fases, puesto que el flasheo del condensado debe ocurrir.

#### 5.14.- CONSERVACIÓN Y MANEJO DEL VAPOR

Un comprensivo sistema de medición de vapor es la clave para la conservación y manejo del programa. Los medidores de vapor y el condensado deben ser instalados en las tuberías que van a cada consumidor o departamento.

Los medidores deben ser escogidos cuidadosamente. La tabla 5.4 lista los tipos comunes de los elementos de monitoreo para el vapor y el flujo de condensado. Es esencial seleccionar aquellos que serán exactos por encima del rango entero de los flujos encontrados. Por consiguiente, las proporciones de vueltas frecuentemente dictarán el tipo de medidor instalado.

TABLA 5.4 MEDIDORES DE FLUJO QUE PUEDEN MONITOREAR LAS LÍNEAS DE VAPOR				
TIPO DE MEDIDOR DE FLUJO	EXACTITUD, % DEL TOTAL	TURNDOWN RANGE	FORMA DE LA SERAL DE SALIDA	MEDIDA DISPONIBLE
ORIFICIO	+/- 1 ½	4:1	RAÍZ CUADRADA	2-30
VENTURI	+/- 1 ½	5:1	RAÍZ CUADRADA	2-48
TURBINA	+/- 1	10:1	LINEAL	½ -16
VORTEX SHEDDING	+/- 1 ½	15:1	LINEAL	1-30
DESPLAZAMIENTO POSITIVO	+/- 1	20:1	LINEAL	½ - 10

La forma de exhibir la información del flujo de vapor determina la instrumentación requerida para un sistema medición. Si los flujos son presentados en registradores de tablas con integradores y contadores, la instrumentación neumática o electrónica con convertidores analógicos a digital es práctico.

Para preparar un sistema de contabilidad y reporte del vapor es necesario hacer más efectivo el uso de los datos generados por la red medición. Un balance

debe ser desarrollado en una base de Btu para considerar el tratamiento del vapor, con un crédito dado a departamentos para su condensado recuperado.

Este balance debe realizarse por lo menos una vez al mes, y deben ser informados los resultados a todas los departamentos. Tales informes deben habilitar la determinación de los costos departamentales y del efecto del vapor. Los informes también deben ser rápidos en la localización de las mayores fugas de vapor.

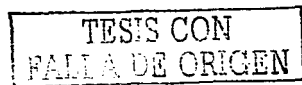
Además algunas plantas han establecido la posición del gerente de energía o coordinador, cuya responsabilidad es supervisar las actividades de energía-conservación. Parte del trabajo es desarrollado y supervisado diariamente por la contabilidad del sistema de energía. Tal escrutinio frecuente es crítico para mantener la exactitud.

#### **5.15.- MANTENIMIENTO DE LOS SISTEMAS DE VAPOR**

Un parámetro superior en la operación más económica de un sistema de distribución es el buen mantenimiento. Los equipos de mayor mantenimiento son:

1. Trampas de vapor – El etiquetado de una trampa de vapor y el programa de mantenimiento debe prepararse en el momento del diseño del sistema de distribución de vapor. El programa debe incluir un horario regular para el reemplazo de la trampa de acuerdo a las recomendaciones de los fabricantes para evitar pérdidas excesivas de vapor.
2. Válvulas – Todas las válvulas deben estar completamente abiertas y cerrarse por lo menos una vez al año para prevenir su congelamiento en una posición. También, un programa regular reempacamiento debe ser establecido para todas las válvulas para minimizar las pérdidas de vapor debido al empaque de la fuga.
3. Programa de tratamiento de agua – Después de mantenerse una caldera moderna y el programa de la línea de recuperación de agua de tratamiento debe mantenerse bajo la guía de un consultor conocedor. Si el transporte de vapor no es controlado apropiadamente, pueden dañarse las válvulas automáticas, las trampas, las turbinas y otros equipos. Si el pH del condensado no es controlado, las líneas de recuperación de condensado pueden corroerse.
4. Bombas – Todas las bombas de condensado deben ser regularmente verificadas para comprobar el impulsor y un mal empaque.

5. Instrumentación – Todos los controladores de nivel, medidores de flujo y otros instrumentos deben ser verificados para anularse y medirse por lo menos una vez al año para asegurar el funcionamiento apropiado y la contabilidad exacta.



## **6. ESPECIFICACIONES Y NORMAS**

### **6.1.- REQUISITOS DE DISEÑO PARA TUBERÍAS DE PROCESO Y SERVICIOS AUXILIARES, ESPECIFICACIÓN H-201 (REV. 07/07/98)**

#### **6.1.2.- DISEÑO**

##### **6.1.2.1.- CONDICIONES DE DISEÑO DE TUBERÍAS**

##### **6.1.3.- ESPACIOS LIBRES (CLAROS)**

##### **6.1.4.- ARREGLO GENERAL**

##### **6.1.5.- DETALLES DE DISEÑO**

##### **6.1.6.- REQUISITOS GENERALES DE INSTALACION**

##### **6.1.7.- REQUISITOS PARA SISTEMAS INDIVIDUALES DE TUBERIA**

##### **6.1.7.1.- REQUISITOS PARA SISTEMAS DE TUBERÍA DE VAPOR**

##### **6.1.7.2.- ESTACIONES DE SERVICIO**

### **6.2.- AISLAMIENTO TÉRMICO PARA TUBERÍAS EN SERVICIO DE ALTA Y BAJA TEMPERATURA, ESPECIFICACIÓN L-202 ( REV. : 09/07/98 )**

#### **6.2.1.- CRITERIOS DE DISEÑO**

##### **6.2.2.- PERLITA EXPANDIDA**

##### **6.2.3.- VIDRIO ESPUMADO**

##### **6.2.4.- MATERIALES COMPLEMENTARIOS**

##### **6.2.5.- LIMPIEZA**

##### **6.2.6.- PREPARACIÓN**

##### **6.2.7.- CONDICIONES GENERALES PARA LA APLICACIÓN**

##### **6.2.8.- SOPORTES**

##### **6.2.9.- COLOCACIÓN DEL TERMOAISLANTE EN TUBERÍA PARA ALTA TEMPERATURA**

##### **6.2.10.- COLOCACIÓN DEL TERMOAISLANTE EN TUBERÍA PARA BAJA TEMPERATURA**

##### **6.2.11.- ACABADO NO METÁLICO EN ACCESORIOS PARA TUBERÍA**

##### **6.2.11.1.- ALTA TEMPERATURA**

**6.2.11.2.- BAJA TEMPERATURA**

**6.3.- REQUISITOS DE TUBERÍA PARA UNIDADES MONTADAS  
SOBRE LARGUEROS, ESPECIFICACIÓN H-210 ( REV.12/05/98 )**

**6.3.1.- REQUISITOS DE DISEÑO**

**6.3.1.1.- ARREGLOS**

**6.3.2.- DETALLES DE DISEÑO**

**6.3.3.- LÍNEAS DE VAPOR**

**6.3.4.-VENAS DE VAPOR**

**6.3.5.-VENTEOS Y DRENES**

**6.3.6.-AISLAMIENTO PARA SUPERFICIES CALIENTES**

**6.3.7.- TUBERIA EN EQUIPOS**

**6.4.- NORMA : AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE (ANSI)**

**6.5.- SISTEMAS DE TUBERÍAS DE PROCESO, SERVICIOS AUXILIARES E  
INTEGRACIÓN, NORMA K-101 ( JUNIO DE 1986) DE PETRÓLEOS  
MEXICANOS**

**6.5.1.-RECOMENDACIONES GENERALES PARA SISTEMAS  
DE VAPOR**

**6.5.2.- RECOMENDACIONES GENERALES PARA ESTACIONES DE  
SERVICIO DE VAPOR**

**6.6.- GUÍA PARA DIMENSIONAMIENTO DE DIÁMETROS DE TUBERÍA,  
NORMA CT-200 DE PETRÓLEOS MEXICANOS**

**6.6.1.- VAPOR DE AGUA**

**6.6.2.- MANUAL DE SOLUCIONES PRÁCTICAS PARA EL INGENIERO  
QUÍMICO**

**6.6.3.- NORMAS PARA AISLANTES TÉRMICOS DE BAJA Y ALTA  
TEMPERATURA**

## **6. ESPECIFICACIONES Y NORMAS**

### **6.1.- REQUISITOS DE DISEÑO PARA TUBERÍAS DE PROCESO Y SERVICIOS AUXILIARES, ESPECIFICACIÓN H-201 (REV. 07/07/98)**

Esta especificación contiene los requisitos de diseño generales y detallados, pertenecientes a los sistemas de tubería de proceso y servicio auxiliares. Así mismo, cubre los requisitos de diseño para los sistemas de tubería de proceso y servicios auxiliares, así como los requisitos adicionales bajo los cuales se van a diseñar dichos sistemas

#### **6.1.2.- DISEÑO.**

Todos los códigos y estándares para los sistemas de tuberías de proceso y servicios auxiliares se diseñan de acuerdo con los requisitos de esta especificación, así como los del código ASME B31.3.

##### **6.1.2.1.- Condiciones de Diseño de Tuberías.**

###### **Temperatura de Diseño.**

Definición.- La temperatura de diseño es la temperatura del fluido más severa permanentemente. La temperatura de diseño de componentes, con o sin aislamiento, puede considerarse como la temperatura del metal (temperatura del fluido).

Tubería con venas de vapor.- La temperatura de diseño para tubería con venas de vapor, se considera 29 °C abajo de la temperatura de saturación del vapor, la cual es siempre mayor que la temperatura del fluido.

**Tubería de baja temperatura.-** La temperatura de diseño es la temperatura del fluido cuando éste tenga una temperatura de operación abajo de  $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Asimismo, el diseño debe ser el adecuado para una presión de diseño calculada a  $37.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### **Presión de Diseño.**

**Definición.-** La presión de diseño es la condición más severa de presión del fluido. En general, ésta presión se selecciona de acuerdo a los límites permisibles especificados en el ASME B31.3.

**Presión Mínima de Diseño.-** La mínima presión positiva de diseño es normalmente de  $1.7\text{ Kg./cm}^2\text{ man}$ .

### **6.1.3.- ESPACIOS LIBRES (CLAROS)**

Para permitir rápido acceso para desmontaje o mantenimiento de las tuberías, se debe considerar una separación mínima de  $0.051\text{ m}$  entre brida y brida en tubos paralelos, si se usa aislamiento esta separación se incrementa con el espesor del aislamiento. Esta separación se incrementa en caso de tener movimientos térmicos (expansiones y contracciones).

El espacio horizontal mínimo entre tuberías y equipo mecánico es de  $0.75\text{ m.}$ ; se considera normal un espacio de  $1\text{ m}$ .

### **6.1.4.- ARREGLO GENERAL**

Toda la tubería se debe proyectar de tal forma que su ruta tenga la menor longitud y el menor número de conexiones posibles sin descuidar las previsiones necesarias para la expansión y flexibilidad.

Los arreglos de tubería se diseñan para facilitar el servicio e inspección del equipo. Las áreas de mantenimiento deben tener un espacio libre de interferencias de

tubería tan amplio como sea posible. Las válvulas de control, de alivio, etc., deben estar accesibles desde las plataformas o el piso y agrupadas en los niveles principales de operación cuando sea posible.

Se deben evitar bolsas en todas las tuberías.

Las tuberías de desfogue de vapor que descarguen a la atmósfera, se deben instalar con amortiguadores de escape.

### **6.1.5.- DETALLES DE DISEÑO**

#### **Diámetros de Tubería y Conexiones.**

El diámetro mínimo de tubería es de 3/4" para líneas de servicio y de 1" para líneas de proceso. No hay limitación de diámetros para conexiones de instrumentos y venas de vapor.

#### **Válvulas.**

Las válvulas se deben considerar en el diseño de acuerdo al tipo, especificación del material y cantidad mostrada sobre los diagramas de tubería e instrumentación. Se instalan válvulas de bloqueo en los siguientes casos:

En tuberías de proceso y servicios auxiliares que entran y salen de los límites de batería.

En tuberías de entrada y salida de agua en cambiadores de calor.

No se instalan válvulas de bloqueo, a menos que se especifique lo contrario en los diagramas de tubería e instrumentación, en los siguientes casos:

En tuberías de vapor a condensadores.

En tuberías de líquido y vapor que conectan a rehervidores.

En tuberías interconectando cambiadores de calor en serie; donde los equipos tengan su propio bloqueo.



Las válvulas de bloqueo generalmente son de compuerta, bola o macho lubricadas. Donde se requiera estrangulamiento, las válvulas son de globo hasta 12" de  $\varnothing$  y compuerta ó bola de 14" de  $\varnothing$  y mayores.

### **Terminales**

Se instalan cachuchas soldables en todas las terminales de líneas de proceso y servicios que tengan presiones de diseño mayores de 1.0 kg./cm<sup>2</sup> man. o en servicios de vacío. En tuberías mayores de 12" con presión de diseño de 0 a 1.0 kg./cm<sup>2</sup> man, pueden usarse bridas ciegas.

### **Desvíos (By-pass)**

Los desvíos (by-pass) para equipos, se instalan sólo para satisfacer las necesidades de operación normal y como se muestran en los diagramas de tuberías e instrumentación. Los desvíos se instalan con el objeto de permitir el mantenimiento y reparación del equipo o válvulas de control sin necesidad de interrumpir la operación de la unidad.

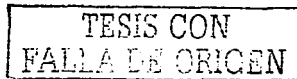
Las válvulas de desvío para las válvulas de control deben ser de globo hasta 12" de  $\varnothing$  y de bola para 14" de  $\varnothing$  y mayores. Los diámetros mínimos recomendados para válvulas de bloqueo y desvío están dados en la tabla 6.1.

## **6.1.6.- REQUISITOS GENERALES DE INSTALACION**

### **Efectos térmicos y flexibilidad**

Se debe diseñar un arreglo adecuado en los sistemas de tubería, de tal forma que los efectos por expansión o contracción térmica cumplan con los requisitos impuestos por las especificaciones o códigos adoptados.

Con objeto de evitar efectos críticos, tanto en sistemas de tubería como en el equipo a que éstas interconecten, el Departamento de Análisis de Esfuerzos debe determinar la conveniencia del uso de curvas de expansión o juntas de expansión.



Cuando una tubería se conecte a equipos tales como: bombas, turbinas, compresores, expansores, etc.; debe tener la flexibilidad necesaria para que los efectos que impongan al equipo estén dentro de los límites especificados por el fabricante, o por las especificaciones o códigos adoptados

### **Sistemas de soportería**

Los sistemas de apoyo deben ser tales, que prevengan esfuerzos excesivos tanto en la tubería misma como en las boquillas del equipo conectado. Así mismo, cuando se prevean vibraciones excesivas en las tuberías, se proporcionan amortiguadores para reducirlas a rangos aceptables.

El diseño de todos los soportes se hace en forma tal que transmitan a los elementos estructurales las cargas que imponga la tubería.

### **Instalación de válvulas.**

Todas las válvulas en servicio de proceso y vapor, que no se conecten a un sistema de tubería, deben llevar una terminal apropiada tal como: tapón macho, niple y tapón cachucha roscado o brida ciega

Las válvulas operadas manualmente, que son usadas en conjunto con los indicadores de flujo locales, se instalan en el mismo nivel de operación y donde el instrumento pueda ser observado fácilmente.

## **6.1.7.- REQUISITOS PARA SISTEMAS INDIVIDUALES DE TUBERÍA**

### **6.1.7.1.- Requisitos para Sistemas de Tubería de Vapor**

#### **Extensión de los Sistemas de Vapor**

Los sistemas de tubería de vapor se diseñan como se muestra en los diagramas de servicio de vapor incluyendo sistemas de distribución para las operaciones de proceso, turbinas de vapor, servicios auxiliares y venas de vapor.

En el diseño de los Sistemas de Vapor, todos los ramales se conectan por la parte superior del cabezal de vapor. Asimismo llevan válvulas de bloqueo a menos que se indique lo contrario en los diagramas de servicio de vapor.

Se instalan válvulas de bloqueo y retención adyacentes al punto de inyección del vapor dentro de cualquier corriente de proceso y válvulas de bloqueo en la entrada y salida de todas las turbinas.

Todas las juntas roscadas en materiales de acero llevan soldadura posterior en los sistemas que operen a una presión mayor de 3.5 kg./cm<sup>2</sup> man.

#### **Válvulas de Relevo y Trampas**

La tubería de descarga de las válvulas de relevo de vapor que descargan a la atmósfera se localiza a 3 m como mínimo sobre cualquier plataforma o área de trabajo y dentro de un radio de 8 m del punto de descarga de la válvula. El punto bajo de la tubería de salida se debe prever con un orificio de escurrimiento de 3/8" como mínimo cuando descargue a la atmósfera.

Las trampas de vapor se instalan como se muestra en los diagramas de tubería e instrumentación. Las trampas pueden descargar al drenaje o al sistema de retorno de condensados, según se indiquen en los diagramas de tuberías e instrumentos.

#### **6.1.7.2.- Estaciones de Servicio.**

Se instalan conexiones de servicio con válvulas de 3/4" para vapor, agua y aire en plataformas de trabajo y lugares adecuados en el piso.

**TABLA 6.1. Diámetros Mínimos Recomendados para Válvulas de Bloqueo y Desvío en Estaciones de Control**

D.V. C/D. L	1/2"	3/4"	1"	1 1/2"	2"	3"	4"	6"	8"	10"	12"	VÁLVULAS
1/2"	1/2"	3/4"	1"	1 1/2"								Bloqueo Desvío
3/4"	1/2"	3/4"	1"	1 1/2"	2"							Bloqueo Desvío
1"			1"	1 1/2"	2"	2"						Bloqueo Desvío
1 1/2"				1 1/2"	2"	2"	3"					Bloqueo Desvío
2"					2"	3"	3"	4"				Bloqueo Desvío
3"						3"	4"	4"	6"			Bloqueo Desvío
4"						3"	4"	4"	6"	8"		Bloqueo Desvío
6"							4"	6"	6"	8"	10"	Bloqueo Desvío
8"								6"	8"	8"	10"	Bloqueo Desvío
10"								8"	8"	10"	10"	Bloqueo Desvío
12"										10"	12"	Bloqueo Desvío

D.V.C.- Diámetro de Válvula de Control

D.L.- Diámetro de Línea.

## **6.2.- AISLAMIENTO TÉRMICO PARA TUBERÍAS EN SERVICIO DE ALTA Y BAJA TEMPERATURA, ESPECIFICACIÓN L-202 ( REV. : 09/07/98 )**

Esta especificación tiene como propósito reducir las pérdidas de energía, tanto por disipación al ambiente en sistemas que operen a alta temperatura, como la ganancia de calor en sistemas a baja temperatura mediante el uso adecuado de aislamiento térmico.

*De forma complementaria, se establecen los lineamientos generales para el diseño, especificación e instalación de un sistema termoaislante.*

Cubre los requisitos mínimos generales para la aplicación de aislamientos térmicos de alta y baja temperatura con rango de  $-30^{\circ}\text{C}$  a  $300^{\circ}\text{C}$ , considerando servicio de alta temperatura, los que tengan una temperatura de operación igual o mayor a  $37^{\circ}\text{C}$  y servicio de baja temperatura, los que tengan una temperatura de operación menor a  $37^{\circ}\text{C}$ .

### **6.2.1.- CRITERIOS DE DISEÑO**

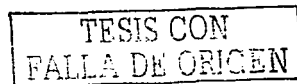
El uso de los termoaislantes cubre, separada o simultáneamente, los siguientes propósitos:

#### **Control de la temperatura de proceso**

El espesor y tipo de termoaislante seleccionado debe preservar las condiciones de operación dentro de los límites de diseño para procesos que ocurren a temperaturas desde  $-30^{\circ}\text{C}$  hasta  $300^{\circ}\text{C}$  y, en cada caso, deberá ser específicamente determinado.

#### **Conservación de energía**

El espesor y tipo de termoaislante seleccionado presenta el balance óptimo entre la inversión necesaria para la adquisición e instalación del sistema termoaislante y el abatimiento en los costos de operación, y es el suficiente para minimizar las pérdidas de energía por disipación al ambiente. Este criterio conlleva la tendencia a preservar el equilibrio de los ecosistemas y las reservas naturales de energéticos.



### **Protección al personal**

En procesos que ocurren a alta temperatura, el espesor y tipo de termoaislante seleccionado garantizara en la superficie externa de la tubería, una temperatura menor o igual a 60°C si el acabado es metálico y 65°C si el acabado no es metálico.

### **Anticondensación**

En procesos que ocurren a baja temperatura, el espesor y tipo de termoaislante garantiza tener en la superficie externa, una temperatura mayor que la temperatura del punto de rocío , durante 12 horas del día y al menos de 8 a 10 horas por la noche.

