

110
2 ej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE QUIMICA

**EFFECTOS QUE PROVOCA LA VIBRACION
EN CAMBIADORES DE CALOR**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO QUIMICO
P R E S E N T A
ROBERTO ANTULIO TOVAR PALACIO

MEXICO, D. F.

1985



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

I N D I C E.

	Página.
1.- Abreviaturas	1
2.- Objetivo	3
3.- Generalidades y conceptos teóricos.	4
3.1 Definición de términos.	5
3.2 Variables.	8
3.3 Conceptos teóricos.	9
3.4 Cambiadores de calor	12
4.- Datos experimentales.	17
I.- Proyecto combustóleo-vapor saturado.	17
4.1 Características del material de construcción.	17
4.2 Características de los aparatos de medición del cambiador de calor.	18
4.3 Datos del rendimiento de la unidad	18
4.4 Características de diseño del cambiador de calor.	19.
4.5 Propiedades de fluidos.	19
4.6 Proceso de medición para el proyecto No. 1.	20
4.7 Determinación de frecuencia.	21
II.- Proyecto hidrocarburos-agua de enfriamiento.	22
4.8 Características del material de construcción.	22
4.9 Propiedades de fluidos.	23
4.10 Datos de rendimiento de la unidad.	23
4.11 Características de diseño del cambiador de calor.	23
5.- Dibujos mecánicos y de flujo.	27
6.- Análisis de datos.Comparación de resultados	40

	Página.
I.- Proyecto combustóleo-vapor saturado.	40
6.1 Balance de materia y energía.	40
6.2 Velocidades de flujo.	40
6.3 Cálculo del módulo de frecuencia.	41
6.4 Comparación de resultados.	46
II.- Proyecto hidrocarburos-agua de enfriamiento.	51
6.5 Determinación del módulo de frecuencia.	51
6.6 Métodos de corrección.	54
7.- Conclusiones.	56
8.- Bibliografía.	58
9.- Anexo I.	59
10.- Anexo II.	61
11.- Anexo III.	62
12.- Anexo IV.	63
13.- Anexo V.	64
14.- Anexo VI.	65
15.- Anexo VII.	66
16.- Anexo VIII.	67

1.- A B R E V I A T U R A S

A	Area
C	Constante función módulo de frecuencia.
c	Velocidad sónica
Cp	Calor específico.
D	Diámetro nominal de coraza
E	Esfuerzo permisible.
E_p	Esfuerzo permisible del material (tensión).
E_p	Esfuerzo permisible del acero comercial.
f _a	Frecuencia acústica.
f _n	Frecuencia natural.
f _v	Frecuencia de vórtice.
g	Gravedad.
H	Entalpía.
I	Momento de inercia.
K _s	Factor de expansión
L	Longitud transversal de coraza.
M	Coefficiente de transferencia de masa.
m	Flujo másico.
n	Módulo de frecuencia.
P	Pitch.
PM	Peso molecular.
Q	Flujo volumétrico.
q	Calor de intercambio.
R	Radio de giro.
S	Número de Strouhal.
T	Temperatura absoluta.
T _c	Temperatura crítica.
v	Velocidad lineal.
v_c	Velocidad crítica.
W	Masa.
z	Coefficiente de compresibilidad.

β	Compresibilidad de líquido
f	Coefficiente de actividad
d_i	Diámetro interno de tubos
d_o	Diámetro externo de tubos

2.- OBJETIVO.

Detectar la frecuencia, producto de la vibración de un cambiador de calor de tubo y coraza y comparar los datos experimentales con las ecuaciones teóricas reportadas en la literatura.

Encontrar los problemas probables que existen en el equipo debido a dicho fenómeno y proponer un modelo matemático que se ajuste al sistema.

Mediante el análisis de los resultados obtenidos, establecer una solución y posibles alternativas teóricas y prácticas al problema respetando la mayor parte de las bases del diseño.

Finalmente, obtener las herramientas necesarias para la resolución del problema.

3.-GENERALIDADES Y CONCEPTOS TEORICOS.

Una vibración mecánica es el movimiento de una partícula o de un cuerpo que oscila alrededor de una posición de equilibrio. En la mayoría de las máquinas y de las estructuras las vibraciones son indeseables porque aumentan los esfuerzos mecánicos y las pérdidas de energía que los acompañan. Por consiguiente, deben eliminarse lo máximo que sea posible mediante diseños apropiados. En los últimos años se han hecho mucho más importantes el análisis de las vibraciones, debido a la tendencia actual de construir máquinas de mayores velocidades y estructuras más livianas. Es razonable esperar que en el futuro continuará esta tendencia y que se incrementará el estudio de las vibraciones.

Las vibraciones producidas en un cambiador de calor se deben a diversos factores, principalmente las fluctuaciones de presiones y a la distribución de los accesorios mecánicos: De alguna manera, las propiedades termodinámicas están involucradas en el fenómeno (temperatura, densidad y viscosidad), y tiene mayor repercusión en los fluidos gaseosos.

Los problemas causados por las vibraciones han sido analizados y se han estructurado ecuaciones matemáticas empíricas que representen el comportamiento del sistema, siendo el inconveniente de ciertos métodos que la solución al problema se logra mediante técnicas matemáticas sofisticadas.

El analizar sistemas como los que se presentan en el presente estudio, tiene como finalidad el comparar algunas ecuaciones propuestas en la literatura, llevando a la conclusión de cual o cuales son las que mejor se adaptan en

el equipo en que se experimenta.

El obtener predicciones matemáticas de frecuencia en función de las variables mecánicas y de operación a partir de los datos experimentales tanto termodinámicos como de las características mecánicas requeridas a la vibración de operación muestran ciertos criterios para mejorar al sistema y obtener una ecuación que correlacione los principales factores que afectan.

El desarrollo de técnicas modernas involucra procedimientos mecánicos para disminuir o eliminar la vibración, los cuales serán discutidos posteriormente.