### **Aislamiento innecesario**

Cuando en un proceso a alta temperatura se requiere disipación de calor, en ningún caso se usara termoaislante, sin embargo, las superficies a alta temperatura son marginadas físicamente mediante barreras o mamparas, de tal forma que se elimina totalmente el riesgo de que el personal haga contacto con ellas de forma accidental.

### **Materiales**

Los materiales termoaislantes se clasifican de acuerdo a sus tipos genéricos, formas de presentación y aplicación.

#### **6.2.2.- PERLITA EXPANDIDA**

Está fabricada a partir de un mineral silicato complejo de tipo igneo llamada perlita, cuya forma granular se expande por la explosión que produce la humedad contenida en la molécula al exponerse a alta temperatura repentina. El producto expandido de la perlita crea una estructura celular de celda cerrada de aire rodeadas de material vitrificado. Se refuerza con fibras inorgánicas para dar lugar a placas, medias cañas y segmentos curvos. Es repelente al agua, otorga facilidad de corte, no corroe al acero inoxidable sujeto a esfuerzo, densidad media, es dimensionalmente estable e incombustible. Se protege con enchaquetado de aluminio.

### **6.2.3.- VIDRIO ESPUMADO**

Es un termoaislante celular, rígido sin aglutinantes ni fibras de refuerzo. Se presenta en formas de medias cañas, placas, segmentos curvos y preformados para accesorios de tuberías. Su temperatura máxima de aplicación es hasta 755°K (482°C). Posee una densidad media, baja resistencia a la abrasión, facilidad de corte, total impermeabilidad al agua y al vapor, no absorbe fluidos potencialmente peligrosos, resiste a los ácidos, susceptible en medios alcalinos, buena estabilidad dimensional y alta resistencia a la compresión (689Kpa) (7.0 Kg/cm<sup>2</sup>). Puede instalarse sin enchaquetado metálico y en instalaciones subterráneas.

### **6.2.4.- MATERIALES COMPLEMENTARIOS**

A) Los materiales de sujeción que sirven para sujetar el termoaislante en un lugar y posición sobre la pared metálica del tubo.

B) Los materiales de acabado que cumplen la función de proteger al sistema termoaislante contra la intemperie.

C) La barrera de vapor es un material o composición de materiales que solo se usan en sistemas a baja temperatura y que presentan gran resistencia al paso de vapor de agua (permeabilidad igual o menor de 0.001 perm.). Se aplica en la cara caliente (exterior) de cada capa termoaislante. La barrera de vapor debe ser hermética y continua.

D) Otros materiales

5 Aplicación de Aislamiento Térmico.

### **6.2.5.- LIMPIEZA**

La superficie por aislar debe limpiarse perfectamente, eliminando óxidos, grasas o escoria usando medios mecánicos como chorro de arena a metal blanco en tubería de acero al carbón y solventes no clorados para tubería de acero inoxidable.

### 6.2.6.- PREPARACIÓN

Se aplica una mano de pintura primaria inmediatamente después de la ejecución de limpieza de la superficie por aislar, con objeto de evitar formación de nuevas capas de óxido y otras formas de contaminación. Cuando se enfrenten condiciones corrosivas especialmente agresivas, se debe colocar además, pintura anticorrosiva siguiendo las recomendaciones del fabricante.

### 6.2.7.- CONDICIONES GENERALES PARA LA APLICACIÓN

Sólo se puede proceder a la colocación del termoaislante una vez que la tubería ha sido probada neumática o hidrostáticamente a la presión de prueba.

Debe verificarse cuidadosamente el espesor y tipo de termoaislante en función a la temperatura de operación de la línea. Cuando el espesor sea mayor que 0.076 m. se debe utilizar doble capa, para lo cual se procede con los siguientes lineamientos:

- a) Cuando sea posible, las dos capas son del mismo espesor.
- b) Si lo anterior no es posible, la capa de menor espesor se coloca primero.
- c) Las juntas de las piezas de aislamiento no deben coincidir en ningún sentido.

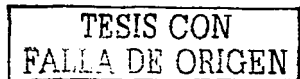
Deben colocarse alternadamente de tramo a tramo y de capa a capa con un defasamiento de 0.05 m o más.

d) Cuando se use colchoneta, debe usarse respunteada para evitar los puentes térmicos que provoca el doble armado metálico.

En el caso de bridas o válvulas, las tuercas deben quedar descubiertas; para ello, se corta el termoaislante a una distancia de 0.051 o 0.076 m rematado después con un chaflán de cemento monolítico.

Para todo tipo de juntas bridadas, es conveniente que el termoaislante se instale hasta que el sistema haya alcanzado sus condiciones de operación y todas las fugas hayan sido eliminadas.

Todo saliente metálico de tubería se aísla hasta una distancia de 3 a 6 veces el espesor usado, rematado con cemento monolítico, mastique y sellador.





Una vez colocado el termoaislante, se instala su acabado durante ese mismo día para prevenirlo de daños o efectos del clima. De no ser posible, se toman las precauciones necesarias para que quede debidamente protegido de la intemperie.

En la obra, durante el proceso de preparación del cemento monolítico de acabado, no debe agregarse más de un 5% en peso de cemento de construcción para evitar condiciones alcalinas que puedan atacar al aluminio.

#### Aislamiento para Protección al Personal:

a) Se aíslan todas las superficies a menos de 2.15 m arriba del nivel de piso o distantes 0.60 m o menos de extremos de andadores, pasillos o plataformas y cuya temperatura de superficie sea igual o mayor a 60°C.

b) Cuando dos secciones aisladas para protección al personal están separadas por una distancia menor a 2.5 m, el aislamiento debe hacerse continuo.

c) Debe preferirse el uso de materiales incombustibles.

Cuando se trate de tuberías de acero inoxidable, sólo se pueden emplear termoaislantes que garanticen no provocar corrosión (por tensión superficial). Para esto, los termoaislantes o materiales accesorios no deben tener iones cloro o deben contener un mínimo de 20 ppm de silicato de sodio por cada ppm de cloruro soluble. Cualquier termoaislante que contenga 800 ppm o más de cloruros no es aceptable.

Cuando la superficie sea tan irregular que no admita termoaislantes preformados o precortados, se procede a aislar con cemento monolítico, colocándolo en capas sucesivas de 0.01 m y refuerzos intermedios de malla hexagonal hasta alcanzar el espesor deseado y un acabado de acuerdo con el acabado metálico.

Cualquier abertura en el acabado para salientes, debe ser lo más ajustado posible y sellarse debidamente contra intemperie, si se trata de servicios a baja temperatura se aplica barrera de vapor.

Ramales menores conectados a la tubería, deben ser aislados hasta 0.35 m. después de la primera válvula de bloqueo.

Para el sellado de juntas, traslapes, remates, registros, aberturas, roturas, etc., deben usarse selladores que sean permanentemente plásticos y flexibles, y para servicios a baja temperatura utilizar barrera de vapor. Todos los materiales utilizados deben soportar la temperatura de la superficie sobre la cual se han de aplicar.

En áreas donde se presuma salpicadura de aceite, el termoaislante, y en especial el fibroso, debe protegerse con una capa de mastique.

Se debe prever la cantidad y ubicación de "puertos de inspección ultrasónica" para medir el espesor de pared en la tubería. Estos puertos son claros que pueden dejarse en el sistema termoaislante desde su montaje. Estos claros son de 0.038 a 0.064 m. de diámetro y el corte que se tenga que hacer se debe sellar perfectamente con cemento monolítico, mastique y sellador, dándole forma achaflanada. Estos claros deben cubrirse con un tapón removible hecho de los mismos materiales que el sistema termoaislante. En baja temperatura se deben sellar con barrera de vapor reforzada con malla. Cada vez que proceda una inspección, se destruye la barrera de vapor, para reconstruirse una vez pasado el proceso de inspección.

Las válvulas deben aislarse hasta la brida del bonete.

Los termoaislantes no deben aplicarse húmedos o mojados, en especial en servicios a baja temperatura.

Se considera tubería vertical cualquiera que tenga una inclinación de 45° a 90°.

En baja temperatura, los instrumentos de medición incluyendo sus conexiones y tuberías, deben ser aislados y sellados con barrera de vapor, dejando visibles solamente las partes fundamentales.

#### **6.2.8.- SOPORTES.**

Cualquier sistema de apoyo y sujeción puede ser aceptable para baja temperatura, siempre que cumpla con las siguientes condiciones:

- a) Que en ningún caso establezca contacto entre la superficie fría y el ambiente.
- b) Que en todo caso se recubra con el mismo espesor de termoaislante.

Para este efecto, los soportes deben dimensionales de la siguiente forma:

- a) Capa sencilla. El ancho del patín es de la mitad del espesor termoaislante.
- b) Capa múltiple. El ancho del patín es equivalente al espesor de la primera capa más la mitad del espesor de la segunda capa.

A temperaturas hasta 300°C, cualquier inserto de apoyo, pernos, anillos de soporte, tuercas, etc. soldable o no, debe ser compatible con el metal de construcción de la tubería.

Los soportes deben diseñarse de acuerdo al tipo, densidad, forma y espesor del termoaislante a utilizar.

### **6.2.9.-COLOCACIÓN DEL TERMOAISLANTE EN TUBERÍA PARA ALTA TEMPERATURA**

#### **Colchoneta fibrosa**

A) Se prefiere el uso de colchoneta precortada y respunteada a la medida del desarrollo perimetral de la tubería aislada, para evitar cortes en campo con el consecuente desperdicio de tiempo y material. Cuando en el campo no se disponga de colchoneta precortada, puede emplearse colchoneta de tamaño estándar.

B) La colchoneta precortada se coloca en tramos de 0.61 m de ancho con el armado metálico hacia el exterior. Se une a tope y se acopla firmemente a la superficie metálica procediendo luego a coser transversal y longitudinalmente. En seguida, a cada 0.30 m, se colocan cinchos de alambre A1. Tanto la costura como los cinchos deben tener una tensión suficiente para asegurar una buena sujeción pero en ningún caso deben alterar el espesor y, por ende, la densidad de la colchoneta termoaislante. Las puntas de los alambres se incrustan en la colchoneta.

C) Las juntas longitudinales se ubicarán en sentido diagonal y se alternarán en zigzag sobre la misma línea.

D) Cuando se presenten irregularidades excesivas en el contorno exterior de la colchoneta colocada, deben ser remodelados con cemento monolítico para obtener una superficie uniforme.

E) El enchaquetado de aluminio se instala directamente sobre la colchoneta cuando ésta cuente con separador integral aplicado de fábrica a base de papel Kraft y polietileno o de resinas plásticas resistentes. Cuando esto no ocurra, se coloca un recubrimiento de cartón asfaltado con traslapes de 0.05 m, en los dos sentidos, los cuales deben ser siempre botaguas. Este se sujeta con dos o tres cinchos de alambre.

### **Preformado fibroso o granular.**

A) Las diferentes secciones que componen al termoaislante deben acoplarse buscando un ajuste perfecto con la superficie del tubo. Cuando entre ellas se presenten separaciones, estas deben ser resanadas con cemento monolítico, pero, si la separación es mayor que 0.01 m, debe eliminarse mediante el reacomodo o sustitución de las piezas.

B) Sobre la misma línea, y de tramo en tramo, las juntas longitudinales del preformado deben alternarse en zigzag para evitar, en lo posible, su propia continuidad. Estas juntas deben ubicarse de forma diagonal y no vertical u horizontal.

C) Por cada tramo de 0.914 m. se colocan cinchos de alambre para la sujeción de las secciones preformadas. Estos cinchos deben asegurar al termoaislante pero sin deformarlo, agrietarlo o cortarlo. Las puntas de los alambres se incrustan en el preformado.

## **6.2.10.- COLOCACIÓN DEL TERMOAISLANTE EN TUBERÍA PARA BAJA TEMPERATURA.**

### **Barreras de vapor**

A) La barrera de vapor debe ser extendida hasta 0.20 m sobre una parte no aislada después de cubrir una parte aislada.

B) Para superficies irregulares ver punto referente a colocación.

C) La barrera de vapor debe ser siempre continua y hermética.

D) Cualquier rotura o perforación en la barrera de vapor debe ser bien resanada y sellada.

### **Vidrio espumado sobre tubería**

Para la colocación de este material se utilizará un adhesivo bicomponente OM-

A) Sobre la superficie limpia y seca de la tubería y en los cantos del termoaislante se aplica una capa de adhesivo siguiendo en todo caso las instrucciones del fabricante.

B) Dando al adhesivo un tiempo de secado conveniente, se coloca el termoaislante presionando los preformados entre sí y contra la pared de la tubería a fin de conseguir la mejor adaptación y evitar huecos.

C) Es recomendable auxiliarse de una banda elástica, colocada alrededor del tubo, para mantener al termoaislante fijo hasta que el adhesivo cure totalmente.

D) Si hay necesidad de colocar una segunda o tercera capa, se procede de la misma manera.

E) Cuando la temperatura de operación de la tubería sea menor que la mínima de operación recomendable para el adhesivo, se recomienda usar adicionalmente alambre, instalado como se menciona para alta temperatura, con la condición de que ninguna punta metálica quede hacia afuera con la posibilidad de romper o perforar la barrera de vapor.

F) Las juntas deben quedar bien selladas con el mismo adhesivo. Si se desea mayor seguridad se pueden sellar con barrera de vapor, solo la capa externa.

G) La aplicación del adhesivo se hará solamente en los cantos de las piezas por colocarse.

Cuando se aplique sobre tubería de acero inoxidable se aplicará un adhesivo a base de yeso.

### **Acabado metálico**

La lámina de aluminio puede usarse en todas las áreas en donde no existen ambientes, derrames o goteos alcalinos o clorados que puedan afectarla.

A) En tuberías se precisa de un rolado previo sobre la pieza de lámina para mejorar su adaptación a la superficie cilíndrica.

B) Las bandas de 0.914 m de ancho se colocan en posición perpendicular al eje principal de la tubería dejando traslapes botaguas de 0.05 m en los dos sentidos.

C) Sobre los traslapes de tuberías se colocan tornillos tipo estufa, guardando entre ellos una distancia de 0.15 m longitudinal y transversal.

D) Adicionalmente a los tornillos tipo estufa, se usa fleje con una distribución de uno cada 0.30 m.

E) En ningún caso se permite que el enchaquetado quede separado de la superficie del termoaislante, que forme bolsas o que quede sumido, forzado y/o deformado por sus propios elementos de sujeción.

F) Todos los traslapes en tubería deben sellarse.

K) Sólo en alta temperatura, el enchaquetado se puede apoyar en anillos de soporte fijos o flotantes. En servicio a baja temperatura, la lámina de aluminio en ningún caso debe de entrar en contacto con la superficie fría.

L) En servicio de baja temperatura, la cubierta metálica debe emplear formas botaguas especiales, para absorber la deformación causada por los sectores adicionales de termoaislante colocados sobre los anillos de soporte, a fin de que queden cubiertos por el mismo espesor que el resto de la tubería.

## **6.2.11.- ACABADO NO METÁLICO EN ACCESORIOS PARA TUBERÍA**

### **6.2.11.1.- Alta temperatura**

A) En su superficie se repella una primera capa de barrera de vapor sobre el cemento monolítico debidamente seco y debe cubrir al 100%.

B) A esta primera capa se le da un tiempo de secado de dos a tres horas.

C) Se coloca un recubrimiento de refuerzo consistente de malla de alambre galvanizada. Debe cuidarse que, en su colocación, la malla se adhiera fácilmente a la base de cemento monolítico pero sin embeberse, arrugarse, desgarrarse o abolsarse. La malla debe traslaparse 0.05 m en los dos sentidos.

D) Se aplica una nueva capa repellada de cemento monolítico. Debe distribuirse uniformemente para cubrir y tapar completamente la malla de refuerzo

E) Si la instalación es en una zona de alta precipitación pluvial y/o hay excesivo abuso mecánico, el procedimiento descrito en los puntos anteriores debe repetirse por lo menos una vez más para lograr una protección suficiente.

F) Para prevenir el intemperismo de este tipo de acabado, se coloca, finalmente, una capa protectora de emulsión polimérica siguiendo las recomendaciones del fabricante. Para la colocación de esta capa final, debe esperarse a que el cemento monolítico aplicado antes esté completamente seco.

G) Todos los remates sobre bridas, válvulas, etc. se hacen en forma achaflanada (punta de lápiz) con cemento monolítico.

H) Cuando se use este tipo de acabado debe recomendarse revisión periódica para mantenimiento preventivo, ya que al ser materiales orgánicos, tienden a intemperizarse; es decir, a degradarse por la influencia de los factores del clima y el ambiente.

#### **6.2.11.2.- Baja temperatura**

Colocar una capa continua y hermética de vidrio espumado, barrera de vapor y acabado contra intemperie, del tipo MA-13, siguiendo en todo caso las instrucciones del fabricante

### **6.3.- REQUISITOS DE TUBERÍA PARA UNIDADES MONTADAS SOBRE LARGUEROS, ESPECIFICACIÓN H-210 ( REV.12/05/98 )**

Esta especificación, definen los requisitos para el diseño, fabricación y prueba de sistemas de tubería para unidades montadas sobre largueros.

#### **6.3.1.- REQUISITOS DE DISEÑO**

##### **6.3.1.1.- Arreglos**

##### **Ruta de Soporteria**

Toda la tubería debe tenderse para proporcionar una localización ordenada y económica, con la ruta más corta posible y el mínimo de accesorios de acuerdo a una buena práctica de ingeniería. En los largueros la tubería debe correr en las direcciones Norte - Sur ó Este - Oeste, hasta donde sea posible, con un claro vertical adecuado

entre tuberías que cruzan en ángulo recto. Los cambios en dirección generalmente se deben acompañar por un cambio en elevación. Las líneas de succión de bombas provenientes de torres y recipientes, deben trazarse hacia las bombas, sin crear trampas de vapor.

Desde un punto de vista económico y hasta donde sea posible, todas las líneas deben agruparse y trazarse paralelamente y a una elevación común al lecho bajo del tubo, en soportes o durmientes aéreos. Los claros entre líneas deben permitir el acceso a ellas para su remoción y/o reparación, teniendo en cuenta un mínimo de 0.102 m entre brida y brida. El espesor de aislamiento y el movimiento debido a las expansiones o contracciones térmicas, debe tomarse en cuenta cuando se determine el espacio del tubo y la elevación a lecho bajo del tubo.

### **Accesibilidad**

Los sistemas de tubería deben diseñarse para prevenir tropezones o peligros a la altura de la cabeza, así como, las interferencias con los equipos para mantenimiento, remoción, operación ó inspección. Cuando las interferencias para remover equipo no se puedan evitar, se deben proveer carretes removibles.

Todos los múltiples de válvulas deben localizarse para tener una fácil accesibilidad para operación y mantenimiento.

Las válvulas de control y tuberías adyacentes, deben arreglarse y soportarse de tal forma que las válvulas puedan ser removidas sin interferir en los sistemas de operación o soportería. Debe proporcionarse un claro suficiente arriba ó abajo de las válvulas de control, para permitir la remoción de las válvulas de desvío y bloqueo relacionadas y/o adyacentes.

### **Flexibilidad**

Los esfuerzos excesivos en los sistemas de tubería debidos a la expansión o contracción, deben prevenirse mediante el uso de pandeo en frío, dobleces y curvas de expansión u otros medios aprobados. Los sistemas de tubería deben diseñarse para que las fuerzas sobre el equipo, debido a cargas de operación ó estáticas, incluyendo aquellas producidas por expansión, no excedan las fuerzas permisibles o causen desalineamientos mayores a los permitidos por los fabricantes del equipo.



### **Claros**

La altura libre mínima para todas las rutas de tubería aérea en unidades montadas sobre largueros debe ser 2.290m.

### **6.3.2.- DETALLES DE DISEÑO**

La cédula del tubo de un ramal, debe ser al menos tan grande como la del cabezal.

Las válvulas de globo se deben utilizar únicamente cuando se requiera estrangulamiento. Las válvulas operadas en servicio de apertura o bloqueo total, deben ser de tipo compuerta, macho, mariposa o bola, según sea requerido para el producto o servicio.

Las válvulas operadas manualmente localizadas a más de 2.1 m sobre el larguero, deben proveerse con un volante y cadena tipo impacto y cadenas; excepto para válvulas con vástago de bronce o cualquier otra con baja resistencia al impacto.

La primera válvula de proceso de cualquier cabezal de tubería, venteo de recipiente, drene, etc., debe ser de 3/4" mínimo.

### **Soportes, Anclajes y Guías**

Los sistemas y componentes de soportería, deben proporcionarse y diseñarse apropiadamente, para proveer un adecuado soporte a toda la tubería. Se deben hacer provisiones para anclajes, guías y/o pandeos en frío adecuados que impidan los esfuerzos excesivos debidos a la expansión, contracción ó vibraciones. La soportería debe diseñarse considerando que todas las líneas se llenan con agua durante la prueba hidrostática.

En general toda la tubería debe llevarse directamente sobre soportes estructurales y no colgada con barras.

Cuando se usen barras de suspensión, éstas no deben ser menores de 3/8" de diámetro para cualquier diámetro de la línea.

El aislamiento de tubería debe protegerse en los puntos de soporte mediante silletas ó zapatas de acero unidas al tubo.

Los aditamentos soldados al tubo para soporte, guía, anclaje, etc., deben fabricarse de un material compatible con el tubo. La soldadura debe estar de acuerdo con los procedimientos adecuados de soldadura.

La tubería de llegada a recipientes, debe soportarse preferentemente sobre soportes sujetos a estructuras de acero adyacentes y no sobre el recipiente.

### **6.3.3.-.- LÍNEAS DE VAPOR**

Los ramales de vapor deben derivarse de la parte alta de los cabezales. En la líneas de derivación (ramales) ó cabezales de vapor, no deben instalarse válvulas de bloqueo intermedias a menos que se requiera en los subcabezales. Las conexiones de líneas de vapor en sistemas de vapor a presiones media y alta, se proveen con válvulas en el cabezal.

Las trampas de vapor deben diseñarse para descargar a presión atmosférica para permitir la prueba; así mismo para operar normalmente a la contrapresión requerida, para proporcionar presiones especiales del cabezal de condensados. Las trampas de vapor deben proveerse para separadores de vapor y en la localización de otros drenes cuando se requiera.

Las trampas usadas para servicio general en vapores directos y de escape en equipos, deben proveerse con válvulas de bloqueo aislantes; válvulas de prueba con escape a la atmósfera, líneas de descarga (by-pass) y filtros, cuando descarguen al sistema de condensados.

No se requieren válvulas de bloqueo dobles y líneas de desvío cuando descargue a la atmósfera. No se requieren líneas de desvío (by-passes) en trampas a cabezales de vapor. Se deben proveer filtros con las válvulas de purga. Las válvulas de purga deben ser de 1/2" mínimo.

Las trampas de vapor deben conectarse a un cabezal que retorne el condensado al calentador, cuando resulte económicamente factible.

Cuando se requiera en los cabezales de vapor, se suministran bolsas de sedimentos y una válvula de purga.

Deben hacerse las provisiones para el purgado de líneas de vapor, antes de su colocación y en puesta en servicio.

#### **6.3.4.-VENAS DE VAPOR**

Las venas de vapor deben instalarse donde se requiera para servicio del proceso. Deben usarse las trampas de vapor tipo termostáticas. Las trampas deben instalarse con válvulas de bloqueo, filtros y válvulas para purga, válvula de retención y válvula de bloqueo de condensado.

La *válvula de retención* y la *válvula de bloqueo de condensados*, no deben instalarse en sistemas que descarguen a alta temperatura.

#### **6.3.5.-VENTEOS Y DRENES**

Los venteos de los cabezales de tubería, deben arreglarse de tal modo, que se eviten bolsas donde puedan acumularse los líquidos. Los cabezales deben diseñarse con una pendiente mínima del 1% y deben terminar al borde del larguero para la conexión del cliente.

Los venteos operacionales en puntos altos para servicio de proceso, debe diseñarse a un cabezal de venteo de proceso. Cada línea debe incluir una válvula de bloqueo de 1" de diámetro mínimo.

Según las necesidades, se debe proporcionar salidas de vapor y/o venteos para purga de gas y líneas de desfogue.

#### **6.3.6.-AISLAMIENTO PARA SUPERFICIES CALIENTES**

Toda la tubería utilizada como medio de transferencia de calor, debe aislarse.

Las superficies manualmente accesibles al personal y con temperaturas de operación mayores de 60°C deben aislarse.

### **6.3.7.- TUBERIA EN EQUIPOS**

Toda la tubería de equipos debe arreglarse y soportarse de manera que el equipo, válvulas de control, etc., pueden ser fácilmente removidas con un mínimo de desmontaje y sin necesidad de adicionar soportes suplementarios. Los soportes de tubería o equipo, deben diseñarse e instalarse de modo tal, que no tengan que ser cortadas para el desmontaje de la tubería o el equipo soportados.

### **6.4.- NORMA : AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE (ANSI)**

Después de que se ha elegido la ruta de la tubería provisional, las tuberías deben ser especificadas. Los códigos del ANSI son los que dirigen el diseño (Diagrama 6.1).

### **6.5.- SISTEMAS DE TUBERÍAS DE PROCESO, SERVICIOS AUXILIARES E INTEGRACIÓN, NORMA K-101 (JUNIO DE 1986) DE PETRÓLEOS MEXICANOS**

#### **6.5.1.-Recomendaciones generales para sistemas de vapor**

Los diagramas mecánicos de flujo correspondientes, deberán mostrar el sistema general de tubería para vapor, incluyendo los sistemas particulares de distribución de vapor para procesos, servicio y venas de calentamiento.

El diseño de las instalaciones de los sistemas generales de tubería para vapor, deberán hacerse como lo indican los diagramas mecánicos de flujo e incluyendo los sistemas particulares de distribución de vapor para proceso, servicio y venas de calentamiento.

Todos los ramales o derivaciones, deberán tomarse de la parte superior de los cabezales y deberán tener válvula de bloqueo próxima a dicho cabezal. Todas las tuberías en partes próximas a los puntos de inyección de vapor a corrientes de proceso, deberán contar con válvulas de bloqueo y de retención (Check), instaladas en este orden.

Las tuberías de alimentación de vapor a turbinas, deberán tener válvula de bloqueo próxima al cabezal para cada unidad así como la tubería de descarga, excepto cuando la descarga es a la atmósfera.

# ANSI B-31

## ANSI B.31.1.0

Para todas las tuberías en centrales generadoras de vapor.

## ANSI B.31.2

Para gases combustibles de centrales generadoras de vapor y edificios industriales

## ANSI B.31.3

Para todas las tuberías dentro de los límites de instalaciones químicas y petroquímicas

- Sección 3 del código ASME para calderas y recipientes a presión.
- AWS. (American Welding Society).



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**NORMAS PARA LA ESPECIFICACIÓN DE TUBERÍA**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

DIAGRAMA 6.1

1-39-A

Todos los sistemas de vapor, deberán proveerse con colectores de condensado y trampas para su eliminación en los puntos bajos. Las válvulas de bloqueo en los límites de planta, deberán considerarse con puntos terminales sin corriente.

Las válvulas de relevo de los sistemas de vapor, deberán descargar a la atmósfera y a través de un tubo con longitud suficiente para que sobresalga por lo menos 3.0 m sobre plataformas próximas o área de trabajo en un radio de 8.0 m.

#### **Trampas de vapor**

Las trampas de vapor deberán instalarse como lo indiquen los diagramas mecánicos de flujo. Deberán instalarse trampas de vapor en donde se considere necesario. La tubería para conexión de trampas deberá ser de  $\frac{3}{4}$ "  $\phi$  máximo.

Siempre que sea práctico, las descargas de las trampas de vapor dentro de los límites de planta, deberán enviarse hacia un sistema de recuperación de condensado o en caso contrario, al drenaje. Los drenes dentro de los límites de la planta, deberán descargar los registros de los drenajes.

Las trampas de vapor deberán ser accesibles para mantenimiento y limpieza.

#### **6.5.2.- RECOMENDACIONES GENERALES PARA ESTACIONES DE SERVICIO DE VAPOR**

En áreas de mantenimiento donde será necesaria la formación de atmósfera inerte y en áreas cercanas a equipo donde será necesario para limpieza. Deberán instalarse tuberías de vapor de conexión permanente, provistas con válvulas de bloqueo y de retención, a las tuberías de salida de válvulas de relevo y de chimeneas, que descarguen productos inflamables a la atmósfera. Deberán también instalarse tuberías de conexión permanente con válvula de bloqueo, para cámaras de combustión de calderas y calentadores. Estas tuberías deberán conectar a un cabezal general localizado en área no peligrosa.

## 6.6.- GUÍA PARA DIMENSIONAMIENTO DE DIÁMETROS DE TUBERÍA, NORMA CT-200 DE PETRÓLEOS MEXICANOS

### 6.6.1.- VAPOR DE AGUA

En general, para vapor con presión arriba de 50 psig, las pérdidas por fricción deberán mantenerse entre 0.5 y 1.5 psi/100 pies de tubería. Para tramos cortos de tubería de alimentación a bombas, turbinas o algún otro equipo al cual se tenga flujo continuo de vapor las pérdidas por fricción deberán mantenerse entre 1.5 y 4.0 psi/100 pies de tubería (Tabla 6.2). Las velocidades máximas usuales serán de 30 pies/seg. Por pulgada de diámetro de tubería, en medidas desde 3" hasta 6"; sobre 6" de diámetro, 200 pies/seg. para vapor saturado y 250 pies/seg para vapor sobrecalentado.

En general, para vapor con presión menor a 50 psig, las pérdidas por fricción deberán mantenerse entre 0.25 y 0.50 psi/100 pies de tubería. Cuando se tenga vapor con presión arriba de la atmosférica, en tramos cortos de tubería desde bombas, las turbinas o algún otro equipo con flujo continuo, las pérdidas por fricción deberán mantenerse entre 0.5 y 1.5 psi/100 pies de tubería (Tabla 6.2).

TABLA 6.2							
CAÍDA DE PRESIÓN RECOMENDABLE ( lb/in <sup>2</sup> ) PARA EL VAPOR DE AGUA							
CABEZALES PRINCIPALES				TRAMOS CORTOS			
VAPOR DE ALTA PRESIÓN lb/in <sup>2</sup>		VAPOR DE BAJA PRESIÓN lb/in <sup>2</sup>		VAPOR DE ALTA PRESIÓN lb/in <sup>2</sup>		VAPOR DE BAJA PRESIÓN lb/in <sup>2</sup>	
MÍNIMA	MÁXIMA	MÍNIMA	MÁXIMA	MÍNIMA	MÁXIMA	MÍNIMA	MÁXIMA
0.5	1.5	0.25	0.5	1.5	4.0	0.5	1.5

### 6.6.2.- MANUAL DE SOLUCIONES PRÁCTICAS PARA EL INGENIERO QUÍMICO

El Manual de Soluciones Prácticas para el Ingeniero Químico reporta velocidades recomendadas para el vapor de agua, las cuales se muestran en la tabla 6.3.

TABLA 6.3		
VELOCIDADES RECOMENDABLES ( ft/s ) PARA EL VAPOR DE AGUA		
BAJA PRESIÓN	MEDIA PRESIÓN	ALTA PRESIÓN
(0 - 30 PSI)	(30 - 150 PSI)	(150 - Y MAS PSI)
66.67 - 100	100 - 166.67	108.33 - 250

### 6.6.3.- NORMAS PARA AISLANTES TÉRMICOS DE BAJA Y ALTA TEMPERATURA

Los criterios establecidos por las normas No.2.313.02 de 1990 y la No. 2.313.01 1991, elaborada por Petróleo Mexicanos para aislantes térmicos de baja y alta temperatura, muestran una clasificación del aislamiento térmico de acuerdo a la aplicación del aislante en la tabla 6.4:

TABLA 6.4			
APLICACIÓN DEL AISLAMIENTO	CON TEMPERATURAS NORMALES DE OPERACIÓN (°F)	TEMP.. EXT. DEL AISLAMIENTO NO MAYOR A:	
		PARA PROTECCIÓN DEL PERSONAL (°F)	PARA ESTABILIDAD EN LA OPERACIÓN O CONSERVACIÓN DE CALOR (°F)
A) PARA ESTABILIDAD EN LA OPERACIÓN	DE 96.8	-----	-----
B) PARA CONSERVACION DEL CALOR	DE 96.8 - 300.2	140	104
	302 - 399.2	140	111.2
	401 - 498.2	140	113
	500 - 597.2	140	114.8
	599 - 696.2	140	120.2
	698 - 795.2	140	123.8
	1288.4 - 1286	140	127.4
C) PARA PROTECCIÓN DEL PERSONAL	140 EN ADELANTE	140	-----



## **7. PROGRAMA DE CÁLCULO**

**7.1.- ANÁLISIS DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

**7.2.- PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

**7.3.- CÁLCULO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA LA PLANTA FRACCIONADORA DE "MC"**

**7.3.1.- SECUENCIA DE CÁLCULO DEL CABEZAL PRINCIPAL 1 PARA EL VAPOR DE MEDIA PRESIÓN**

**RESULTADOS DEL PROGRAMA "CABEZALES" PARA LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE LA PLANTA FRACCIONADORA DE LIGEROS "MC"**

## **7. PROGRAMA DE CÁLCULO**

### **7.1.- ANÁLISIS DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

De acuerdo a los objetivos planteados en este trabajo, se hará el análisis de una red de distribución de vapor, con base a la determinación de variables tales como: diámetros, velocidades, factores de fricción y caídas de presión para una óptima distribución del vapor. También, se determinará la transferencia de calor por los mecanismos de convección y radiación para seleccionar el mejor aislante que nos permita la conservación del calor y la protección al personal. Al mismo tiempo, se desarrollará un programa de cálculo que ayudará en el cálculo de dichas variables y en la determinación de transferencia de calor para el mejor funcionamiento del proceso.

El método de análisis y diseño de la red de distribución de vapor se desarrollará en el lenguaje FORTRAN 77; el cual, está basado en un método matemático que garantiza la precisión y confiabilidad de los resultados; así mismo, permitirá la toma de decisiones al Ingeniero de Proceso, para optimizar, integrar y operar el sistema de vapor.

El estudio se llevará a cabo en una Planta Fraccionadora de Ligeros "MC", tal como se muestra en el Diagrama de Flujo de Proceso del anexo 1. El análisis, será a partir de la salida del generador de vapor hasta los diferentes equipos consumidores de vapor.

El objetivo de la planta, es separar por destilación fraccionada los componentes más ligeros para la obtención de productos tales como: gases incondensables, propano, butano, isobutano, pentano, isopentano y gasolina despentanizada. Produciendo 30 000 lb/día de gasolina cruda obtenida de la destilación primaria del crudo, la cual, requiere del servicio del vapor de media presión como fuerza motriz para el accionamiento de las turbinas de contrapresión y para la atomización de combustible en los quemadores, así como vapor de baja presión como fuente de calentamiento para los diversos rehedidores del proceso.

No todo el vapor requerido de baja presión es producido por la caldera, si no que parte de éste es generado por la turbinas de contrapresión a las mismas condiciones de temperatura y presión (Tabla 7.1).

<b>TABLA 7.1 .-EQUIPOS QUE GENERAN VAPOR DE BAJA PRESIÓN A 298.4 °F y 64.4903 PSI</b>		
<b>TURBOBOMBAS</b>		<b>lb/hr</b>
GAT-4/A	TURBO-BOMBA DE REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA	7605.88253
GAT-12	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESHEXANIZADORA	7605.88253
GAT-101/R	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESHEXANIZADORA B	12805.6794
GAT-104/R	TURBO-BOMBA DE NAFTA DESHEXANIZADA	6332.16143
GAT-108/R	TURBO-BOMBA DEL REHERVIDOR DE TORRE DESPENTANIZADORA	19351.639
GAT-111/R	TURBO-BOMBA DE ALIMENTACIÓN AL REHERVIDOR DE TORRE DESISOHEXANIZADORA	10820.788
GAT-114/R	TURBO-BOMBA DE REFLUJO-DESTILADO DE TORRE DESISOPENTANIZADORA B	6195.90834

A continuación se detallan una descripción del análisis de la distribución de vapor para la Planta Fraccionadora de Ligeros "MC":

Se identifican los equipos que utilizan vapor, así como el flujo y tipo de vapor requerido para su funcionamiento en el Diagrama de Servicios Auxiliares de la planta (Anexo 1). Tales equipos se presentan en las tablas 7.2 y 7.3.

<b>TABLA 7.2 EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR DE MEDIA PRESIÓN (518 °F y 284.7 PSI)</b>		
<b>CALENTADORES</b>		<b>lb/hr</b>
MC-F-1	PRIMER REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA	7594.02
MC-F-2	SEGUNDO REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA	7594.02
MC-H-101	REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA B	15203.475
MC-H-102	REHERVIDOR DE TORRE DESPENTANIZADORA	20962.935
MC-H-103	REHERVIDOR DE TORRE DESISOHEXANIZADORA	11543.175

**TABLA 7.2**  
**EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR DE MEDIA PRESIÓN (518 °F y 284.7 PSI)**  
 (Continuación)

<b>TURBOBOMBAS</b>		<b>lb/hr</b>
GAT-4/A	TURBO-BOMBA DE REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA	7605.88253
GAT-12	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESHEXANIZADORA	7605.88253
GAT-101/R	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESHEXANIZADORA B	12805.6794
GAT-104/R	TURBO-BOMBA DE NAFTA DESHEXANIZADA	6332.16143
GAT-108/R	TURBO-BOMBA DEL REHERVIDOR DE TORRE DESPENTANIZADORA	19351.639
GAT-111/R	TURBO-BOMBA DE ALIMENTACIÓN AL REHERVIDOR DE TORRE DESISOHEXANIZADORA	10820.788
GAT-114/R	TURBO-BOMBA DE REFLUJO-DESTILADO DE TORRE DESISOPENTANIZADORA B	6195.90834

En los calentadores se utiliza el vapor de media presión para la atomización de combustible, para permitir una mejor combustión.

En las turbobombas, el vapor de media presión es utilizado como fuerza motriz, para el accionamiento de las turbinas.

**TABLA 7.3**  
**EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR DE BAJA PRESIÓN (298.4 °F y 64.4903 PSI)**

<b>REHERVIDORES</b>		<b>lb/hr</b>
MC-E-8	REHERVIDOR DE TORRE DESPROPANIZADORA	4319.595
MC-E-16	REHERVIDOR DE TORRE DESISOPENTANIZADORA	14601.51
MC-E-115	REHERVIDOR DE TORRE DESISOPENTANIZADORA	32759.685
MC-E-120	REHERVIDOR DE TORRE DESBUTANIZADORA	25899.93
<b>CALENTADORES</b>		<b>lb/hr</b>
MC-F-1	PRIMER REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA	3999.87
MC-F-2	SEGUNDO REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA	3999.87
MC-H-101	REHERVIDOR DE TORRE DESHEXANIZADORA B	3999.87
MC-H-102	REHERVIDOR DE TORRE DESPENTANIZADORA	4500.405
MC-H-103	REHERVIDOR DE TORRE DESISOHEXANIZADORA	3999.87

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

El vapor de baja, es utilizado como fuente de calentamiento para los rehervidores y como cortina de vapor para los calentadores.

Después, se realiza un balance de vapor presentando los consumos de vapor, las presiones y temperaturas de cada uno de los equipos (Esquema 7.1 y 7.2).

Se revisa la relación entre las unidades de la planta, equipos, edificios y estructuras mayores presentados en el Plano de Localización General de la Planta (Anexo 1), para definir el mejor arreglo posible de los cabezales, que permita una distribución más económica de la tubería y una reducción de la caídas de presión. A lo cual se llevo a los arreglos en los esquemas 7.3 y 7.4 del vapor de media y baja presión para la Planta Fraccionadora de Ligeros "MC"

Se selecciona la especificación adecuada de acuerdo a las condiciones del vapor que transportará la red; que en este caso son: 284.7 psi a 518 °F para el vapor media presión y 64.4903 psi a 298.4 °F para el vapor de baja presión. Las especificaciones de Petróleos Mexicanos recomendadas para tales condiciones de operación son las T2C y la T4B, las cuales se presentan en el anexo 2 de este trabajo. Así mismo, la información de las tablas de vapor, accesorios y válvulas necesarias para el diseño de la red, es fundamentada en el manual del CRANE: Flujo de Fluidos a través de Válvulas, Accesorios y Tuberías. De los cuales se determinó, la cantidad y tipo de accesorio para los cabezales del vapor de media y baja presión que se requieren para este análisis desde la tabla 7.4 hasta la tabla 7.11 del anexo 2.

Los criterios, bajo los cuales se llevará a cabo el análisis y diseño de la red de distribución de vapor, son los mencionados en el capítulo 6.