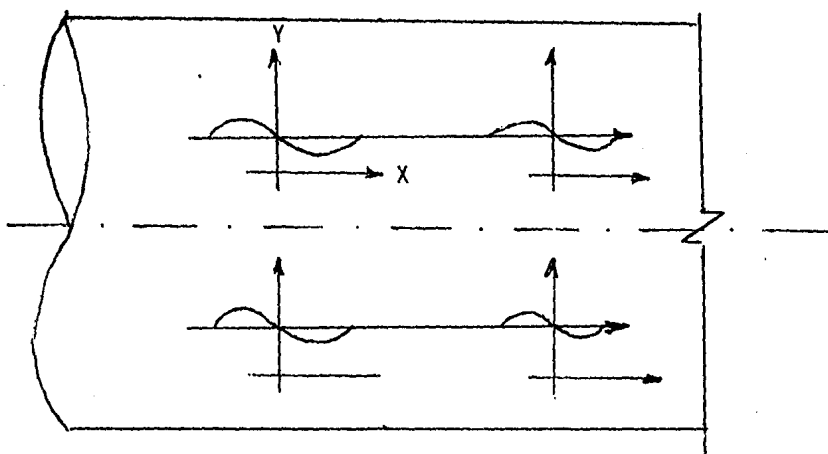
3.1 Definición de términos.

Los términos que se numeran a continuación son los necesarios para realizar la experimentación correspondiente:

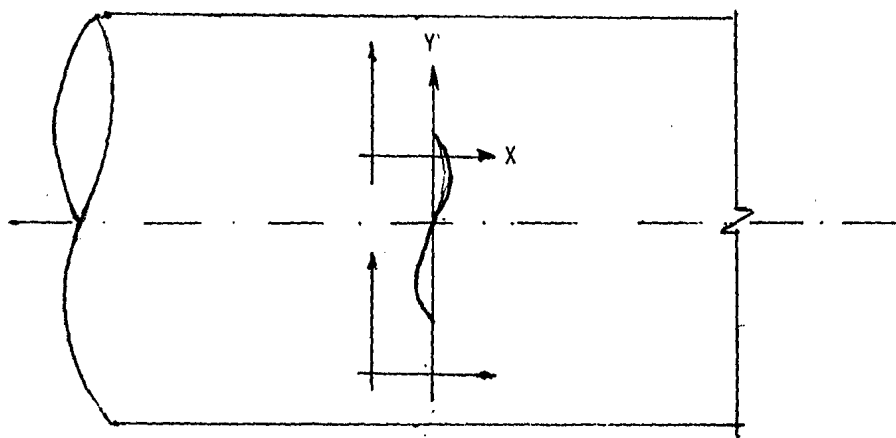
1) Frecuencia.- movimiento periódico en el cual existe un número de oscilaciones en un tiempo determinado. Se clasifican de la siguiente manera:

a) Frecuencia natural ó de vórtice: Es el resultado de la interferencia de dos o mas vibraciones en un sistema, función de su estructura mecánica y de la masa (vibración transitoria) (8). También se define como la frecuencia de corte a la sección transversal de un cilindro, es decir normal a la trayectoria del flujo. La denominación de frecuencia de vórtice se utiliza como terminología cuando se habla exclusivamente de cambiadores de calor.

b) Frecuencia acústica resonante : Es la frecuencia producida por un fluido que recorre transversalmente un cilindro en un tiempo determinado, producto de la velocidad y del número de ondas (integrador) que atraviesa la sección transversal de dicho cilindro y la energía que produce este fenómeno se traduce en sonido. Por ejemplo, en el caso de flujo de fluidos a altas presiones se puede observar este fenómeno



Eje de transmisión de la frecuencia de vórtice.



Eje de transmisión de la frecuencia acústica resonante.

2) Vibración.- oscilación de un cuerpo con respecto a un punto de equilibrio, y se clasifica en cuatro tipos:

a) Vibración libre: efecto de un movimiento de un cuerpo debido a las fuerzas de recuperación (estructura del material).

b) Vibración forzada: debida a la fuerza periódica aplicada que describe un movimiento resultante.

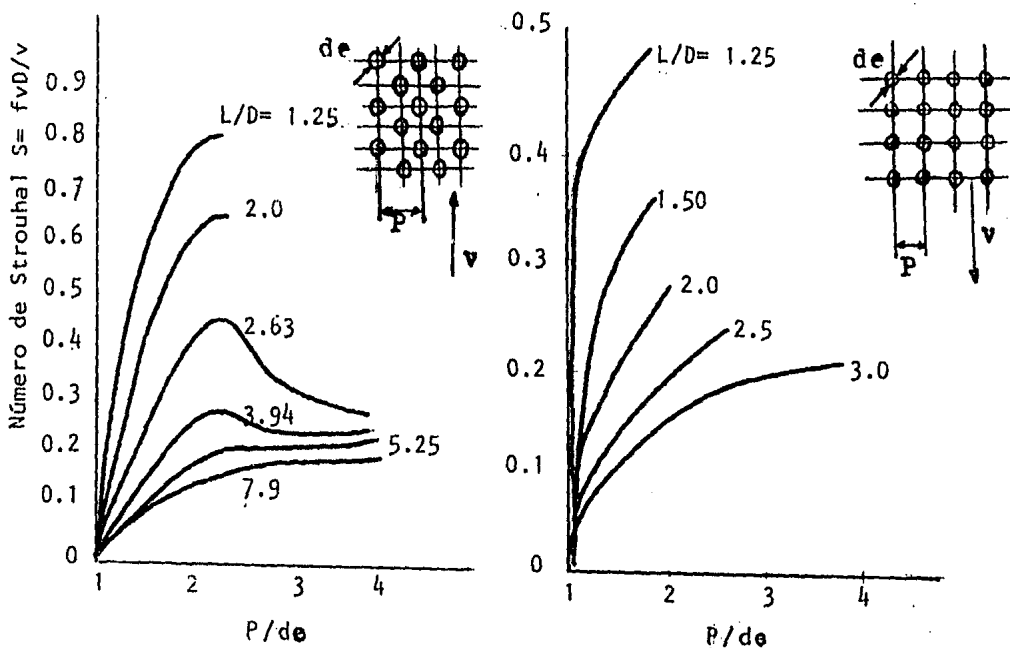
c) Vibración no amortiguada: es aquella en la cual la amplitud disminuye proporcionalmente, despreciando el rozamiento (vibración ideal).

d) Vibración amortiguada: es aquella en la cual la amplitud desciende paulatinamente con el tiempo y es función de la intensidad de movimiento y de sus alrededores (vibración real). Las vibraciones amortiguadas son las que suceden en fenómenos mecánicos tales como la rotación de un cuerpo, la fricción entre dos de ellos y la deflexión de un cuerpo como sucede en el caso de los baleros, las balatas y las vigas.