## **7.2.- PROGRAMA PARA EL CÁLCULO DE REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR**

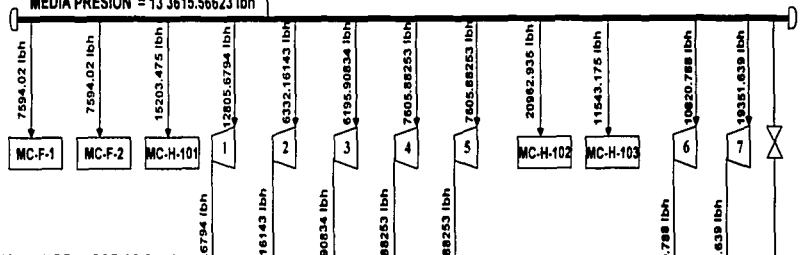
Con el propósito de ilustrar la metodología de cálculo para las Redes de Distribución de Vapor, se ha desarrollado una serie de programas en el lenguaje Fortran 77 para computadoras personales. Estos permitirán llevar a cabo la determinación de los cálculos de una manera más rápida y efectiva, ayudando al Ingeniero de Proceso en la toma de decisiones con respecto a la selección de los datos en el diseño de la red de distribución de vapor; lo cual contribuirá en el desarrollo profesional del propio Ingeniero.

146-A  
 PRUEBAS CON  
 CALDERA DE CEMENTO

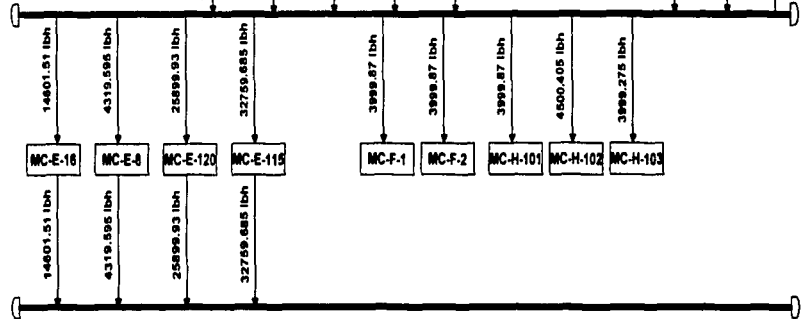
CALDERA

- 1 GAT-101
- 2 GAT-104
- 3 GAT-114
- 4 GAT-12
- 5 GAT-4
- 6 GAT-111
- 7 GAT-108

CABEZAL DE VAPOR DE  
 MEDIA PRESIÓN = 13 3615.56623 lbh



CABEZAL DE VAPOR DE BAJA  
 PRESIÓN = 98080.01 lbh



CABEZAL DE CONDENSADO = 77580.72



**UNAM**  
**FES ZARAGOZA**

**BALANCE DE MASA**

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**ESQUEMA 7.1**

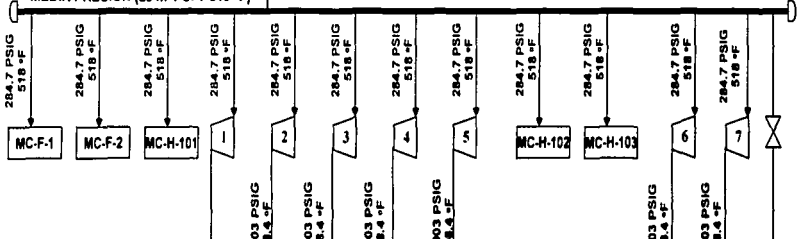
ESTRUCUTURA DE ORIGEN

46-15

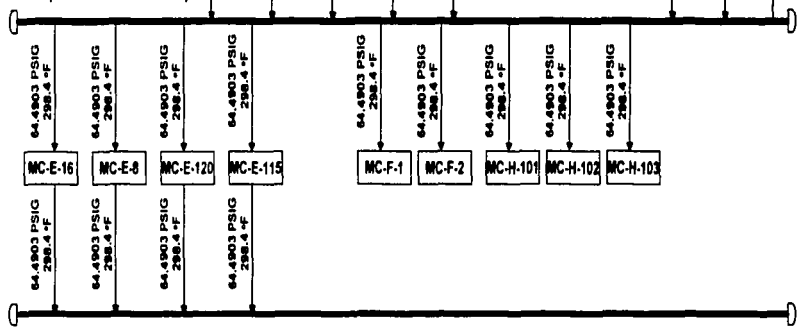
CALDERA

- 1 GAT-101
- 2 GAT-104
- 3 GAT-114
- 4 GAT-12
- 5 GAT-4
- 6 GAT-111
- 7 GAT-108

CABEZAL DE VAPOR DE MEDIA PRESIÓN (284.7 PSI Y 518 °F)



CABEZAL DE VAPOR DE BAJA PRESIÓN (64.4903 PSI Y 298.4 °F)



CABEZAL DE CONDENSADO



UNAM  
FES ZARAGOZA

BALANCE DE ENERGÍA

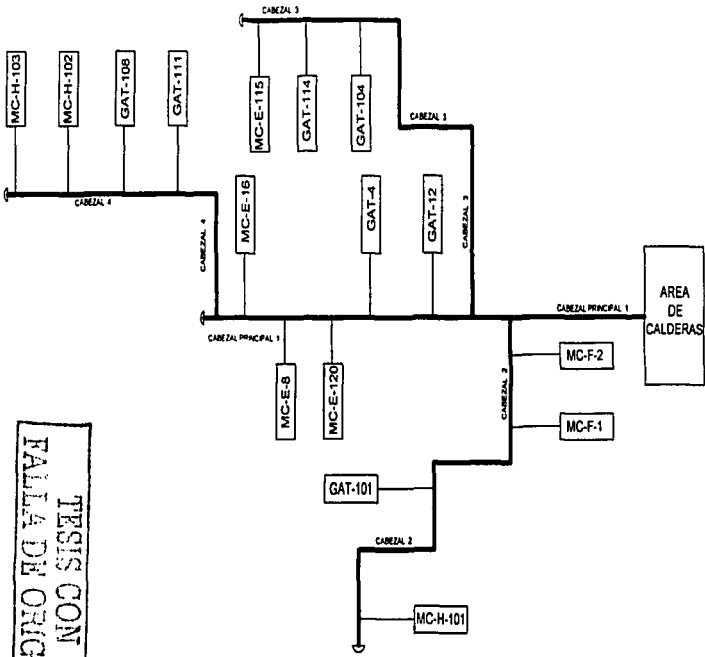
ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

ESQUEMA 7.2





TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN



LISTA DE EQUIPO

CLAVE SERVICIO

- OPERACIONES DE TOME DE MUESTRAS
- MC 1 0 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
  - MC 1 8 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
  - MC 1 10 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
  - MC 1 20 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
- CALENTADORES
- MC 1 1 PANELES DE TOME DE MUESTRAS
  - MC 1 2 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
  - MC 1 3 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
  - MC 1 4 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
  - MC 1 5 MUESTRO DE TOME DE MUESTRAS
- TANQUES
- MC 1 10 TANQUE DE MUESTRAS
  - MC 1 12 TANQUE DE MUESTRAS
  - MC 1 18 TANQUE DE MUESTRAS
  - MC 1 20 TANQUE DE MUESTRAS
  - MC 1 101 TANQUE DE MUESTRAS
  - MC 1 102 TANQUE DE MUESTRAS
  - MC 1 101 TANQUE DE MUESTRAS

C-941

El programa desarrollado es el siguiente:

**Y CABEZALES**

Permite analizar cualquier cantidad de nodos, determinando los diámetros de acuerdo a las velocidades requeridas por el proceso, las caídas de presión y los factores de fricción. Así como también, determina la temperatura exterior del cabezal y el calor que se disipa al ambiente por medio de los mecanismos de convección y radiación.

Alternativas para el cálculo de la transferencia de calor:

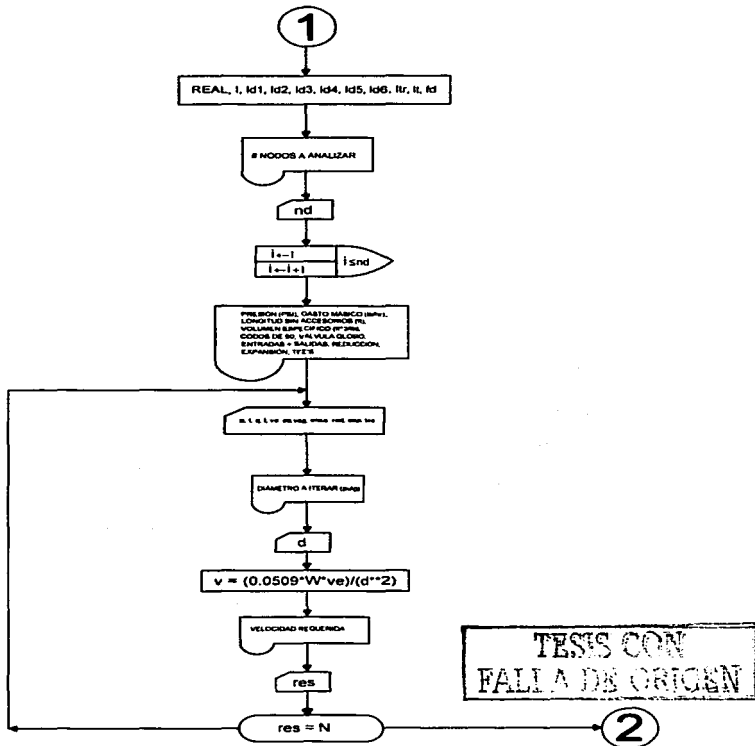
**Y CAPA 1-2**

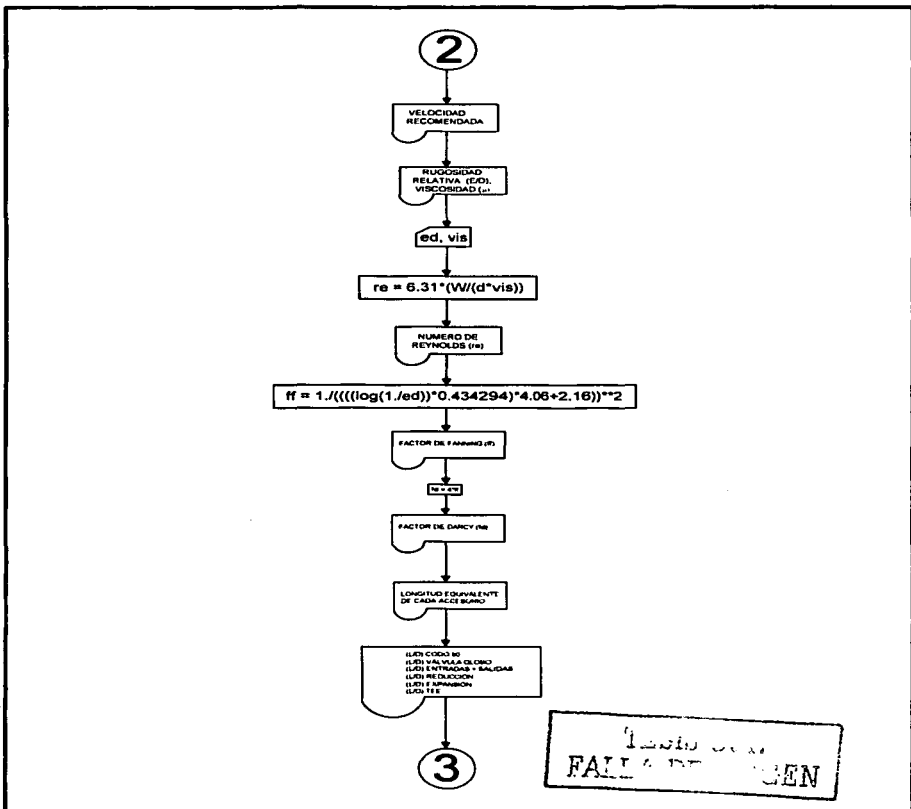
Determina la cantidad de calor que se disipa al ambiente por pie lineal, utilizando uno o dos aislantes térmicos.

**Y CAPA 3**

Determina el calor que se disipa al ambiente por los fenómenos de convección y radiación, empleando tres aislantes térmicos.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN





3

ld1, ld2, ld3, ld4, ld5, ld6

$$lfr = (ld1*(d/12)^*co+ld2*(d/12)^*vag+ld3*(d/12)^*ensa+ld4*(d/12)^*red1+ld5*(d/12)^*esp+ld6*(d/12)^*tee$$

LONGITUD EQUIVALENTE (LET)

CAIDA DE PRESION

$$\begin{aligned} \text{deltap} &= ((W^{**2}) * 0.000336 * fd * ve) / (d^{**5}) \\ p2 &= p - \text{deltap} \\ lfr &= lfr / 100 \end{aligned}$$

CAIDA DE PRESION /100

$$\text{deltap } l = \text{deltap} * n$$

LET/100  
CAIDA DE PRESION TOTAL

1

CALCULO DEL CALOR TOTAL

TEMPERATURA INICIAL (T1)  
TEMPERATURA AMBIENTE (TA)  
DIAMETRO NOMINAL DEL FLUIDO (D)  
DENSIDAD DEL FLUIDO (RHO)  
CONDUCTIVIDAD TERCERA (K) (W/M\*\*2\*\*K)

4

TESIS CON FALLA DE ORIGEN



UNAM  
FES ZARAGOZA

DIAGRAMA DE FLUJO PARA CABEZALES  
ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA  
3/4

H7-C

4

$t_i, \text{lamb}, d_n, e_{ai}, K$

$$r_i = d_n/2$$

$$r_o = r_i + e_{ai}$$

$$h = K/r_o$$

COEFICIENTE DE CONVECCIÓN (BTU/hr<sup>2</sup>°F), h  
RADIO DEL TUBO (r<sub>i</sub>), r<sub>i</sub>  
RADIO EXTERIOR DEL AISLANTE (r<sub>o</sub>), r<sub>o</sub>

$$r_{con} = 1/(2 \cdot \pi \cdot r_o \cdot h)$$

$$r_{ais} = 1/(2 \cdot \pi \cdot K \cdot \ln(r_o/r_i))$$

$$q = (t_i - t_{amb}) / (r_{con} + r_{ais})$$

$$t_{ext} = t_{amb} + (((t_i - t_{amb}) \cdot r_{con}) / (r_{ais} + r_{con}))$$

RESISTENCIA DE CONVECCIÓN (r<sub>con</sub>)  
RESISTENCIA DEL AISLANTE (r<sub>ais</sub>)  
TEMPERATURA EXTERIOR (t<sub>ext</sub>)  
FLUJO DE CALOR (BTU/hr<sup>2</sup>°F)

$$h_{conv} = 0.3 \cdot ((t_{ext} - t_{amb})^{0.25}) \cdot \pi \cdot d_o$$

$$h_{rad} = (\pi \cdot d_o^{0.155} \cdot 8 \cdot ((t_{ext} + 459.6)^{-4}) - (t_{amb} + 459.6)^{-4}) / (t_{ext} - t_{amb})$$

$$q_{cr} = (h_{conv} + h_{rad}) \cdot (t_{ext} - t_{amb})$$

CALOR POR CONVECCIÓN (BTU/hr<sup>2</sup>°F), h<sub>conv</sub>  
CALOR POR RADIACIÓN (BTU/hr<sup>2</sup>°F), h<sub>rad</sub>  
CALOR POR CONVECCIÓN-RADIACIÓN (BTU/hr<sup>2</sup>°F), q<sub>cr</sub>

FIN

TESIS CON  
FALLA DE  
UNAM



UNAM  
FES ZARAGOZA

DIAGRAMA DE FLUJO PARA CABEZALES

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

```

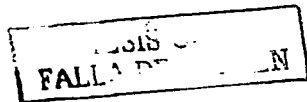
program cabezales
character res
real l,ld1,ld2,ld3,ld4,ld5,ld6,itr,lt,fd,ld2C,ld2V,k
print* '.....'
1.....
print
print
print*,          U N A M '
print
print
print*,          F E S '
print
print
print*,          Z A R A G O Z A '
print
print
print*,          CALCULO DE CABEZALES'
print
print*,          ADOLFO C. MONTES DE OCA ZIRANDA'
print* '.....'
1.....
pause
do i=1,30,1
  print
end do
print*, 'cuantos nodos se van a analizar='
read*,nd
do i=1,nd,1
  pause
  print*, '..... nodo numero',i,' .....'
  print
  print*, 'da la presion (psi)='
  read*,p
  print*, 'da el volumen especifico (ft**3/lb)='
  read*,ve
  print*, 'da el gasto masico (lb/hr)='
  read*,w
  print*, 'da la longitud sin accesorios (ft)='
  read*,l
  print*, 'da el numero de accesorios segun se te pida'
  print*, 'codos 90='
  read*,co
  print*, 'valvula de globo='
  read*,vag
  print*, 'valvula de compuerta='
  read*,vac

```

```

print*,valvula check='
read*,vch
print*,entrada+salida='
read*,ensa
print*,reduccion='
read*,red
print*,expansion='
read*,esp
print*,tee_s='
read*,tee
25  print*,da el diametro a iterar (pulg)='
read*,d
v=(0.0509*w*ve)/d**2
print*,la velocidad=',v
print*, la velocidad cae en los rangos (s/n)='
read*,res
if(res.eq.'n'.or.res.eq.'N')then
goto 25
end if
print*,la velocidad es=',v
print*,'.....
print*,da la relacion E/D ='
read*,ed
print*,da la viscosidad (cp)='
read*,vis
re=6.31*(w/(d*vis))
print*,el numero de reynolds=',re
print*,'.....
print*,'* calculo del factor de fanning y Darcy *'
print*,'.....
ff=1./((((log(1./ed))*0.434294)*4.06+2.16))**2
print
print*,El factor de fanning=          ',ff
fd=4*ff
print*,El factor de darcy (factor de friccion)=' ,fd
print
print*,'.....
print*, Da el valor de L/D que le corresponda a cada accesorio '
print*,'.....
print
print*,'(L/D) codo 90='
read*,ld1
print*,'(L/D) valvula de globo='
read*,ld2
print*,'(L/D) valvula de compuerta='
read*,ld2C
print*,'(L/D) valvula check='
read*,ld2V
print*,'(L/D) entra+salida='
read*,ld3
print*,'(L/D) reduccion='

```





```

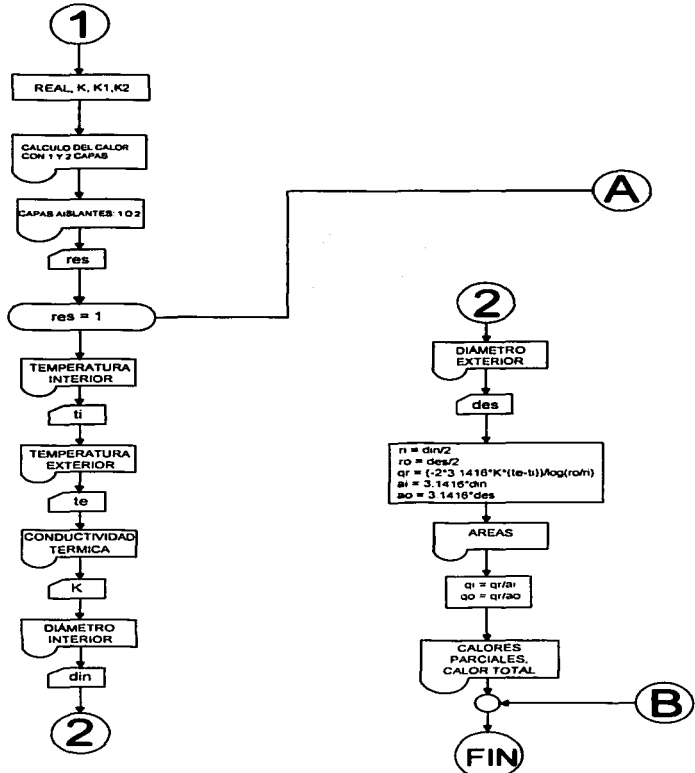
read*.ld4
print*,'(L/d) expansion='
read*.ld5
print*,'(L/D) tee='
read*.ld6
a=d
d=d/12
ltr=1+(ld1*d*co+ld2*d*vag+ld3*d*ensa+ld4*d*red+ld5*d*esp+ld6*d*tee
1+ld2C*d*vac+ld2V*d*vch)
print*,'la longitud equivalente=',ltr
print*,'-----'
print*,'          calculo de la caida de presion          '
print*,'-----'
print
deltap=((w**2)*0.000336*fd*ve)/(a**5)
print*,'La delta p/100= ',deltap
p2=p-deltap
print*,'la presion dos=',p2
lt=ltr/100
f delapt=deltap*lt
print*,'El LTR/100= ',lt
print*,'El delta p total=',delapt
pause
print*,'-----'
print*,'----- calculo del calor total -----'
print
print*,'da la temperatura interior (F)='
read*.li
print*,' da la temperatura ambiente (F)='
read*.tamb
print*,'da el diametro nominal del tubo (ft)='
read*.dn
print*,'da el diametro exterior del tubo (ft)='
read*.de
print*,'da el espesor del aislamiento (ft)='
read*.eai
print*,'da la conductividad termica k (btu/hr*ft*F)='
read*.k
print*,'da el coeficiente convectivo de calor h (btu/hr*ft**2*F)='
read*.h
r2=de/2
r1=dn/2
ro=r2+eai
do=2*ro
print*,'el radio del tubo (ft)='.r1
print*,'el radio exterior de tubo (ft)='.r2
print*,'el radio exterior del aislante (ft)='.ro
rcon=1./((2**3.1416*ro*h)
print*,'la resistencia de conveccion='.rcon
rais=ln(ro/r2)/(2**3.1416*k)
print*,'la resistencia del aislante='.rais