3) Módulo de frecuencia.- es el desplazamiento producido por una onda a lo largo de una longitud definida en la cual se produce la vibración asumiendo una forma armónica definida, en la cual dichas ondas estacionarias alcanzan un número determinado (12).

4) Número de Strouhal.- Es una constante de proporcionalidad dada por el producto de la frecuencia de vórtice y el diámetro del tubo e inversamente proporcional a la velocidad del flujo transverso en un banco de tubos con un arreglo determinado. Estudios experimentales por Chen (11)

han demostrado que dicho arreglo del banco de tubos y su pitch están íntimamente relacionados con la frecuencia transversal en la coraza de un cambiador de calor y se han hecho determinaciones las cuales se muestran a continuación.



3.2 Variables.

Las variables de diseño que se utilizan son las siguientes:

- Presión.
- Temperatura.
- Velocidad.
- Geometría del sistema: diámetro y longitud de coraza, tamaño y arreglo de tubos, baffles, espejos,

e) Propiedades físicas: peso molecular, densidad y viscosidad.

3.3. Conceptos teóricos.

Las causas productoras de la vibración están referidas directamente en términos de frecuencia, determinada directamente de la siguiente manera.

La frecuencia acústica resonante generada en una cavidad o en el interior de un tubo, es debida a las fuerzas propias del fluido que lo cruzan, produciendo una vibración directamente proporcional a la velocidad del sonido centro del flujo e inversa a la longitud de la cavidad.(1)

$$f_a = nc/2L \quad (3.1)$$

En donde la velocidad del sonido para un gas se considera:(1)

$$c = [(z \gamma gRT)/PM]^{0.5} \quad (3.2)$$

y para un líquido (6):

$$c = (1/K_s \rho)^{0.5} \quad (3.3)$$

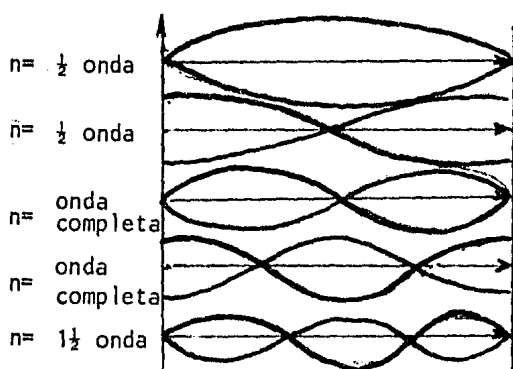
Esta ecuación da un resultado promedio del número de oscilaciones existentes del fluido, del centro a la pared del tubo.

La frecuencia de vórtice del flujo entre el diámetro del conducto se expresa como: (1)

$$f_v = Sv/D \quad (3.4)$$

en el que se expresan condiciones de coraza (2).

La frecuencia acústica resonante se obtiene a partir de interpolar a la ecuación 3.1, hasta situarla dentro de los límites de la frecuencia de vórtice. El módulo de frecuencia (n), es la variable que debe suponerse. Generalmente ocurren valores de módulo de frecuencia entre 1 y 3 (3), e indica el número de oscilaciones que cruzan a través del área transversal de la coraza.



El módulo de frecuencia puede variar a medida que el flujo recorre la coraza debido a la caída de presión ocurrida. En la figura se ilustra la representación del módulo n .

La presencia de baffles deresonantes elimina el peligro de deformación de los tubos que se encuentran dentro de la coraza, y para colocarlos adecuadamente es necesario el localizar la máxima amplitud de la onda producida por la frecuencia de vórtice.

Cuando la frecuencia acústica llega a coincidir con la frecuencia de vórtice, la energía cinética del flujo se convierte en ondas de presión acústica provocando resonancia en el cambiador (3), es por eso que si de alguna manera se puede anular o disminuir alguna de estas frecuencias, se

eliminar dicho fenómeno.

En condiciones tales que la frecuencia de vórtice y acústica sean sumamente cercanas, se establece un rango crítico de generación de ruido (20% de estimación) en el cual el espacio transversal del tubo llega a ser importante.

Las ondas de presión acústica, son aumentos de la vibración propia del fluido y de la pared del tubo, debido a que existe un mayor potencial generado por la energía cinética del sistema formando pequeñas gotas microscópicas que colisionan con la pared del tubo produciendo un desgaste energético que se transforma en sonido (10).

La frecuencia natural indica la dinámica del sistema mecánico y se representa de acuerdo al número de soportes que sostengan a los tubos del cambiador haciendo un análisis como vibración en una viga.

La ecuación (4)

$$f_n = (CR/L^2)(E_{p_s}/E_{s_p})^{0.5} \times 10^4 \quad (3.5)$$

establecida por la Product Development Boilers es un método de nomogramas (4).

El código TEMA establece una ecuación similar (5)

$$f_n = (3.36C/L^2)(EI/W)^{0.5} \quad (3.6)$$

Estas frecuencias, son dependientes del material de construcción y del módulo de frecuencia.

La frecuencia acústica aumenta con los gases al igual que la frecuencia de vórtice aumento con el flujo turbulento (número de Reynolds) principalmente en flujos cruzados como se muestra en la figura 11.

La frecuencia fluido elástica es una forma de vibración producto del fluido que al pasar a través de los tubos genera un movimiento de remolino excitandose a si mismo y una vez iniciado existe un aumento en la onda considerable

3.4 Cambiadores de calor.

Los cambiadores de calor constituyen los equipos que no requieren de combustión para la transferencia de calor en las plantas de procesos químicos. Los tipos principales de cambiadores de calor se dividen en:

- a) Por su tipo
- b) Por su función.

Por su tipo: La práctica recomienda para la designación de cambiadores de calor de tubos y coraza número y letras que han sido establecidas por TEMA Standards que se reproducen abajo:(5)

1) Tamaño: el tamaño de la coraza será designado por números que describen el diámetro de coraza y la longitud como sigue:

2) Diámetro: el diámetro nominal será el diámetro interno de coraza redondeando su valor al entero mas cercano.

3) Longitud: la longitud nominal será la longitud los tubos en pulgadas. espejo-espejo.

4) La designación se hace de acuerdo a la descripción de la cabeza estacionaria, coraza y la cabeza trasera.

Por su función: Cualquier tipo puede ser utilizado para cualquier función y se han descrito terminos según Donahue (Petrol. Processing, March 1956, 103).

Refrigerador chiller..... Enfría a un fluido a una temperatura menor que la obtenida si el agua fuera usada como enfriador. Se usan refrigerantes tales como el amoníaco o el freón.