```

```

q=(ti-tamb)/(rcon+rais)
text=tamb+(((ti-tamb)*rcon)/(rais+rcon))
print*,la temperatura exterior es=',text
print*,***** el flujo de calor (BTU/hr*ft) es *****',q
print
hconv=0.3*(((text-tamb)**0.25)*3.1416*do
hrad=(3.1416*do*0.155e-8*(((text+459.6)**4)-((tamb+459.6)**4)))/(t
1text-tamb)
qcr=(hconv+hrad)*(text-tamb)
print*,el calor por conveccion (BTU/hr*ft*F)=' ,hconv
print*,el calor por radiacion (BTU/hr*ft*F)=' ,hrad
print*,*** el calor por conveccion radiacion(BTU/hr*ft*F)***',qcr
pause
end do
stop
end()

```



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

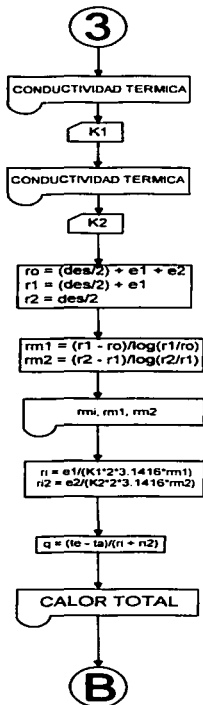
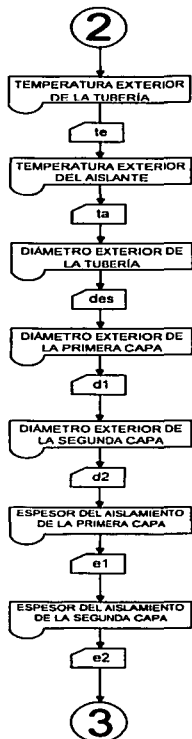
**DIAGRAMA DE FLUJO PARA CÁLCULO DEL CALOR CON UNA Y DOS CAPAS**

**ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA**

1/2

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

147-t



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

DIAGRAMA DE FLUJO PARA CÁLCULO  
DEL CALOR CON UNA Y DOS CAPAS

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

2/2

```

program calor_con_1_2_capa
real k,k1,k2
character rs
print *,.....
1.....
print
print
print*,           U   N   A   M   '
print
print
print*,           F   E   S   '
print
print
print*,           Z   A   R   A   G   O   Z   A   '
print
print*,           "CALCULO DEL CALOR 1-2 CAPAS "
print
print*,           ADOLFO C. MONTES DE OCA ZIRANDA.'
print*,.....
1.....
pause
10  print *,'para cuantas capas de aislantes (1/2)='
read*,res
if(res.eq.1)then
  print*,'da la temperatura interior (t1)='
  read*,ti
  print*,'da la temperatura exterior (to)='
  read*,te
  print*,'da el coeficiente (k)='
  read*,k
  print*,'da el diametro interior(ft)='
  read*,din
  print*,'da el diametro exterior(ft)='
  read*,des
  ri=din/2
  ro=des/2
  qr=(-2*3.1416*k*(te-ti))/log(ro/ri)
  ai=3.1416*din
  ao=3.1516*des
  print*, 'las areas son=',ai,ao
  qi=qr/ai
  qo=qr/ao
  print*, 'los calores parciales son=',qi,qo
  print*, 'el calor total=',qr
else

```

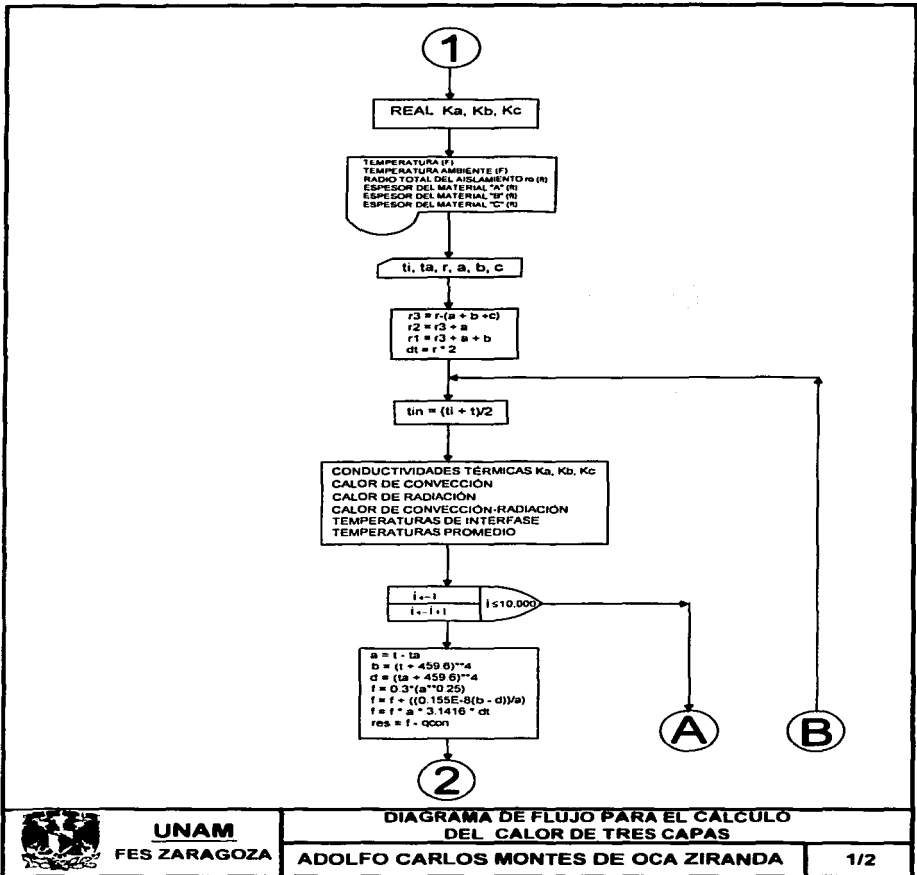
TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

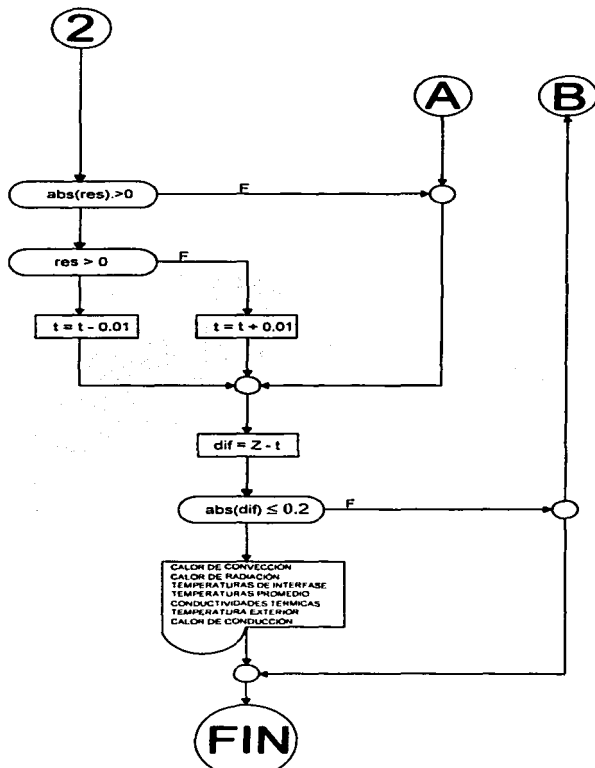
```

print*,da la temperatura exterior de la tuberia (to)=
read*,te
print*,da la temperatura exterior del aislamiento=
read*,ta
print*,da el diametro ext. de la tuberia=
read*,des
print*,da el diametro ext. de la 1er capa=
read*,d1
print*,da el diametro ext. de la 2da capa=
read*,d2
print*,da el espesor del aislamiento 1er capa=
read*,e1
print*,da el espesor del aislamiento 2da capa=
read*,e2
print*,da el coef. k1=
read*,k1
print*,da el coef. k2=
read*,k2
ro=(des/2)+e1+e2
r1=(des/2)+e1
r2=des/2
rm1=(r1-ro)/log(r1/ro)
rm2=(r2-r1)/log(r2/r1)
print*,los rmi=,rm1,rm2
ri=e1/(k1*2*3.1416*rm1)
ri2=e2/(k2*2*3.1416*rm2)
q=(te-ta)/(ri+ri2)
print*,el calor total=,q
end if
print *,desea hacer otra operacion ? (s/n)=
read *,rs
if((rs.eq.'s').or.(rs.eq.'S'))then
goto 10
else
end if
stop
end

```

□





**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**DIAGRAMA DE FLUJO PARA EL CALCULO  
DEL CALOR DE TRES CAPAS**

**ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA**

2/2

148-N



```

program calor_3_capas
real ka, kb, kc
print, .....
1.....
print
print*,          U   N   A   M
print
print
print*,          F   E   S
print
print
print*,          Z   A   R   A   G   O   Z   A
print
print
print*,          "CALCULO DEL CALOR (PAREDES COMPUESTAS)"
print
print*,          ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA
print, .....
1.....
pause
print*, da la temperatura interior t1 (fahrenheit)=
read*, ti
print*, da la temperatura exterior tamb. (fahrenheit)=
read*, ta
print*, da el radio total del aislante ro (ft)=
read*, r
print*, da el espesor del material A (ft)=
read*, a
print*, da el espesor del material B (ft)=
read*, b
print*, da el espesor del material C (ft)=
read*, c
r3=r-(a+b+c)
r2=r3+a
r1=r3+a+b
dt=r*2
print*, da la temperatura a suponer t(fahrenheit)=
read*, t
25  tin=(ti+t)/2
    ka=0.12083+1.42e-4*ti
    kb=0.03333+6.75e-5*tin
    kc=0.005+1.54e-5*t
    hcon=0.3*3.1416*dt*((t-ta)**0.25)
    hrad=(((t+459.6)**4)-((ta+459.6)**4))*3.1416*dt*0.155e-8/(t-ta)
    qra=(hcon+hrad)*(t-ta)
c  .....

```

```

tab=ti-((qra*log(r2/r3))/(ka*2*3.1416))
tbc=tab-((qra*log(r1/r2))/(kb*2*3.1416))
t1=(t1+tab)/2
t2=(tab+tbc)/2
t3=(tbc+t1)/2
ka=0.12083+1.42e-4*t1
kb=0.03333+6.75e-5*t2
kc=0.005+1.54e-5*t3
qcon=(2*3.1416*(t1-t1))/((log(r2/r3)/ka)+(log(r1/r2)/kb)+(log(r/r1)
1/kc))
z=t

```

c

```

.....
do i=1,10000,1
a=t-ta
b=(t+459.6)**4
d=(ta+459.6)**4
f=0.3*(a**0.25)
f=f+((0.155e-8*(b-d))/a)
f=f*a*3.1416*dt
res=f-qcon
if(abs(res).gt.0)then
if(res.gt.0)then
t=t-0.01
else
t=t+0.01
end if
else
goto 30
end if
end do
30 dif=z-t
if(abs(dif).le.0.2)then
print*,hcon='hcon
print*,hrad='hrad
print*,TAB='tab,'TBC='tbc
print*,T1='t1,'T2='t2,'T3='t3
print*,kA='ka,'kB='kb,'kC='kc
print*,Text='t,'qcond='f
else
goto 25
end if
stop
end

```

11

### 7.3.- CÁLCULO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR PARA LA PLANTA FRACCIONADORA DE "MC"

El programa elegido para la realización de los cálculos en este caso es el denominado CABEZAL, que por sus características, nos va permitir llevar acabo los cálculos de una manera más rápida y completa.

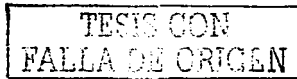
Para que el programa pueda ejecutarse, se elige la cantidad de tramos de tubería o nodos que serán analizados, con los diámetros recomendados por las especificaciones, realizándose una serie de cálculos para cada nodo; y así, elegir el diámetro que proporcione la velocidad recomendada por el proceso o equipo. De igual manera, se selecciona la cantidad y tipo de accesorios requeridos para los diferentes arreglos de los cabezales y ramales.

Después de que se hayan realizado todos los cálculos y seleccionado el diámetro más óptimo para el proceso, se procede a determinar las pérdidas de calor por los mecanismos de convección y radiación en cada uno de los nodos; los cuales se probarán con los aislantes térmicos Silicato de calcio y Perlita expandida por sus características descritas en el capítulo 4 y por su aplicabilidad tanto para vapor de baja como para el vapor de media presión.

#### 7.3.1.- Secuencia de cálculo del cabezal principal 1 para vapor de media presión

El objetivo principal de la secuencia de cálculo, es con el fin de mostrar los cálculos que el programa "Cabezales" realiza:

- a) Se elige la cantidad de nodos a analizar y las condiciones del vapor.
- b) Selecciona la ecuación de velocidad apropiada.
- c) Se supone un diámetro y se calcular el valor de la velocidad, si este valor no se ajusta a lo dictado por la norma PEMEX CT-200, suponer otro diámetro cuantas veces sea necesario hasta satisfacer lo estipulado por la norma.
- d) Calcular  $\Delta P_{100}$  y  $\Delta P_{TOTAL}$ .
- e) Presentar los datos obtenidos en forma de tabla.
- f) Seleccionar el diámetro adecuado.
- g) Calcular el flujo de calor en la tubería.
- h) Determinar la temperatura exterior de la tubería.
- i) Calcular el calor por convección y radiación.



a)

DATOS:

Fluido: Vapor de agua de media presión.

Nodo = 1 (Cabezal principal )

P = 270 psig

P' = 270 + 14.7 = 284.7 psi

Patm. = 14.7 psi

t = 270 °C = 518 °F

Clasificación: T2C (Acero al carbono ASTM-A-53 Gr. B).

Longitud de Tramo Recto (LTR) = 467.74 ft

Accesorios: 2 válvula de compuerta y 5 tees.

W = 133619.5662 lb/hr

 $\varnothing = ?$ 

b)

$$v = 0.0509 \frac{W' * V}{d^2}$$

c) Se busca el diámetro adecuado para una velocidad entre 100 –166.67 ft/s para el vapor de media presión.

$$v = 0.0509 \frac{W' * V}{d^2}$$

Se obtiene el volumen específico V' de las tablas de vapor.

$$V' = 1.91414 \text{ ft}^3/\text{lb}$$

Si  $\varnothing = 8$  pulg.

d = 8.125 pulg. (Cédula 20)

$$v = 0.0509 * \frac{(1336619.5662)(1.91414)}{(8.125)^2}$$

$v = 197.2035821$  ft/s , lo cual no cumple con el rango de velocidad para un vapor de media presión, por lo tanto se selecciona otro diámetro.

Si  $\varnothing = 10$  pulg.  $d = 10.25$  pulg. (Cédula 20)

$$v = 0.0509 * \frac{(133619.5662)(1.91414)}{(10.25)^2}$$

$v = 123.9121259$  ft/s , este valor cae dentro del rango para el vapor de media presión por lo que es aceptable.

Se calcula el factor de fricción ( f ) con el diámetro calculado.

Se determina la D/E a partir de la E/D con las tablas del Crane A-23, considerando que es acero comercial.

$$E/D = 0.00018 \text{ por consiguiente } D/E = (1/(E/D)) = 5555.55555556$$

Se determina la viscosidad  $\mu$  con las tabla del Crane A-2

$$\mu = 0.0216 \text{ cp}$$

Se calcula el Número de Reynolds (Re):

$$Re = 6.31 \frac{W'}{d * \mu}$$

$$Re = 6.31 * \frac{133619.5662 lb/h}{(10.25 pu lg)(0.0216 cp)}$$

$Re = 3808217.99$ ,  $Re > 10000$  por lo tanto es un flujo turbulento.

Se utiliza la ecuación para tubos rugosos:

$$\sqrt{\frac{1}{f_F}} = 4.06 \log\left(\frac{D}{E}\right) + 2.16$$

$$\sqrt{\frac{1}{f_F}} = 4.06 \log(5555.55555556) + 2.16$$

$$f_F = 0.003316811$$

$$f_D = 4 * f_F = 4(0.003316811)$$

$$f_D = 0.013267245$$

Con el diámetro  $\varnothing = 10$  pulg. = 10.25 pulg. = 0.8542 ft (Cédula 20) se cumple la velocidad, por lo tanto, se prosigue a determinar la longitud equivalente y la longitud total.

ACCESORIOS	No. DE ACCESORIOS	L/D	L/D*D	(LE)*(No. DE ACCESORIOS)	LET
Válvula de compuerta	2	13	(13)(0.8542)	(11.1046)(1)	22.2092
Tee	5	60	(60)(0.8542)	(51.252)(5)	256.26
LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL					278.4692

$$L_{TOTAL} = LTR + LET = 467.74 \text{ ft} + 278.4692 \text{ ft} = 746.2092 \text{ ft}$$

d) Finalmente, se calcula la  $\Delta P_{100}$  y  $\Delta P_{TOTAL}$ .

$$\Delta P_{100} = 0.000336 \frac{f * W^2 * V}{D^5}$$

$$\Delta P_{100} = 0.000336 * (0.0132672) * \frac{(133619.5662 \text{ lb/hr})^2 (1.91414 \text{ ft}^3/\text{lb})}{(10.25)^5}$$

$$\Delta P_{\text{fm}} = 1.34652 \text{ psi}$$

$$\text{LTR}/100 = 746.2092 \text{ ft} / 100 = 7.462092 \text{ ft}$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = (1.34652 \text{ psi})(7.462092 \text{ ft})$$

$$\Delta P_{\text{TOTAL}} = 10.0478 \text{ psi}$$

e) Se presentan los resultados en la tabla 7.12 del ejemplo 7.1 (Anexo 2).

g) Ahora se calcula la transferencia de calor en la tubería, cuyo aislante térmico es el Silicato de Calcio MA2 tipo 1, el cual posee una baja conductividad térmica de  $k = 0.049708 \text{ BTU}/\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$ .

Datos:

Diámetro interior del tubo = 10 pulg. = 0.8333 ft

$$r1 = 0.8333/2 = 0.4167 \text{ ft}$$

Diámetro exterior del tubo interior = 10.75 pulg = 0.8958 ft

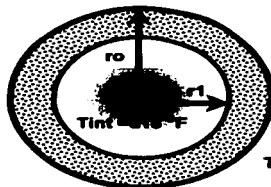
$$r2 = 0.8958/2 = 0.4479 \text{ ft}$$

Espesor del aislamiento = 4.0157 pulg. = 0.3346 ft (De tabla IV, Norma No.2.313.01 de PEMEX).

$$ro = r2 + \text{Espesor del aislamiento} = 0.4479 \text{ ft} + 0.3346 \text{ ft} = 0.7825 \text{ ft}$$

$$Do = 2 \cdot ro = 2 \cdot 0.7825 \text{ ft} = 1.5650 \text{ ft}$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN



Tamb. = 95 °F

Text. = ? °F

$$q = \frac{Q}{L} = \frac{\Delta T_{\text{subrectual}}}{\Sigma R_i} = \frac{\Delta T_{\text{subrectual}}}{R_{\text{aislante}} + R_{\text{conv}}}$$

$$\Sigma R_i = R_{\text{aislante}} + R_{\text{conv}} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2 * \pi * K * L} + \frac{1}{2 * \pi * r_2 * h * L}$$

$$q = h * A * (\Delta T)$$

$$q = \frac{\Delta T_{\text{subrectual}}}{\Sigma R_i}$$

$$\frac{q}{L} = \frac{518^\circ F - 95^\circ F}{\left[ \frac{\ln\left(\frac{0.7825}{0.4479}\right)}{(2 * \pi * 0.049708)} + \frac{1}{(2 * \pi * 0.7825 * 5)} \right]}$$

$$\frac{q}{L} = \frac{423}{1.7863 + 0.0406}$$

$$\frac{q}{L} = 231.5397 \text{ BTU/h-ft}$$

$$\frac{Q}{L} = \frac{T_{\text{int}} - T_{\text{amb}}}{\Sigma R_i} = \frac{518 - 95}{1.7863 + 0.0406}$$



Además

$$\frac{Q}{L} = \frac{T_s - T_{amb}}{R_{conv}} = \frac{T_{ext} - 95}{0.0406}$$

$$\frac{518 - 95}{1.8874 + 3.2016} = \frac{T_{ext} - 95}{3.2016}$$

Por lo tanto,

h) Temperatura exterior:

$$T_{ext} = 95 + \frac{423 * 0.0406}{1.7863} = 104.6141^\circ F$$

Después se procede a calcular el calor por convección-radiación:

Convección:

$$h_{conv} = 0.3(T_{ext} - T_{amb})^{0.25} * \pi * D_o$$

$$h_{conv} = 0.3(104.6141 - 95)^{0.25} * \pi * 1.5650 = 2.5972 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ F$$

Radiación:

$$h_{rad} = \frac{0.155E - 8 * [(T_{ext} + 459.6)^4 - (T_{amb} + 459.6)^4]}{T_{ext} - T_{amb}} * \pi * D_o$$

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

$$h_{rad} = 0.155 E - 8 \left[ \frac{(104.6141 + 459.6)^4 - (95 + 459.6)^4}{104.6141 - 95} \right] \cdot \pi \cdot 1.5650 = 5.3367 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}$$

i) Calor de convección-radiación:

$$q_{conv - rad} = (h_{conv} + h_{rad})(T_{ext} - T_{amb.})$$

$$q_{conv - rad} = (2.5972 + 5.3367)(104.6141 - 95) = 76.2773 \text{ BTU/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F}$$

En el anexo 2, se presenta el ejemplo 7.1, el cual muestra en las tablas 7.12 y 7.13 los cálculos que el programa "Cabezales" realiza para cada nodo, que en este caso fue para el cabezal principal 1, el cual transporta vapor de media presión.