Condensador..... Condensa un vapor o una mezcla de ellos, solo o en la presencia de un gas incondensable.

Condensador parcial.....Condensa vapores a un punto alto, suficiente para tener una diferencia de temperatura para precalentar una vía fría en el fluido de proceso. Ahorra calor y elimina la necesidad de tener un precalentador separado.

Condensador final..... Condensa los vapores a una temperatura final de almacenamiento (aproximadamente 100°F), usa agua de enfriamiento el cual contiene el calor perdido durante el proceso.

Enfriador..... Enfría líquidos o gases por medio de agua.

Intercambiador.....Tiene doble función (1) calienta un líquido frío por (2) el uso de un fluido caliente que se enfría sin tener pérdidas de calor.

Rehervidor..... Conectada en el fondo de una torre fraccionadora, da el calor necesario para la destilación.

Rehervidor termosifón.....Circulación natural de un medio hirviendo obtenido de mantener un líquido que su fondo es suficientemente caliente.

Rehervidor circulación forzada.....Se utiliza una bomba para forzar al líquido pasar al rehervidor.

Generador de vapor.....Genera vapor usando un componente de alto nivel de calor.

Supercalentador.....Calienta vapores sobre la temperatura de saturación.

Vaporizador.....Un calentador que vaporiza parte de un líquido.

Rehervidor de agua de desperdicio...Produce vapor similar al generador de vapor solo que el medio de calentamiento es un gas o un líquido producto de una reacción química.

Aparte de los cambiadores de tubo y coraza, existen otros tipos de cambiadores:

Cambiador de espejo fijo y tubo plegado.

Cambiador de tubo de bayoneta.

Cambiador de tubo espiral.
 Cambiador criogénico.
 Cambiador de película falsa.
 Cambiador de doble tubo.
 Cambiador tipo plato.
 Cambiador tubo concéntrico.
 Cambiador de enfriamiento con aire.

En general los fenómenos de vibración existen en cualquier equipo mecánico, pero en donde existe la mayor repercusión de acuerdo a los estándares y manuales son los cambiadores de tubo y coraza.

Es importante anotar que los efectos vibratoriales afectan a los cambiadores que se encuentran en una posición horizontal que aquellas que se encuentran en posición vertical debido a que los tubos presentan una mayor deflexión en la primera posición.

Principales partes de un cambiador de tubo y coraza:

Lado tubos.- bonete, canal, cierre de alta presión, tubos (de acuerdo a el diámetro externo y el espesor según las medidas Birmingham wire gage (B.W.G.)), aletas transversales y longitudinales, juntas (para tubo rolado o soldado) y espejos.

Lado coraza.- arreglo de la coraza, dependiendo de la división de flujos, boquillas, baffles.

Tipos de baffles.

Baffles segmentados.- se utilizan para el corte de radio segmental abierto del diámetro interno de la coraza.

Baffle máximo de corte.

Baffle de orificio.

Baffle split windows.

Baffle de disco y masa.

Baffle de golpeo o mamparas.

Spans.(Soportes y espaciadores).- Sirven para reducir bypass dentro de tubos y se utiliza generalmente para reducir corrosión y eliminar vibración.

Baffles longitudinales.- se utilizan para separar los diferentes pasos del cambiador.

Baffles deresonantes.- se utilizan para disminuir la vibración

4.-DATOS EXPERIMENTALES.

1.- Proyecto combustóleo-vapor saturado.

Para la realización del proyecto se utilizó un cambiador de calor con las siguientes características:

Marca: THE PILLARD BURNER, JOHN v. WARRER INC.

Lugar de construcción: Rensselaer, Nueva York.

Fecha de construcción: 22 de mayo de 1975.

Fecha de instalación: 5 de octubre de 1975.

Localización: Cementos Apasco, Apasco Edo. de Méx.

Ubicación de planta: sección de calentamiento de combustible (calderas).

Tamaño: 3798 X 254 mm. SIZE 10128 TYPE BEU.

Lado coraza: $e = 12.77$ mm con aislante de 44.45 mm.

Un espejo con soldadura a 90° , cabezal flotante con un tubo U de diámetro de 254 mm.

Lado tubos: Diámetro= 19 mm, pitch de 25.4 mm ($3/4''$ X $1''$) de acero al carbón. 52 tubos en arreglo cuadrado rotado 45° , suspendidos por un soporte a 1619.25 mm del espejo centro a centro.

Longitud de coraza y tubos: 3238.5 mm soldadura a soldadura.

Area de calentamiento: 10.051 m^2 .

Fluido de calentamiento: vapor saturado (7 Kg/cm^2).

Fluido de enfriamiento: combustóleo pesado.

4.1 Características del material de construcción.

Material: acero al carbón SA179 cédula 40. Especificación de ASTM4240.8180. Anuario 1980.

Módulo de elasticidad: $11 \times 10^{-6} \text{ Kg/cm}^2$.

Radio de giro: 6.32 mm (axial) en cada tubo.

Densidad del material: 7.87 g/cm³.

Momento de inercia coraza: 2.58×10^{11} mm⁴.

Momento de inercia tubos: 8.30×10^4 mm⁴.

Corrosión: para aceites pesados y asfaltos valor intermedio de 0.02 cm cada año.

Incrustación: valor mínimo a mantenimiento preventivo cada 6 meses. 0.2 cm cada año.

Fouling: 0.001 hr m² °C/Kcal.

4.2 Características de los aparatos de medición del cambiador de calor.

Temperatura: el equipo posee tres indicadores los cuales consisten de termopares de punta de cobre (Honeywell).

Presión: se ocupa para el vapor y son manómetros de marca Metrón de capacidad para 0-10 Kg/cm².

Flujo: esta controlado por un sistema electrónico (Westinghouse), los termopares están conectados a este sistema que automáticamente controla los flujos dependiendo de la temperatura de salida del combustible pesado abriendo o cerrando la válvula de vapor.

4.3 Datos del rendimiento de la unidad.

	Lado Coraza	Lado tubos.
Fluido circulado	Combustible pesado	Vapor saturado
Total fluido	4778.1 Kg/h	507.6 Kg/h
Líquido	4778.1 Kg/h	----
Vapor-agua	----	507.6 Kg/h
Densidad	0.949 g/cm ³	0.00420 g/cm ³
Viscosidad	165 seg SF a 60°C	----
Peso molecular	54	18

Calor específico	0.502 Kcal/kg °C	0.444 Kcal/kg °C
Calor latente	----	101.16 Kcal/kg
Poder calorífico	2459.78 Kcal/kg	----
Temperatura Ent.	65°C	169.67°C
Temperatura sal.	122°C	157.56°C
Presión operación	45 Kg/cm ² abs.	8.01 Kg/cm ² abs.
Velocidad	0.5586 m/seg	11.60 m/seg
Caída presión	0.054 Kg/cm ²	0.136 Kg/cm ²
Conductividad térmica	5.06 Kcal/h m ² °C/m*	28.7 mwatt/m°K
Calor intercambia- do	58356 Kcal/h	L.M.T.D.56.68°C

* Datos reportados por el Instituto Mexicano del Petróleo, M-20120.

4.4 Características de diseño del cambiador de calor.

Calor de intercambio: 58356 Kcal/h

Area de intercambio: 9.802 m².

Coefficiente de intercambio: 2.58×10^{-4} Kcal/h m².

M.T.D.: 59.66°C.

Espaciamiento entre soportes: 1619.25 mm.

No existen baffles segmentados, ni deresonantes, son unicamente baffles de soporte.

Coefficiente de transferencia de calor: 443.23 Kcal/h.m².°C.

4.5 Propiedades de fluidos.

Combustóleo pesado (Refinería Miguel Hidalgo, Tula Hgo.)

Ázfre total, % en peso	3.24
Poder calorífico, Kcal/kg	2459.786
Viscosidad Saybolt Furol, seg 60°C	165.00
	80°C 65.00
	100°C 24.90

Compresibilidad: $6.133 \times 10^{-5} \text{ Kg/cm}^2$ a 80°C .
 120°C 12.70

Vapor:

Vapor saturado a 7 Kg/cm^2 .

En tablas de vapor (8). corresponde a 169.64°C .

Vapor saturado a 5 Kg/cm^2 .

Corresponde a 157.55°C .

$\Delta\rho = 0.010 \text{ g/cm}^3$.

$z = 1.05$.

$\gamma = 1.17$.

El vapor utilizado es producido por una caldera de tubos de agua, que abastece a una serie de cambiadores localizados en la zona.

4.6 Proceso de medición para el proyecto I.

Para conocer prácticamente la eficiencia de un cambiador de calor se deben realizar medidas de frecuencia en diversas zonas de dicho equipo:

- 1) Entrada de flujo de vapor.
- 2) Entrada de flujo de combustible.
- 3) Primera interfase de calentamiento.
- 4) Segunda interfase de calentamiento.
- 5) Tercera interfase de calentamiento.

6) Salida de flujo de vapor.

7) Salida de flujo de combustóleo.

Estas zonas se indican en el diagrama No. 1.

4.7 Determinación de frecuencia.

Esta se lleva acabo en un osciloscopio IRD 80 de la siguiente manera:

El osciloscopio esta compuesto de cuatro paneles colocados en la parte superior, con las siguientes funciones:

1) Medición de frecuencia en cpm.

2) Amplitud en cm.

3) Decibeles.

4) Amplitud de ruido en cms.

Se ajusta la escala de frecuencia de tal manera que la aguja se mantenga estable, evitando un desplazamiento de este hacia el lado derecho del panel, inmediatamente con la perilla de ajuste fino se incrementa la frecuencia hasta el punto donde la amplitud de onda sea máxima, siendo esta la posición del valor de frecuencia del cambiador en el punto de medición. Si el operador considera que la vibración de otros equipos interfiere en la determinación, es indispensable utilizar un filtro eliminador de vibraciones externas.

La frecuencia del cambiador se mide por medio de una aguja vibracional de acero inoxidable conteniendo en su in

terlor una serie de resortes de diferente calibre de tungsteno que transmiten la vibración al transductor del osciloscopio.

II Proyecto hidrocarburos-agua de enfriamiento.

Marca: METRON.METALVER.

Fecha de diseño: 25 de junio de 1981.

Finalidad: Interenfriador de hidrocarburos con agua.

Tamaño: 1371.6 X 6096 mm. SIZE 45-196 TYPE CFS.

Lado coraza: $e = 25.4$ mm. doble espejo con union de tubo soldado a 45° . Cabeza estacionaria de canal.

Lado tubos: diámetro = a 25.4 mm. pitch 31.4 mm ($1'' \times 1\frac{1}{4}''$) de acero S.A.-285C, 1046 tubos en arreglo cuadrado soportados por 18 Spans.

Area de calentamiento: 509.09 m^2 .

Fluido de calentamiento: hidrocarburos-agua.

Fluido de enfriamiento: agua de enfriamiento.

4.8 Características del material de construcción.

Material: Acero S.A.-285C.

Módulo de elasticidad: $17 \times 10^{-6} \text{ Kg/cm}^2$.

Radio de giro: 10.91 mm.

Densidad de material: 7.63 g/cm^3 .

Corrosión: 0.01-0.015 cm anuales.

Fouling: coraza.- 0.002 unidades.

tubos.- 0.003 unidades.

Existen 18 Spans con espaciamiento de 338.6 mm.

El intercambiador es de 2 pasos y estan colocados dos en serie.

4.9 Propiedades de fluidos.

23.

Hidrocarburos.	
Contenido de agua	5.2%
Condensados	4.8%
Alto contenido en propileno	
z	1.21
Y	1.19
Agua de enfriamiento.	
Densidad a 15°C	1.00
Calor específico	0.9989 Kcal/kg °C 25°C.
Presión	4.3 Kg/cm ² .
Compresibilidad	1.4 X 10 ⁻⁴ Kg/cm ² 25°C

4.10 Datos del rendimiento de la unidad.

	Lado coraza	Lado tubos.
Fluido circulado	hidrocarburos-agua.	Agua.
Total fluido	115260.0 Kg/h	724.34 Kg/h
Líquido	2723 kg/h	724.34 Kg/h
Vapor	112537.0 Kg/h	----
Densidad	----	1 g/cm ³
Viscosidad	----	0.716 cp
Peso molecular	27.7	18
Calor específico	0.50 Kcal/Kg°C	0.998 Kcal/Kg°C.
Calor latente	560.6 Kcal/Kg	----
Temperatura Ent.	121 °C	32°C
Temperatura sal.	41°C	40°C
Rango de vaporización	63.33 °C	----
Presión operación	6.6 Kg/cm ²	4.3 Kg/cm ² man.
Caída de presión	0.12 Kg/cm ²	0.10 Kg/cm ²

4.11 Características de diseño del cambiador de calor.

Area de intercambio: 509.09 m².
Coeficiente de intercambio: 7.1 X 10³ Kcal/h m²
Coeficiente de película: 87.96 Kcal/h m²°C.