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

**RESULTADOS DEL PROGRAMA "CABEZALES"  
PARA LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR  
DE LA PLANTA FRACCIONADORA DE  
LIGEROS "MC"**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL PRINCIPAL 1

**VAPOR DE MEDIA PRESIÓN (284.7 PSI Y 518 F)**

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL. ESP ft <sup>3</sup> /lb	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
1	133619.5662	1.91414	284.7	518	746.2092	10	20	123.9121259	1.346525336	10.04789593
1 - (GAT-12)	7605.88253	1.91414	284.7	518	49.5081	3	40	78.72821127	2.357139317	1.16697489
1 - (GAT-4)	7605.88253	1.91414	284.7	518	49.5081	3	40	78.72821127	2.357139317	1.16697489

## CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL PRINCIPAL 1

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN (64.49 PSI Y 298.4 F)**

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL. ESP ft <sup>3</sup> /lb	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
1	65052.65023	6.6682	64.4903	298.4	766.99	14	10	121.1501223	0.266747995	2.045930448
(GAT-12) - 1	7605.88253	6.6682	64.4903	298.4	62.6215	4	40	159.26798	1.976468099	1.237693971
(GAT-4) - 1	7605.88253	6.6682	64.4903	298.4	62.6215	4	40	159.26798	1.976468099	1.237693971
1 - (MC-E-120)	25899.93	6.6682	64.4903	298.4	106.3566	10	20	83.67144303	0.176240623	0.187443748
1 - (MC-E-8)	4319.595	6.6682	64.4903	298.4	66.9915	4	40	90.45277356	0.637494792	0.427067324
1 - (MC-E-16)	14601.51	6.6682	64.4903	298.4	82.9283	8	20	75.07190395	0.189915273	0.157493507

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

## CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL 2

**VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 284.7 PSI Y 518 F )**

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL ESP ft <sup>3</sup> /lb	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
2	43197 1944	1.91414	284.7	518	451 8544	6	40	114 4156446	2 158330717	9 752512312
2 - (MC-F-2)	7594 02	1.91414	284.7	518	56 5081	3	40	78 60542266	2 349792416	1 327823049
2 - (MC-F-1)	7594 02	1.91414	284.7	518	56 5081	3	40	78 60542266	2 349792416	1 327823049
2 - (GAT-101)	12805 6794	1.91414	284.7	518	56 0981	3	40	132 5511181	6 681766183	3 742330285
2 - (MC-H-101)	15203 475	1.91414	284.7	518	62 6215	4	40	91 38750158	2 266947133	1 419596299

## CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL 2

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 64.49 PSI Y 298.4 F )**

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL ESP ft <sup>3</sup> /lb	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
2	12805 6794	6 6682	64 4903	298 4	388 7064	6	40	118 1591652	0 660765071	2 568436121
2 - (MC-F-2)	3999 87	6 6682	64 4903	298 4	68 6215	4	40	83 75769844	0 546615994	0 375096094
2 - (MC-F-1)	3999 87	6 6682	64 4903	298 4	68 6215	4	40	83 75769844	0 546615994	0 375096094
(GAT-101) - 2	12805 6794	6 6682	64 4903	298 4	91 7182	6	40	118 1591652	0 660765071	0 60604183
2 - (MC-H-101)	3999 87	6 6682	64 4903	298 4	65 1215	4	40	83 75769844	0 546615994	0 355964534

TESIS CON  
 FALLA DE ORIGEN

### CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL 3

#### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 284.7 PSI Y 518 F )

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL. ESP ft <sup>3</sup> /hr	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
3	12528 06977	1.91414	284.7	518	343 5652	3	40	129 677591	6 395203247	21.97169282
3 - (GAT-104)	6332 16143	1.91414	284.7	518	38 4026	2	40	144 3984415	12 95674437	4 975726713
3 - (GAT-114)	6195 90834	1.91414	284.7	518	38 4026	2	40	141 2913297	12 40514666	4 76389885

### CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL 3

#### VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 64.49 PSI Y 298.4 F )

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL. ESP ft <sup>3</sup> /hr	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
3	32759 685	6 6682	64 4903	298 4	512 9372	10	20	105 8323369	0 281960821	1 446281942
(GAT-104) - 3	6332 16143	6 6682	64 4903	298 4	62 6215	4	40	132 5961263	1 369917893	0 857863133
(GAT-114) - 3	6195 90834	6 6682	64 4903	298 4	62 6215	4	40	129 7429722	1 311597411	0 821341972
3 - (MC-E-115)	32759 685	6 6682	64 4903	298 4	106 3566	10	20	105 8323369	0 281960821	0 299883943

TESIS CO<sup>TA</sup>  
 FALLA DE OR.

## CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL 4

### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 284.7 PSI Y 518 F )

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL. ESP ft <sup>3</sup> /lb	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
4	62678.537	1.91414	284.7	518	444.6046	8	20	92.50465607	1.004539768	4.466230017
4 - (GAT-111)	10820.788	1.91414	284.7	518	49.5081	3	40	112.0055799	4.770938317	2.362000913
4 - (GAT-108)	19351.639	1.91414	284.7	518	60.1215	4	40	116.3219553	3.67274834	2.208111393
4 - (MC-H-102)	20962.935	1.91414	284.7	518	69.1215	4	40	126.0073934	4.309827014	2.97901708
4 - (MC-H-103)	11543.175	1.91414	284.7	518	59.5081	3	40	119.4829813	5.4292093	3.230819299

## CÁLCULO DEL DIÁMETRO Y CAÍDAS DE PRESIÓN EN EL CABEZAL 4

### VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 64.49 PSI Y 298.4 F )

NODO	FLUJO W (lb/hr)	VOL. ESP ft <sup>3</sup> /lb	P (PSI)	T (F)	LONGITUD TOTAL (ft)	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	VELOCIDAD (ft/s)	CAÍDA P (100) psi	CAÍDA P TOTAL psi
4	30172.427	6.6682	64.4903	298.4	453.5872	10	20	97.47402818	0.239182732	1.084902259
(GAT-111) - 4	10820.788	6.6682	64.4903	298.4	85.2182	6	40	99.8443922	0.471801813	0.402061012
(GAT-108) - 4	19351.639	6.6682	64.4903	298.4	108.0543	8	20	99.49411974	0.333579888	0.360447413
4 - (MC-H-102)	4500.405	6.6682	64.4903	298.4	71.6215	4	40	94.23895398	0.691980377	0.495606726
4 - (MC-H-103)	3999.87	6.6682	64.4903	298.4	72.6215	4	40	83.75769844	0.546615994	0.396960734

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL 1

### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO, K = 0.049708 BTU/h-F

NODO	DIÁMETRO	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL	T INTERIOR	T EXTERIOR	q	hconv	hrad	qconv-rad
	(pulg.)			AISLAMIENTO (pulg.)			(F)	(F)	BTU/h <sup>2</sup>	BTU/h <sup>2</sup> F
1	10	20	T2C	4 01574	518	104 416954	231 5061519	2 583331221	5 334070528	74 56345836
1 - (GAT-12)	3	40	T2C	2 51968	518	107 8491897	143 622783	1 269748717	2 447777472	47 7671992
1 - (GAT-4)	3	40	T2C	2 51968	518	107 8491897	143 622783	1 269748717	2 447777472	47 7671992

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 2

### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO, K = 0.049708 BTU/h-F

NODO	DIÁMETRO	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL	T INTERIOR	T EXTERIOR	q	hconv	hrad	qconv-rad
	(pulg.)			AISLAMIENTO (pulg.)			(F)	(F)	BTU/h <sup>2</sup>	BTU/h <sup>2</sup> F
2	6	40	T2C	4 01574	518	103 498518	163 0403707	1 965345934	4 152243227	51 99044176
2 - (MC-F-2)	3	40	T2C	2 51968	518	107 8491897	143 622783	1 269748717	2 447777472	47 7671992
2 - (MC-F-1)	3	40	T2C	2 51968	518	107 8491897	143 622783	1 269748717	2 447777472	47 7671992
2 - (GAT-101)	3	40	T2C	2 51968	518	107 8491897	143 622783	1 269748717	2 447777472	47 7671992
2 - (MC-H-101)	4	40	T2C	3 50393	518	104 1390485	137 6831889	1 571423849	3 265863371	44 20820243



### TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 3

#### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO,  $K = 0.049708 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	qr BTU/h·R	hconv BTU/h·F	hrad BTU/h·F	qconv-rad
3	3	40	T2C	2.51968	518	107.8491897	143.622783	1.269748717	2.447777472	47.7671992
3 - (GAT-104)	2	40	T2C	2.51968	518	106.6289802	112.8594358	1.075307505	2.118324329	37.13870704
3 - (GAT-114)	2	40	T2C	2.51968	518	106.6289802	112.8594358	1.075307505	2.118324329	37.13870704

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 4

#### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO,  $K = 0.049708 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	qr BTU/h·R	hconv BTU/h·F	hrad BTU/h·F	qconv-rad
4	8	20	T2C	4.01574	518	104.0110592	196.4632588	2.266473851	4.725380136	63.00400998
4 - (GAT-111)	3	40	T2C	2.51968	518	107.8491897	143.622783	1.269748717	2.447777472	47.7671992
4 - (GAT-108)	4	40	T2C	3.50393	518	104.1390485	137.6631889	1.571423849	3.265863371	44.20820243
4 - (MC-H-102)	4	40	T2C	3.50393	518	104.1390485	137.6631889	1.571423849	3.265863371	44.20820243
4 - (MC-H-103)	3	40	T2C	2.51968	518	107.8491897	143.622783	1.269748717	2.447777472	47.7671992

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL 1

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO,  $K = 0.041616 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEJOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	qr BTU/h	hconv BTU/h <sup>2</sup> F	hrad BTU/h <sup>2</sup> F	qconv-rad BTU/h <sup>2</sup> F
1	14	10	T4B	2.99212	298.4	100.556999	145.3617802	2.409745855	5.616852567	44.60379974
(GAT-12) - 1	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
(GAT-4) - 1	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
1 - (MC-E-120)	10	20	T4B	2.51968	298.4	101.4807419	133.9403801	1.978537259	4.448903268	41.65458313
1 - (MC-E-8)	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
1 - (MC-E-16)	8	20	T4B	2.51968	298.4	101.2636394	112.0292376	1.697726676	3.847893993	34.73521331

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 2

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO,  $K = 0.041616 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEJOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	qr BTU/h	hconv BTU/h <sup>2</sup> F	hrad BTU/h <sup>2</sup> F	qconv-rad BTU/h <sup>2</sup> F
2	6	40	T4B	2.51968	298.4	100.976944	91.2561996	1.43236677	3.282152141	28.17841567
2 - (MC-F-2)	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
2 - (MC-F-1)	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
(GAT-101) - 2	6	40	T4B	2.51968	298.4	100.976944	91.2561996	1.43236677	3.282152141	28.17841567
2 - (MC-H-101)	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999

### TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 3

#### VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO,  $K = 0.041616 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEJOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h	hconv BTU/h <sup>2</sup> F	hrad BTU/h <sup>2</sup> F	qconv-rad BTU/h <sup>2</sup> F
3	10	20	T4B	2.51968	298.4	101.4807419	133.9403801	1.978537259	4.448903268	41.65458313
(GAT-104) - 3	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
(GAT-114) - 3	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
3 - (MC-E-115)	10	20	T4B	2.51968	298.4	101.4807419	133.9403801	1.978537259	4.448903268	41.65458313

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

### TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 4

#### VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )

MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO,  $K = 0.041616 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEJOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h	hconv BTU/h <sup>2</sup> F	hrad BTU/h <sup>2</sup> F	qconv-rad BTU/h <sup>2</sup> F
4	10	20	T4B	2.51968	298.4	101.4807419	133.9403801	1.978537259	4.448903268	41.65458313
(GAT-111) - 4	6	40	T4B	2.51968	298.4	100.976944	91.2561995	1.43236577	3.282152141	28.17841567
(GAT-108) - 4	8	20	T4B	2.51968	298.4	101.2635394	112.0292376	1.697726676	3.947893993	34.73521331
4 - (MC-H-102)	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999
4 - (MC-H-103)	4	40	T4B	2.51968	298.4	100.5153132	68.86708389	1.148114782	2.680869935	21.11804999

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL 1

**VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.061268 \text{ BTU}/\text{R}\cdot\text{H}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	qr BTU/h·R	hconv BTU/h·R <sup>2</sup>	hrad BTU/h·R <sup>2</sup>	qconv·rad BTU/h·R <sup>2</sup>
1	10	20	T2C	4.48818	518	105.1396743	261.8142217	2.784562932	5.613351724	84.94932583
1 - (GAT-12)	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868
1 - (GAT-4)	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 2

**VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.061268 \text{ BTU}/\text{R}\cdot\text{H}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	qr BTU/h·R	hconv BTU/h·R <sup>2</sup>	hrad BTU/h·R <sup>2</sup>	qconv·rad BTU/h·R <sup>2</sup>
2	6	40	T2C	3.50393	518	107.2782603	219.10187	2.004216847	3.90180516	72.51567531
2 - (MC-F-2)	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868
2 - (MC-F-1)	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868
2 - (GAT-101)	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868
2 - (MC-H-101)	4	40	T2C	2.99212	518	108.5787631	186.3457274	1.580612935	3.01118204	62.35089609

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 3

### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.061268 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h <sup>2</sup>	hconv BTU/h <sup>2</sup> F	hrad BTU/h <sup>2</sup> F	qconv-rad BTU/h <sup>2</sup> F
3	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868
3-(GAT-104)	2	40	T2C	2.51968	518	109.2423468	138.2221046	1.131208301	2.133289544	46.49411055
3-(GAT-114)	2	40	T2C	2.51968	518	109.2423468	138.2221046	1.131208301	2.133289544	46.49411055

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 4

### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.061268 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPESOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h <sup>2</sup>	hconv BTU/h <sup>2</sup> F	hrad BTU/h <sup>2</sup> F	qconv-rad BTU/h <sup>2</sup> F
4	8	20	T2C	4.48818	518	104.6817011	223.0592165	2.438415265	5.002478471	72.04050934
4-(GAT-111)	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868
4-(GAT-108)	4	40	T2C	2.99212	518	108.5787631	186.3457274	1.580612935	3.01118204	62.35089609
4-(HC-H-102)	4	40	T2C	2.99212	518	108.5787631	186.3457274	1.580612935	3.01118204	62.35089609
4-(HC-H-103)	3	40	T2C	2.51968	518	110.7262788	175.7816622	1.335535203	2.466813692	59.79679868

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL PRINCIPAL 1

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.04978 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h·ft	hconv BTU/h·ft·F	hrad BTU/h·ft·F	qconv-rad BTU/h·ft·F
1	14	10	T4B	3.50393	298.4	100.5452862	152.4853259	2.531840427	5.904368676	46.78119366
(GAT-12) - 1	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
(GAT-4) - 1	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
1 - (MC-E-120)	10	20	T4B	2.99212	298.4	101.357749	139.2616857	2.086917895	4.713573067	43.2358148
1 - (MC-E-8)	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
1 - (MC-E-16)	8	20	T4B	2.99212	298.4	101.1229497	117.0875158	1.804850865	4.112411842	36.23110209

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 2

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.04978 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h·ft	hconv BTU/h·ft·F	hrad BTU/h·ft·F	qconv-rad BTU/h·ft·F
2	6	40	T4B	2.00787	298.4	104.2034726	128.1875447	1.455570641	3.020304526	41.19359442
2 - (MC-F-2)	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
2 - (MC-F-1)	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
(GAT-101) - 2	6	40	T4B	2.00787	298.4	104.2034726	128.1875447	1.455570641	3.020304526	41.19359442
2 - (MC-H-101)	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 3

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.04978 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h·ft	hconv BTU/h·ft <sup>2</sup>	hrad BTU/h·ft <sup>2</sup>	qconv+rad BTU/h·ft <sup>2</sup>
3	10	20	T4B	2.99212	298.4	101.357749	139.2616857	2.066917895	4.713573067	43.2358148
(GAT-104) - 3	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
(GAT-114) - 3	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
3 - (MC-E-115)	10	20	T4B	2.99212	298.4	101.357749	139.2616857	2.066917895	4.713573067	43.2358148

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CABEZAL 4

**VAPOR DE BAJA PRESIÓN ( 298.4 F Y 64.4903 PSI )**

MATERIAL AISLANTE: PERLITA EXPANDIDA,  $K = 0.04978 \text{ BTU}/\text{ft}\cdot\text{h}\cdot\text{F}$

NODO	DIÁMETRO (pulg.)	CÉDULA	ESPECIFICACIÓN	ESPEOR DEL AISLAMIENTO (pulg.)	T INTERIOR (F)	T EXTERIOR (F)	q BTU/h·ft	hconv BTU/h·ft <sup>2</sup>	hrad BTU/h·ft <sup>2</sup>	qconv+rad BTU/h·ft <sup>2</sup>
4	10	20	T4B	2.99212	298.4	101.357749	139.2616857	2.066917895	4.713573067	43.2358148
(GAT-111) - 4	6	40	T4B	2.00787	298.4	104.2034726	128.1875447	1.455570641	3.020304526	41.19359442
(GAT-106) - 4	8	20	T4B	2.99212	298.4	101.1229497	117.0875158	1.804850665	4.112411842	36.23110209
4 - (MC-H-102)	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649
4 - (MC-H-103)	4	40	T4B	2.00787	298.4	103.5710429	95.53848168	1.14433804	2.413017459	30.49024649

## ANÁLISIS DE RESULTADOS

En los resultados del programa "Cabezales" para la red de distribución de vapor de la Planta Fraccionadora de Ligeros "MC", se observa lo siguiente:

Los cálculos se realizaron con los diámetros recomendados por las especificaciones T2C y T4B para el dimensionamiento de la tubería. De los cuales se seleccionaron aquellos diámetros que proporcionan las condiciones óptimas para el transporte del flujo de vapor saturado y sobrecalentado de acuerdo a los criterios de velocidad, caídas de presión y transferencia de calor establecidos en el capítulo 6.

En los resultados obtenidos, algunos difieren con respecto a los criterios de caídas de presión, esto es porque también se consideró la selección del diámetro tomando en cuenta el ahorro de energía, los costos de la tubería y requerimientos de los equipos, lo cual se presenta en el cabezal 3 que transporta vapor de media presión, registrando caídas de presión no mayores al 10% con relación a la presión de entrada.