TABLA No. 1

FRECUENCIAS MEDIDAS EN EL CAMBIADOR DE CALOR ANALIZADO

Fecha Hora	Entrada CPM	Central CPM	Salida CPM	Amplitud cm.	Presión kg/cm ²
14/1/85					
11.20 AM	1750	1725	1750	0.07	7.0
11.50 AM	1750	1750	1725	0.07	7.1
12.30 PM	1775	1750	1725	0.08	7.2
13.25 PM	1750	1775	1750	0.07	7.1
13.40 PM	1725	1750	1725	0.07	7.0
15/1/85					
10.55 AM	1700	1700	1700	0.06	6.9
11.40 AM	1725	1700	1675	0.06	6.8
11.55 AM	1700	1725	1700	0.06	6.9
12.45 PM	1750	1750	1725	0.07	7.0
13.20 PM	1775	1750	1750	0.08	7.1
13.45 PM	1750	1750	1725	0.08	7.1
14.00 PM	1750	1775	1750	0.08	7.2
16/1/85					
11.20 AM	1700	1725	1700	0.06	6.9
11.45 AM	1700	1700	1675	0.06	6.8
12.30 PM	1725	1700	1700	0.06	6.9
12.55 PM	1700	1675	1675	0.06	6.8
13.35 PM	1750	1750	1750	0.07	7.0
13.55 PM	1750	1725	1750	0.07	7.0
14.50 PM	1750	1775	1750	0.08	7.2

TABLA No. 2

PROMEDIO DE FRECUENCIAS MEDIDAS EN RELACION
A LA PRESION DE VAPOR

Presión ₂ Kg / cm ²	Entrada	Central (CPM/Hz promedio)	Salida	Amplitud cm.
6.8	1708/28.5	1700/28.3	1675/27.9	0.06
6.9	1744/29.1	1712/28.5	1700/28.3	0.06
7.0	1745/29.1	1740/29.0	1740/29.0	0.07
7.1	1756/29.3	1756/29.3	1737/29.0	0.08
7.2	1750/29.2	1767/29.5	1742/29.1	0.08

NOTA. El promedio de ruido fué de 67 decibeles \pm 5.8.

RELACION EXPERIMENTAL POR ZONAS DE LA FRECUENCIA NATURAL Y LA PRESION DEL VAPOR

ENTRADA

CENTRAL

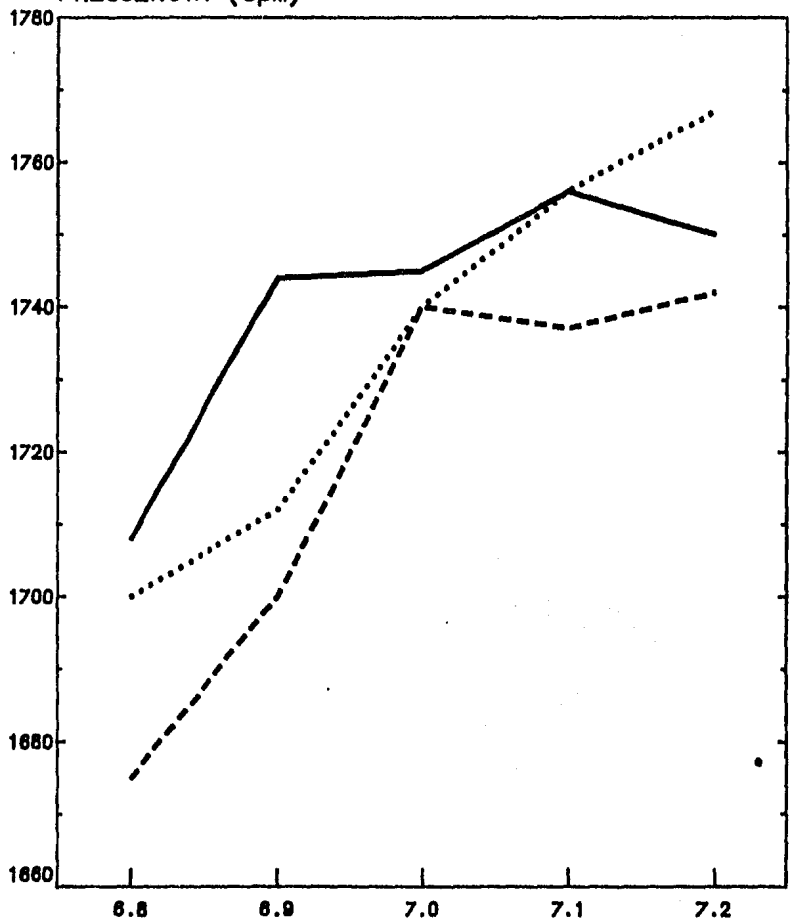
SALIDA

—————

.....

- - - - -

FRECUENCIA (cpm)



PRESION (kg/cm)

GRAFICA No. 1

5.-DIBUJOS MECANICOS

Y

DE FLUJO.