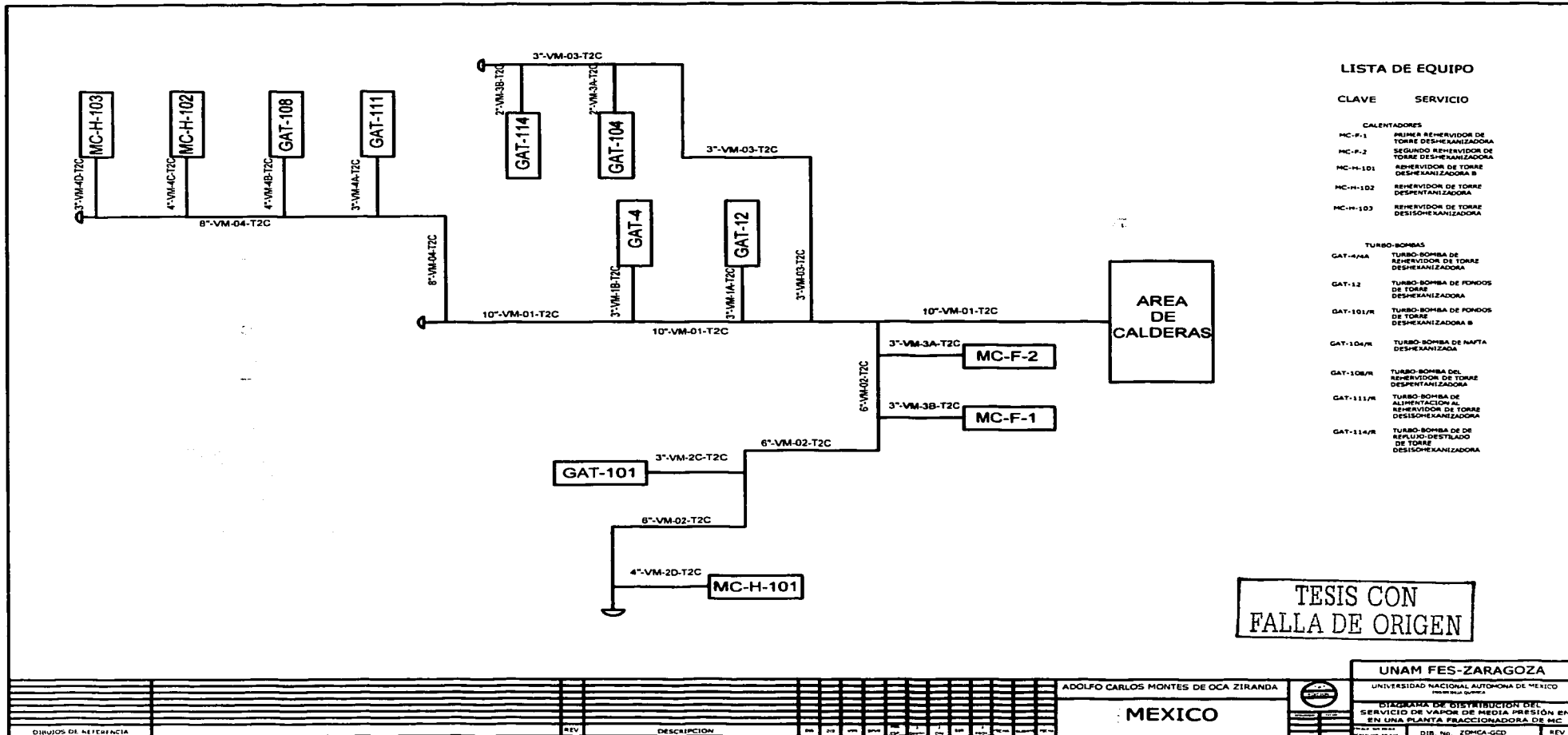
En esta selección de diámetros al igual que la velocidad y la caída de presión en la tubería, repercute en la transferencia de calor; observándose que a medida que se incrementa el diámetro de la tubería el calor que se disipa es mayor, esto debido al incremento de la superficie de transferencia de calor.

Los resultados obtenidos de los espesores recomendados por la norma No.2.313.01 para el Silicato de calcio y la Perlita expandida muestran que las pérdidas de calor son aceptables para la conservación del calor y para la protección del personal de acuerdo a los criterios establecidos con la tabla 6.4 del capítulo 6. Resultando mejor aislante térmico el Silicato de Calcio por tener una conductividad menor que la Perlita expandida, evitando más la transferencia de calor.

Por tal motivo, tales resultados son empleados para la especificación de los arreglos finales del vapor baja y media presión, los cuales se presentan en los siguientes diagramas de distribución de vapor.







**LISTA DE EQUIPO**

CLAVE	SERVICIO
<b>CALENTADORES</b>	
MC-F-1	PRIMERA REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA
MC-F-2	SEGUNDO REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA
MC-H-101	REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA B
MC-H-102	REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA
MC-H-103	REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA
<b>TURBO-BOMBAS</b>	
GAT-114/R	TURBO-BOMBA DE REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA
GAT-12	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESHIDRATADORA
GAT-101/R	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESHIDRATADORA B
GAT-104/R	TURBO-BOMBA DE NAFTA DESHIDRATADA
GAT-108/R	TURBO-BOMBA DEL REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA
GAT-111/R	TURBO-BOMBA DE ALIMENTACION AL REHEVIVIDA DE TORRE DESHIDRATADORA
GAT-114/R	TURBO-BOMBA DE DE APLUJO-DESTILADO DE TORRE DESHIDRATADORA

**AREA DE CALDERAS**

**TESIS CON FALLA DE ORIGEN**

DIBUJOS DE REFERENCIA										REV										DESCRIPCION										NO.										DIB.										VEN.										MEX.										DIB. NO. 20MCA-GCD										REV																																							

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

**MEXICO**



**UNAM FES-ZARAGOZA**  
 UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO  
 INSTITUTO TECNOLÓGICO DE ZARAGOZA  
 SERVICIO DE VAPOR DE MEDIA PRESION EN  
 EN UNA PLANTA FRACCIONADORA DE MC

109-3

# CONCLUSIONES

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **CONCLUSIONES**

Es importante establecer los fundamentos teóricos básicos para el análisis y diseño de las redes de distribución de vapor, tomando en cuenta las principales áreas que intervienen en la Ingeniería Química, como son: La termodinámica, Mecánica de Fluidos, Transferencia de Calor, Ingeniería de Servicios Auxiliares, entre otras.

Una red de distribución de vapor debe ser capaz de responder a una amplia gama de condiciones de operación. Por lo que se debe buscar una buena integración de todos sus elementos, tales como: los niveles de presión para el tipo de vapor (saturado o sobrecalentado), el Generador de vapor y el equipo auxiliar (precalentador, economizador, deareador, sobrecalentador, etc.), los equipos consumidores de vapor (turbinas, intercambiadores de calor, eyectores, trazado de líneas, etc.), estaciones reguladoras de presión y el sistema de recuperación de condensado, para lograr un ahorro en el consumo de vapor, de costos y un funcionamiento confiable.

En ocasiones resulta difícil contar con un método específico para el diseño y evaluación de las redes de distribución de vapor, de aquí que los criterios básicos sean de primordial interés y jueguen un papel importante durante la etapa de evaluación. Por tal motivo, se propuso una secuencia de cálculo y se logró la conformación de un programa de cómputo para el diseño de redes de distribución de vapor, el cual proporciona al usuario una metodología general para el diseño y la evaluación térmica, puntualizando los criterios básicos que deben considerarse durante la etapa de diseño,

con el fin de garantizar las condiciones más adecuadas de una red de distribución de vapor.

El programa puede ser utilizado por los alumnos y profesionistas relacionados al tema con el propósito de análisis y diseño.

Con el fin de cubrir el requerimiento del programa de computo se desarrollaron tres alternativas que son: Cabezales, Capa 1-2 y Capa 3, los cuales ayudan a determinar las variables de diseño para las redes de distribución de vapor y calculan la transferencia de calor que ocurre por los mecanismos de convección y radiación. Así mismo, estos programas le permiten al estudiante y al profesionista participar en la toma de decisiones para el desarrollo del diseño de las redes, contribuyendo en la formación del estudiante de Ingeniería Química y en el desarrollo del profesionista, en la optimización y operación de la red de distribución de vapor.

La instrumentación y control aplicada en las redes de distribución de vapor, tiene una importancia relevante en el diseño de los mismos, ya que el desarrollo de un sistema de medición y control preciso y confiable, ha hecho posible que la operación, tanto de redes grandes como pequeñas sea segura y eficiente.

En la parte correspondiente a la aplicación del análisis de la red de distribución de vapor se seleccionó una Planta Fraccionadora de Ligeros "MC" en donde producto del análisis se concluye lo siguiente:

Los arreglos de tubería que se obtuvieron para la distribución del vapor de media y baja presión, son los más viables, ya que permiten el mínimo empleo de tubería, accesorios y cantidad de aislante, significando un ahorro de energía y por lo tanto de costos.

Las especificaciones T2C y T4B de Petróleos Mexicanos empleadas para el arreglo de las tuberías del vapor de media y baja presión, resultaron ser adecuadas para la especificación del diseño de la red de distribución de vapor, cuyos diámetros recomendados permiten que los flujos de vapor se desplacen a las velocidades establecidas por los criterios de la norma CT-200 de Petróleo Mexicanos.

Los aislantes térmicos Silicato de Calcio y Perlita Expandida empleados en los arreglos de la distribución de vapor para la Planta Fraccionadora de Ligeros "MC", demostraron que por su baja conductividad térmica y por los espesores recomendados para su aplicación en la tubería, garantizan la conservación del calor y la protección del personal de acuerdo a los criterios establecidos por la norma 2.313.01 de Aislamientos Térmicos para Alta Temperatura de Petróleos Mexicanos.

El diseño final de la red de distribución para el vapor de media y baja presión de la Planta Fraccionadora de Ligeros "MC" se puede ver en los diagramas de distribución del servicio de vapor tanto de media y baja presión; los cuales reducirán los problemas operacionales que en ella ocurran tales como el ruido excesivo, golpes de ariete, caídas de presión y pérdidas de calor excesivas a lo largo de las tuberías. Aún así, se recomienda la instauración de programas de uso racional de la energía del vapor, con los cuales se pueden lograr ahorros del orden de 10 a 40% o más en los consumos actuales de la planta sin necesidad de disminuir la producción, representando ganancias para la empresa, optimización del proceso, mejor funcionamiento de los equipos y control de los mismos.

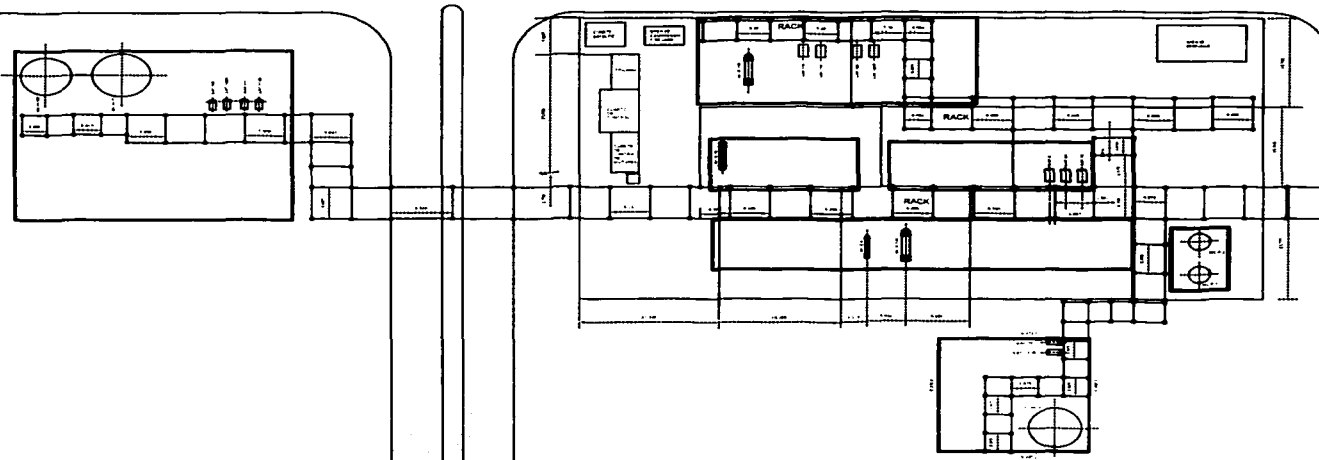
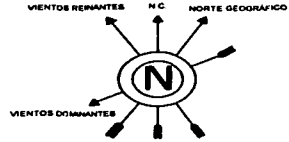
Como puede apreciarse el tema de la generación y manejo del vapor de agua, es muy extenso, por lo cual se considera que no se agotó el tema, razón por la cual este tipo de trabajos puede tener una continuidad o ampliación a futuro.

# ANEXO 1









### LISTA DE EQUIPO

CLAVE	SERVICIO	CARACTERÍSTICAS
<b>CAMBIADORES DE CALOR</b>		
HC-E-8	RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	1.027 X 1.1 MMKG/MT
HC-E-16	RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	3.675 X 1.1 MMKG/MT
HC-E-115	RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	7.550 X 1.1 MMKG/MT
HC-E-120	RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	5.967 X 1.1 MMKG/MT
<b>CALENTADORES</b>		
HC-F-1	PRIMER RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	3.948 X 1.1 MMKG/MT
HC-F-2	SEGUNDO RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	3.948 X 1.1 MMKG/MT
HC-H-101	RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA B	6.305 X 1.1 MMKG/MT
HC-H-102	RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	10.610 X 1.1 MMKG/MT
HC-H-103	RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	6.918 X 1.1 MMKG/MT
<b>BOMBAS</b>		
GAT-4AA	TURBO-BOMBA DE RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	208.7 X 1.1 m <sup>3</sup> /3h; HP = 5.2kg/cm <sup>2</sup> ; PD = 7.8 kg/cm <sup>2</sup> ;
GAT-12	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESALZADORA	208.7 X 1.1 m <sup>3</sup> /3h; HP = 5.2kg/cm <sup>2</sup> ; PD = 7.8 kg/cm <sup>2</sup> ;
GAT-101/R	TURBO-BOMBA DE FONDOS DE TORRE DESALZADORA B	434.6 X 1.1 m <sup>3</sup> /3h; HP = 5.2kg/cm <sup>2</sup> ; PD = 7.8 kg/cm <sup>2</sup> ;
GAT-104/R	TURBO-BOMBA DE NAFTA DESALZADORA	139 X 1.1 m <sup>3</sup> /3h; HP = 6.5 kg/cm <sup>2</sup> ; PD = 12.0 kg/cm <sup>2</sup> ;
GAT-108/R	TURBO-BOMBA DEL RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	581.3 X 1.1 m <sup>3</sup> /3h; HP = 6.0 kg/cm <sup>2</sup> ; PD = 11.3 kg/cm <sup>2</sup> ;
GAT-111/R	TURBO-BOMBA DE ALIMENTACION AL RESECCIONADOR DE TORRE DESALZADORA	311.5 X 1.1 m <sup>3</sup> /3h; HP = 6.0 kg/cm <sup>2</sup> ; PD = 8 kg/cm <sup>2</sup> ;
GAT-114/R	TURBO-BOMBA DE REFLUIDO DESTILADO DE TORRE DESALZADORA B	156.2 X 1.1 m <sup>3</sup> /3h; HP = 5.0 kg/cm <sup>2</sup> ; PD = 6.4 kg/cm <sup>2</sup> ;

TESIS CON FALLA DE ORIGEN

DIBUJOS DE REFERENCIA	DESCRIPCION	2/R	1/A	3/P	4/1	5/1	6/1	7/1	8/1	9/1	10/1	11/1	12/1	13/1	14/1	15/1	16/1	17/1	18/1	19/1	20/1	
	REV																					

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA  
**MEXICO**



UNAM FES-ZARAGOZA  
UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MEXICO  
PLANTO DE LOCALIZACION ORIGINAL DE EQUIPOS QUE UTILIZAN VAPOR EN UNA PLANTA FRACCIONADORA DE MC

# ANEXO 2

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

SERVICIOS Y CONDICIONES MAS USUALES DE OPERACION

### ESPECIFICACION T2C

CLAVE	SERVICIO	1 MM (1/32")	1/2 MM (1/64")	DIAMETRO	CELULA	NOTAS	APERTURA - BARRIO TUBERIA	APERTURA - BARRIO MUELLE
10	APERT. DE AGUA	200	275	1" 1 1/8" 1 1/4" 1 1/2" 1 3/4" 2" 2 1/4" 2 1/2" 3" 3 1/2" 4" 4 1/2" 5" 6" 7" 8" 9" 10"	10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 34 36 38 40 42 44 46 48 50	1 - 2 = BARRIO CON COSTAS RECA	1/2" - 1 1/2" TUBO ACERO AL CARBON A53-A-11 O 2 1/4" EST. PLACAS  2" - 10" EST. BARRIOS  1/2" - 2 1/2" TUBO ACERO AL CARBON A53-A-11 O 2 1/4" LAM. RECA BARRIOS  2" TUBO ACERO AL CARBON A53-A-11 O COSTA CLASE 12 1/4" LAM. RECA	1/2" - 1 1/2" TUBO ACERO AL CARBON A53-A-11  2" - 10" ACERO AL CARBON A53-A-11 O 2"  APERTURA MUELLE  ACERO DE ALUMINIO CON 1/2" CROSO
LIMITADO POR CONDICIONES DE DISEÑO								

### ESPECIFICACION T2C

USOS	TEJEMEN A LA CORONA	SERVICIOS
CLASE DE AGUA CALA ACERO AL CARBON	1/2" (1/4")	LIMITADO POR CONDICIONES DE DISEÑO 10 - 275 PSI 10 - 500 F

**TESIS CON FALLA DE ORIGEN**



UNAM

### ESPECIFICACION T2C

FES ZARAGOZA

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

1/1

SERVICIOS Y CONDICIONES MAS USUALES DE OPERACION

ACCESORIOS SOLDADOS A TOPE

CLASE	SERVICIO	UNIDAD (L)	UNIDAD (M)	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION
01	UNIDAD DE SERVICIO / BOMBA / PIEDRA	100	100	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION	CONDICION
UNIDAD POR CONDICIONES DE DISEÑO				100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L	100 UNID. L

**TESIS CON FALTA DE ORIGEN**

**179**

VALVULAS DE COMPUERTA

NOTAS

DIAMETRO	DESCRIPCION	CONDICION
1/2" x 1/2"	VALVULA DE COMPUERTA PARA SERVICIO DE BOMBA / PIEDRA	CONDICION
7/8"	VALVULA DE COMPUERTA PARA SERVICIO DE BOMBA / PIEDRA	CONDICION
1/2" x 1/2"	VALVULA DE COMPUERTA PARA SERVICIO DE BOMBA / PIEDRA	CONDICION

- 1- LAS VALVULAS DE COMPUERTA DEBEN SER CON UN DIAMETRO SUPERIOR O IGUAL AL DIAMETRO NOMINAL DE LA TUBERIA.
- 2- EN LAS VALVULAS DE COMPUERTA DEBEN DE OPERARSE CON UN MATERIAL DE OPERACION DE UN TIPO ADECUADO QUE SE RECOMIENDA.
- 3- DEBEN DE SER PROTEGIDAS CONTRA EL GOLPE DE AGUA EN EL MOMENTO DE CERRARSE.
- 4- TODAS LAS ACCIONES DE SERVICIO DEBEN SER HECHAS CON CUIDADO Y CON PRECISION.
- 5- LAS VALVULAS DE COMPUERTA DEBEN SER MANTENIDAS EN BUEN ESTADO DE OPERACION.
- 6- LAS OPERACIONES DE SERVICIO DEBEN SER HECHAS CON CUIDADO Y CON PRECISION.



UNAM  
FES ZARAGOZA

ESPECIFICACION T4B  
ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA 1/3

# TUBERIA

DIAM. NOMINAL	CECALA	ESPECION (mm)	P. UNID. MATERIALE PESO	DESCRIPCION DEL MATERIAL	CODIFICACION
1/2"	80	3.73	816	TUBERIA DE ACERO AL CARBONO ASTM-A-106 GRABO B SIN COSTURA, EXTREMOS PLANOS.	01 03 A7
3/4"	80	3.91	608		
1"	80	4.24	1084		
1 1/2"	80	5.09	1970		
2"	80	5.91	3230		
2 1/2"	80	6.19	1988		
3"	80	6.46	1489		
4"	80	6.62	3297		
5"	85	7.11	1081	TUBERIA DE ACERO AL CARBONO ASTM-A-106 GRABO B SIN COSTURA, EXTREMOS BRILADOS.	01 03 A7
6"	85	6.38	730		
8"	85	6.38	970		
10"	85	6.38	494		
12"	85	6.38	441		
14"	85	6.38	388		
16"	85	6.38	342		
18"	85	6.38	308	TUBERIA DE ACERO AL CARBONO ASTM-A-106 GRABO B SIN COSTURA, EXTREMOS BRILADOS.	01 03 A8
20"	85	6.38	286		
24"	85	6.38	236		

# BRIDAS

DIAMETRO	RANGO	TIPO DE CARRA	DESCRIPCION	CODIFICACION
3" A 24"	CLASE 150 HB	REALIZADA	BRIDAS CUELLO SOLDABLE DE ACERO FORJADO ASTM-A-106. VER NOTA 1.	03 01 05
1" A 14"	CLASE 150 HB	REALIZADA	BRIDAS CEGALADERO FORJADO ASTM-A-106.	03 01 A6
3. SE CUMPLE CON VALORES DE RETENCION 1/2000 A 1/1000.				MM/21
REV	DESCRIPCION			FEDA. POR SUP. VLS.M.