FIGURA No.1

ZONAS DE MEDICION DE FRECUENCIA LONGITUDINAL

PROYECTO No.1

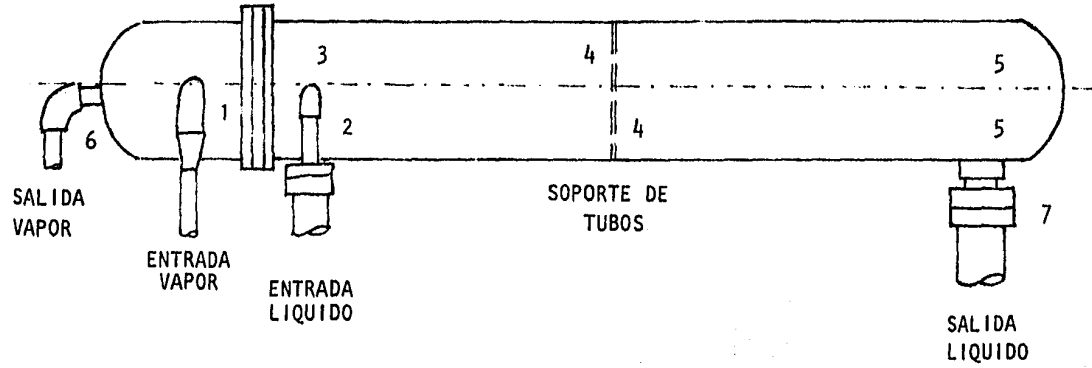
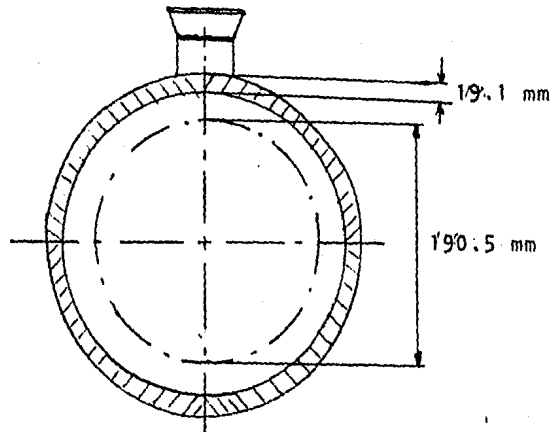
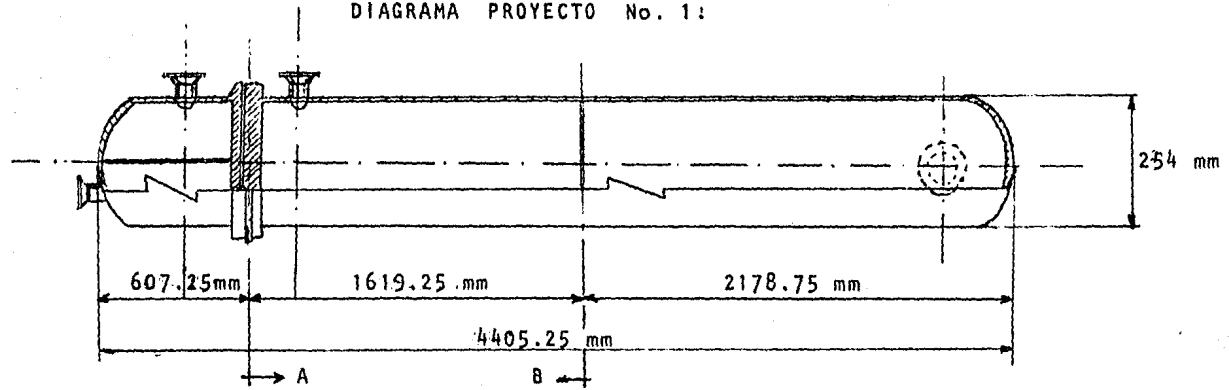
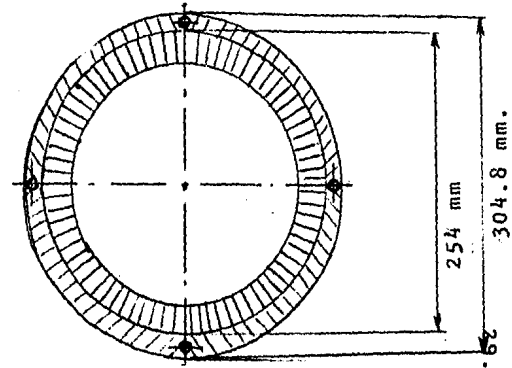


FIGURA No. 2
DIAGRAMA PROYECTO No. 1:



CORTE A



CORTE B

F I G U R A No. 3

ZONAS DE MEDICION DE FRECUENCIA TRANSVERSAL

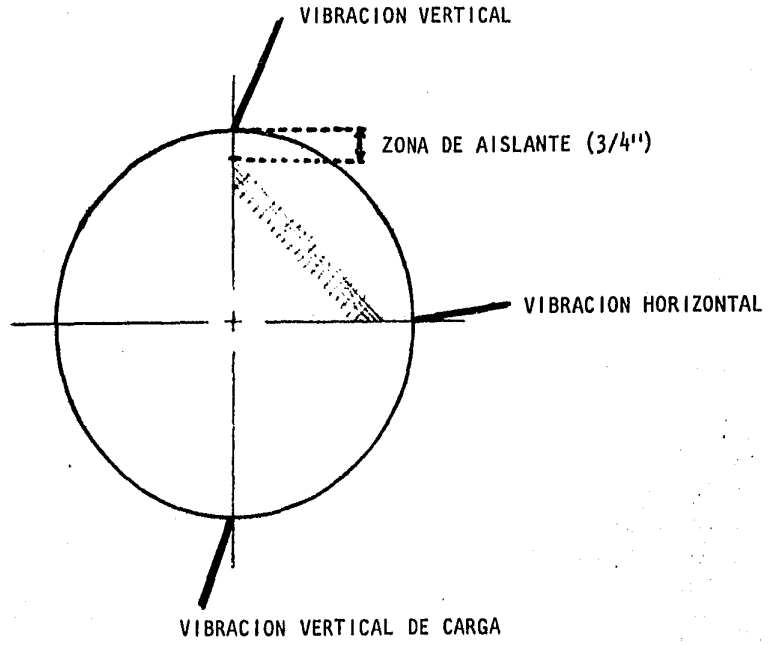


FIGURA No. 4
DIAGRAMA PROYECTO No. 2

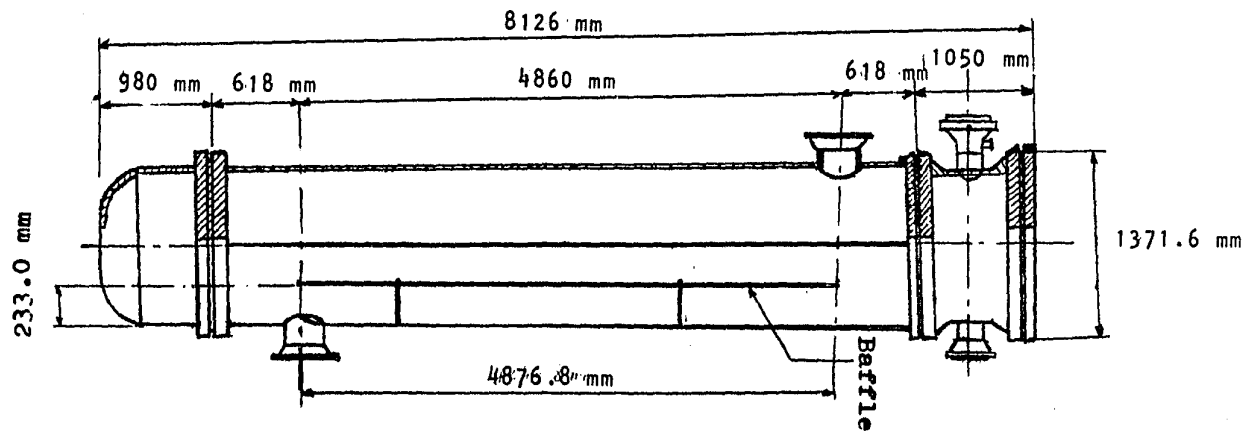
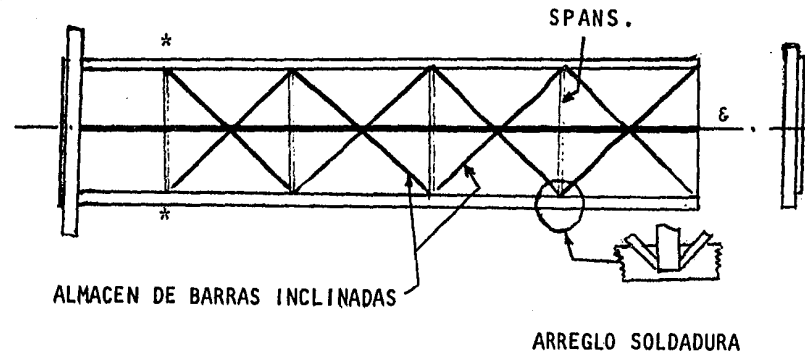


FIGURA No. 5

ARREGLO MATRIZ DE BARRAS INCLINADAS

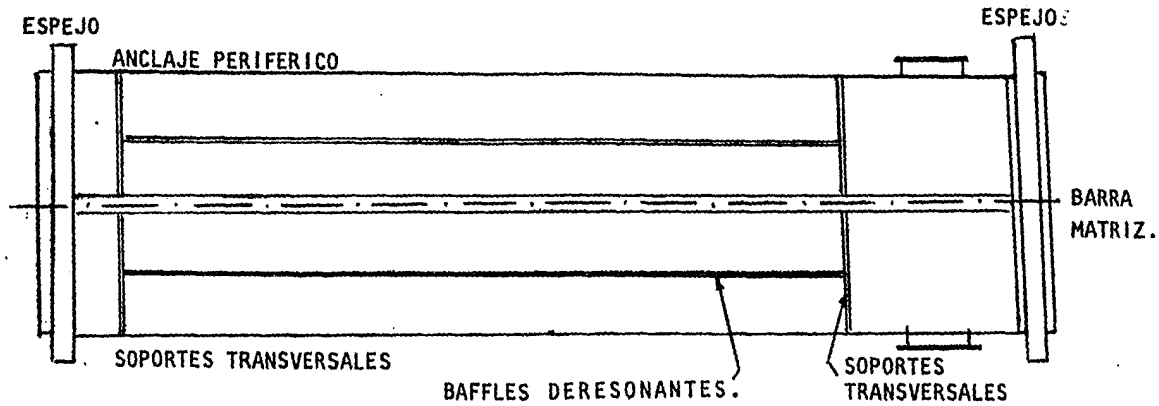
PROYECTO No. 2



* ZONA DE SOLDADURA DE LA BARRA DESLIZANTE (PERIFERIA)
& SOPORTE MATRIZ

FIGURA No. 6

COLOCACION DE BAFFLES DERESONANTES
EN PROYECCION LONGITUDINAL



FRECUENCIA VS PRESION DEL VAPOR ZONA DE ENTRADA

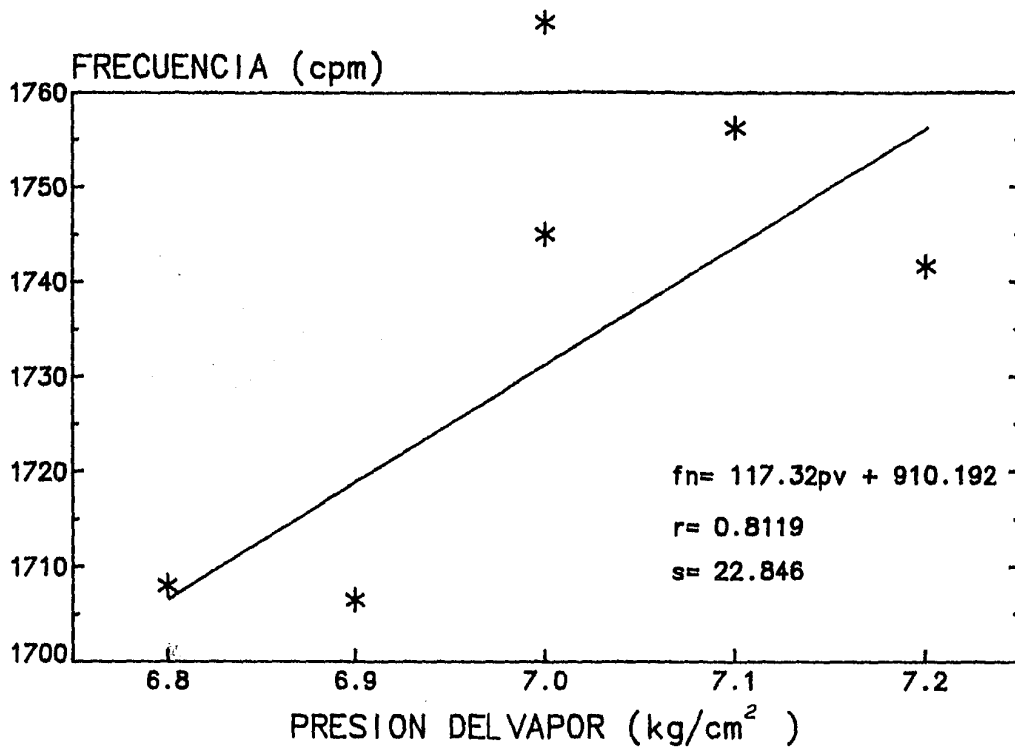


FIGURA No. 7

FRECUENCIA VS PRESION DEL VAPOR ZONA CENTRAL