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

**ESPECIFICACIÓN T4B**

**ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA**

2/3

## VALVULAS DE GLOBO

DIAMETRO	DESCRIPCION	CODIFICACION
1/2" A 1 1/2"	CLASE 800 ANSI, EXTS. DE EMBUTIR PARA SOLDAR (SOCKET-WELD) CUERPO DE ACERO AL CARBON FORJADO ASTM-A-105, VASTAGO DE ACERO DE ALEACION CON 13% CROMO AISI 416, ASIENTOS RENOVABLES AISI 410 ESTELITIZADOS, BONETE BRIDADO, VASTAGO ASCENDENTE, DISCO SUELTO. SIMILAR A WALWORTH W 5520-SW.	02 24 AD
2" A 12"	CLASE 150 ANSI, EXTS. BRIDADOS (C.R.) CUERPO DE ACERO FUNDIDO ASTM-A-216, GRADO WCB, DISCO Y VASTAGO DE ACERO DE ALEACION CON 13% CROMO AISI 410 ASIENTOS DE 13% C.R. VASTAGO ASCENDENTE, DISCO SUELTO. SIMILAR A WALWORTH W 5275-F-AA.	02 31 AC
1/2" A 1 1/2"	CLASE 800 ANSI, EXTREMOS ROSCADOS, CUERPO DE ACERO AL CARBON FORJADO ASTM-A-105, INTERIORES DE ACERO INOXIDABLE CON 13% CROMO, AISI 410, ASIENTOS RENOVABLES, BONETE BRIDADO, VASTAGO ASCENDENTE, DISCO SUELTO, SIMILAR A WALWORTH W 5520 S.	02 24 AF

## VALVULAS DE RETENCION ( CHECK )

DIAMETRO	DESCRIPCION	CODIFICACION
1/2" A 1 1/2"	CLASE 800 ANSI, EXTS. DE EMBUTIR PARA SOLDAR (SOCKET-WELD), CUERPO DE ACERO AL CARBON FORJADO ASTM-A-105 INTERIORES DE ACERO INOXIDABLE, 17% CROMO TIPO PISTON, HORIZONTAL o VERTICAL SIMILAR A WALWORTH W-5540 SW.	02 32 AD
2" A 24"	CLASE 150 ANSI, EXTREMOS BRIDADOS (C.R.) CUERPO DE ACERO FUNDIDO ASTM-A-216, GRADO WCB, INTERIORES DE ACERO INOXIDABLE 13% CROMO TIPO DE BALANCIN SIMILAR A WALWORTH W-5341-F-AA.	02 34 AE
1/2" A 1 1/2"	CLASE 800 ANSI, EXTREMOS ROSCADOS CUERPO DE ACERO FORJADO ASTM-A-105, TIPO PISTON HORIZONTAL o VERTICAL INTERIORES DE ACERO INOXIDABLE CON 17% CROMO SS. SIMILAR A WALWORTH. W-5540 S.	02 32 AF

TESIS CON

FOLIA DE ORIGEN



**UNAM**  
FES ZARAGOZA

### ESPECIFICACIÓN T4B

ADOLFO CARLOS MONTES DE OCA ZIRANDA

3/3

**ACCESORIOS DE LOS CABEZALES Y RAMALES  
PARA EL VAPOR DE MEDIA PRESIÓN (P = 284.7 PSI Y T = 518 F)**

**TABLA 7.4.- DATOS DE ACCESORIOS DEL CABEZAL PRINCIPAL 1**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(ft)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
1	467.74	2	13	0	340	0	30	5	60
1 - (GAT-12)	15.5	1	13	0	340	4	30	0	60
1 - (GAT-4)	15.5	1	13	0	340	4	30	0	60

**TABLA 7.5.- DATOS DE ACCESORIOS DEL CABEZAL 2**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(ft)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
2	256.77	2	13	0	0	4	30	4	60
2 - (MC-F-2)	22.5	1	13	0	340	4	30	0	60
2 - (MC-F-1)	22.5	1	13	0	340	4	30	0	60
2 - (GAT-101)	22	1	13	0	340	4	30	0	60
2 - (MC-H-101)	18	1	13	0	340	4	30	0	60

REVISION  
 FALLA DE ORIGEN



**ACCESORIOS DE LOS CABEZALES Y RAMALES  
PARA EL VAPOR DE MEDIA PRESIÓN (P = 284.7 PSI Y T = 518 F)**

**TABLA 7.6.- DATOS DE LOS ACCESORIOS DEL CABEZAL 3**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(ft)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
3	283.22	2	13	0	340	3	30	2	60
3 - (GAT-104)	15.5	1	13	0	340	4	30	0	60
3 - (GAT-114)	15.5	1	13	0	340	4	30	0	60

**TABLA 7.7.- DATOS DE LOS ACCESORIOS DEL CABEZAL 4**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(ft)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
4	223.87	2	13	0	340	2	30	4	60
4 - (GAT-111)	15.5	1	13	0	340	4	30	0	60
4 - (GAT-108)	15.5	1	13	0	340	4	30	0	60
4 - (MC-H-102)	24.5	1	13	0	340	4	30	0	60
4 - (MC-H-103)	25.5	1	13	0	340	4	30	0	60

183


  
 TEE CON  
 FALLA DE ORIGEN

**ACCESORIOS DE LOS CABEZALES Y RAMALES  
PARA EL VAPOR DE BAJA PRESIÓN (P = 64.4903 PSI Y T = 298.4 F)**

**TABLA 7.8.- DATOS DE ACCESORIOS DEL CABEZAL PRINCIPAL 1**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(ft)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
1	467.74	2	13	0	340	0	30	4	60
(GAT-12) - 1	18	1	13	0	340	4	30	0	60
(GAT- 4) - 1	18	1	13	0	340	4	30	0	60
1 - (MC-E-120)	44	1	13	0	340	2	30	0	60
1 - (MC-E-8)	42.5	1	13	0	340	2	30	0	60
1 - (MC-E-16)	33.5	1	13	0	340	2	30	0	60

**7.9.- DATOS DE ACCESORIOS DEL CABEZAL 2**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(ft)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
2	254.27	2	13	0	340	4	30	2	60
2 - (MC-F-2)	24	1	13	0	340	4	30	0	60
2 - (MC-F-1)	24	1	13	0	340	4	30	0	60
(GAT-101) - 2	24.5	1	13	0	340	4	30	0	60
2 - (MC-H-101)	20.5	1	13	0	340	4	30	0	60

**ACCESORIOS DE LOS CABEZALES Y RAMALES  
PARA EL VAPOR DE BAJA PRESIÓN (P = 64.4903 PSI y T = 298.4 F)**

**7.10.- DATOS DE ACCESORIOS DEL CABEZAL 3**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(R)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
3	285.72	2	13	0	0	3	30	2	60
(GAT-104) - 3	18	1	13	0	340	4	30	0	60
(GAT-114) - 3	18	1	13	0	340	4	30	0	60
3 - (MC-E-115)	44	1	13	0	340	2	30	0	60

**7.11.- DATOS DE ACCESORIOS DEL CABEZAL 4**

NODOS	LONGITUD DEL TRAMO RECTO	VÁLVULA DE COMPUERTA		VÁLVULA GLOBO		CODOS DE 90 GRADOS		TEE ESTÁNDAR	
	(R)	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D	NO. DE ACCESORIOS	L/D
4	226.37	2	13	0	340	2	30	3	60
(GAT-111) - 4	18	1	13	0	340	4	30	0	60
(GAT-108) - 4	18	1	13	0	340	4	30	0	60
4 - (MC-H-102)	27	1	13	0	340	3	30	0	60
4 - (MC-H-103)	28	1	13	0	340	3	30	0	60

185

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## EJEMPLO 7.1.- CALCULO DEL CABEZAL PRINCIPAL 1

### VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )

DATOS:					
VISCOSIDAD		PRESIÓN		TEMPERATURA	
CP	lb/ft <sup>2</sup> s	psig	psi	C	F
0.0216	1.45152E-05	270	284.7	270	518

FLUJO (M)	VOLUMEN ESPECIFICO	LONGITUD (LTR)
lb/hr	ft <sup>3</sup> /lb	ft
133619.5662	1.91414	467.74

TABLA 7.12.- CÁLCULO DE LA VELOCIDAD Y CAÍDA DE PRESIÓN

ESPECIFICACIÓN = T2C (ACERO AL CARBONO ASTM-A-53 Gr. B)							
ESPECIFICACIÓN T2C	DIAMETRO INTERIOR		VELOCIDAD	E/D	REYNOLDS	FRicción	CAÍDA DE P100 PSI
	pulg.	ft	ft/s				
SI 1" dCD80	0.957	0.0797	14214.69885	0.0018	40788123.71	0.022600708	323307.2569
SI 2" dCD40	2.067	0.1722	3047.057049	0.0009	18884486.89	0.018957512	5769.416588
SI 3" dCD40	3.068	0.2557	1383.091232	0.0006	12723022.94	0.017220661	727.4865123
SI 4" dCD40	4.026	0.3355	803.1820567	0.00045	9695537.604	0.016129152	175.1039837
SI 6" dCD40	6.065	0.5054	353.9157812	0.0003	6435982.588	0.014759659	20.65128237
SI 8" dCD20	8.125	0.6771	197.2035821	0.00024	4804213.464	0.014077752	4.565302376
SI 10" dCD20	10.25	0.8542	123.9121259	0.00018	3808217.99	0.013267245	1.346525336
SI 12" dCD20	12.25	1.021	86.75397069	0.00015	3186468.114	0.01278629	0.532376771
SI 14" dCD20	13.376	1.111	72.76273561	0.00014	2918229.246	0.012615141	0.338309283
SI 16" dCD20	15.376	1.281	55.0648928	0.00012	2538646.878	0.012238665	0.163519776
SI 18" dCD20A	17.376	1.448	43.1183291	0.000094	2246445.35	0.011675873	0.084643458
SI 20" dCD20A	19.25	1.604	35.13177325	0.00009	2027752.436	0.011579735	0.050303482
SI 24" dCD20A	23.25	1.937	24.08327941	0.000075	1678891.802	0.011189307	0.018912176

TESTED  
 FROM ORIGINAL

**EJEMPLO 7.1.- CÁLCULO DEL CABEZAL PRINCIPAL 1 (CONTINUACIÓN)  
VAPOR DE MEDIA PRESIÓN ( 518 F Y 284.7 PSI )**

**CÁLCULO DE LA LONGITUD EQUIVALENTE TOTAL DE LOS ACCESORIOS UTILIZADOS EN LA RED DE VAPOR**

ESPECIFICACIÓN T2C	DIAMETRO INT. (M)	VÁLVULA DE COMPUERTA			VÁLVULA GLOBO			CODOS DE 90			TEE			LET R
		CANTIDAD	L/D	LE	CANTIDAD	L/D	LE	CANTIDAD	L/D	LE	CANTIDAD	L/D	LE	
SI 1" dCD80	0.0797	2	13	1.0361	0	340	27.098	0	30	2.391	5	60	4.782	25.9822
SI 2" dCD40	0.1722	2	13	2.2386	0	340	58.548	0	30	5.166	5	60	10.332	58.1372
SI 3" dCD40	0.2557	2	13	3.3241	0	340	86.938	0	30	7.671	5	60	15.342	83.3582
SI 4" dCD40	0.3355	2	13	4.3615	0	340	114.07	0	30	10.065	5	60	20.13	109.373
SI 6" dCD40	0.5054	2	13	6.5702	0	340	171.836	0	30	15.162	5	60	30.324	164.7604
SI 8" dCD20	0.6771	2	13	8.8023	0	340	230.214	0	30	20.313	5	60	40.626	220.7346
SI 10" dCD20	0.8542	2	13	11.1046	0	340	290.428	0	30	25.626	5	60	51.252	278.4692
SI 12" dCD20	1.021	2	13	13.273	0	340	347.14	0	30	30.63	5	60	61.26	332.846
SI 14" dCD20	1.111	2	13	14.443	0	340	377.74	0	30	33.33	5	60	66.66	362.186
SI 16" dCD20	1.281	2	13	16.653	0	340	435.54	0	30	38.43	5	60	76.86	417.606
SI 18" dCD20A	1.448	2	13	18.824	0	340	492.32	0	30	43.44	5	60	86.88	472.048
SI 20" dCD20A	1.604	2	13	20.852	0	340	545.36	0	30	48.12	5	60	96.24	522.904
SI 24" dCD20A	1.937	2	13	25.181	0	340	658.58	0	30	58.11	5	60	116.22	631.462

ESPECIFICACIÓN T2C	LT = LTR + LET	LT /100	CAIDA DE PRESIÓN
	R	ft	TOTAL (PSI)
SI 1" dCD80	493.7222	4.937222	1596239.702
SI 2" dCD40	523.8772	5.238772	30224.68855
SI 3" dCD40	551.0982	5.510982	4009.176097
SI 4" dCD40	577.113	5.77113	1010.547277
SI 6" dCD40	632.5004	6.325004	130.6194436
SI 8" dCD20	688.4746	6.884746	31.43094727
SI 10" dCD20	746.2092	7.462092	10.04789593
SI 12" dCD20	800.586	8.00586	4.262133898
SI 14" dCD20	829.926	8.29926	2.807716697
SI 16" dCD20	885.346	8.85346	1.447715798
SI 18" dCD20A	939.788	9.39788	0.795460959
SI 20" dCD20A	990.644	9.90644	0.498328421
SI 24" dCD20A	1099.202	10.99202	0.207883019

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

## EJEMPLO 7.1 (CONTINUACIÓN)

TABLA 7.13.- RESULTADOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR PARA EL CABEZAL PRINCIPAL 1  
MATERIAL AISLANTE: SILICATO DE CALCIO,  $K = 0,049708$  btu-ft-h F

ESPECIFICACIÓN = T2C (ACERO AL CARBONO ASTM-A43 Gr. B)								
ESPECIFICACION	VELOCIDAD	CAIDA DE P100	CAIDA DE PRESIÓN	T EXTERIOR	qr	hconv	hrad	qconv-rad
T2C	R/s	PSI	TOTAL (PSI)	(F)	BTU/ft <sup>2</sup> h	BTU/ft <sup>2</sup> h	BTU/ft <sup>2</sup> h	BTU/ft <sup>2</sup> h
SI 1" dCD80	14214 69885	323307 2569	1596239 702	104 8482299	81 91289413	0 884066401	1 806782339	26 50009715
SI 2" dCD40	3047 057049	5769 418588	30224 68855	106 6289882	112 8594358	1 075307505	2 118324329	37 13870704
SI 3" dCD40	1383 091232	727 4895123	4009 176097	107 8491897	143 622783	1 269748717	2 447777472	47 7671992
SI 4" dCD40	603 1820567	175 1038837	1010 547277	104 1390485	137 6631889	1 571423849	3 265863371	44 20820243
SI 5" dCD40	353 9157812	20 65129237	130 6194436	103 498518	163 0403707	1 965345934	4 152243227	51 99044176
SI 6" dCD20	197 2035821	4 565302376	31 43094727	104 0110592	195 4632588	2 266473851	4 725380136	63 00400998
SI 10" dCD20	123 9121259	1 346525336	10 04789593	104 416954	231 5061519	2 583931221	5 334070528	74 58345836
SI 12" dCD20	86 75397069	0 533276771	4 262133898	103 5399913	242 8659731	2 916922247	6 155859013	77 48147262
SI 14" dCD20	72 76273561	0 33839283	2 807716697	103 6850201	261 2006949	3 097757796	6 512576272	83 46594425
SI 16" dCD20	55 0648928	0 163519776	1 447715798	103 683529	290 4269701	3 386484182	7 083261618	93 00829038
SI 18" dCD20A	43 1183291	0 084643458	0 795469059	104 0497269	319 5516723	3 67464798	7 853889108	102 5201864
SI 20" dCD20A	35 13177325	0 050303482	0 458328421	104 1909667	348 6006898	3 962296106	8 224473507	112 0093569
SI 24" dCD20A	24 08327941	0 018912176	0 207883019	104 4183644	406 5373743	4 537013927	9 365550479	130 9394172



# BIBLIOGRAFÍA

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## **BIBLIOGRAFIAS**

### **LIBROS**

**ANTONIO CREUS SOLE (1992)**  
**INSTRUMENTACIÓN INDUSTRIAL**  
**EDICIÓN 4ª EDIT. ALFAOMEGA MÉXICO.**

**B.V. KALEKAR AND R.M. DESMOND (1985)**  
**TRANSFERENCIA DE CALOR, EDICIÓN 2ª EDIT Mc GRAW-HILL**  
**MÉXICO.**

**BABCOCK & WILCOX (1875)**  
**STEAM / ITS GENERATION AND USE**  
**39 TH ED.**  
**NEW YORK, E.E.U.U.**

**CARL R. BRANAN (2000)**  
**SOLUCIONES PRÁCTICAS PARA EL INGENIERO QUÍMICO**  
**EDICIÓN. 2ª Mc GRAW-HILL MÉXICO.**

**CONSTANTINO ALVAREZ FUSTER (1976)**  
**INTEGRACIÓN DE SERVICIOS AUXILIARES EN UNA REFINERÍA**  
**UNAM, MÉXICO.**

**CRANE (1992)**  
**FLOW OF FLUIDS THROUGH VALVES, FITTINGS AND PIPE.**

**DONALD Q. KERN (2001)**  
**PROCESOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



**EDIT. Mc GRAW-HILL MÉXICO.**

**EVERETT B. WOODRUFF  
STEAM-PLANT OPERATION  
SIXTH EDITION, MC GRAW HILL  
DONNELLEY & SONS COMPANY  
THE UNITED STATES.**

**FRANCIS F. HUANG (2001)  
INGENIERÍA TERMODINÁMICA FUNDAMENTOS Y APLICACIONES  
EDIT.COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL MÉXICO.**

**G.A GAFFERT (1981)  
CENTRALES DE VAPOR EDIT. REVERTÉ, S.A. BARCELONA.**

**JAMES R. WELTY (1997)  
FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE MOMENTO, CALOR Y MASA  
EDIT. LIMUSA, NORIEGA EDITORES MÉXICO.**

**MANUEL POLO ENCINAS, M.C. (1984)  
TURBOMÁQUINAS DE FLUIDO COMPRESIBLE EDIT. LIMUSA, S.A.  
MÉXICO.**

**M.H. BARROW. AND HOWARD F. RAISE (1977)  
INGENIERÍA DE PROYECTO PARA PLANTAS DE PROCESO DE PROCESO.  
EDIT. COMPAÑÍA EDITORIAL CONTINENTAL, S. A. MÉXICO.**

**ROBERT H. PERRY (1992)  
PERRY MANUAL DEL INGENIERO QUÍMICO  
EDICIÓN. 6° TOMO 1 Y 2 Mc GRAW-HILL MÉXICO .**

**ROBERT. L. MOTT. (1996)  
MECÁNICA DE FLUIDOS APLICADA  
EDICIÓN 4° EDIT PRENTICE - HALL HISPANOAMERICANA, S.A. MÉXICO.**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## ARTÍCULOS

**EVALUATE WASTE HEAT STEAM GENERATORS  
VOL. 57, JULY 1978, PAG. 126  
HIDROCARBON PROCESSING.**

**HEAT TRANSMISSION IN CONVECTION SECTIONS OF PIPE STILLs  
C.C. MONRAD  
INDUSTRIAL AND ENGINEERING CHEMISTRY, V. 24, No. 5, MAY. 1932.**

**OPTIMIZE STEAM SYSTEM BY COMPUTER  
G.D. STACY, L.D. GAINES, FRANK COLLINS  
HYDROCARBON PROCESSING, AUGUST 1981.**

**SLACK J.B.  
STEAM BALANCE: A NEW EXACT METHOD  
HYDROCARBON PROCESSING. MAR. 1969.**

**STEAM/ITS GENERATION AND USE  
BABOCK & WILCOX.**

**STEAM USE AND DISTRIBUTION  
VOL. 85, No. 28, DECEMBER 18, 1978  
CHEMICAL ENGINEERING.**

**THERMAL STABILITY OF CIRCULATION IN STEAM-GENERATING LOOPS  
R.S. KUZNETSKIY AND M. K. LIKHT  
HEAT TRANSFER, SOVIET RESEARCH, V. 47, No. 5, SEP-OCT. 1975.**

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN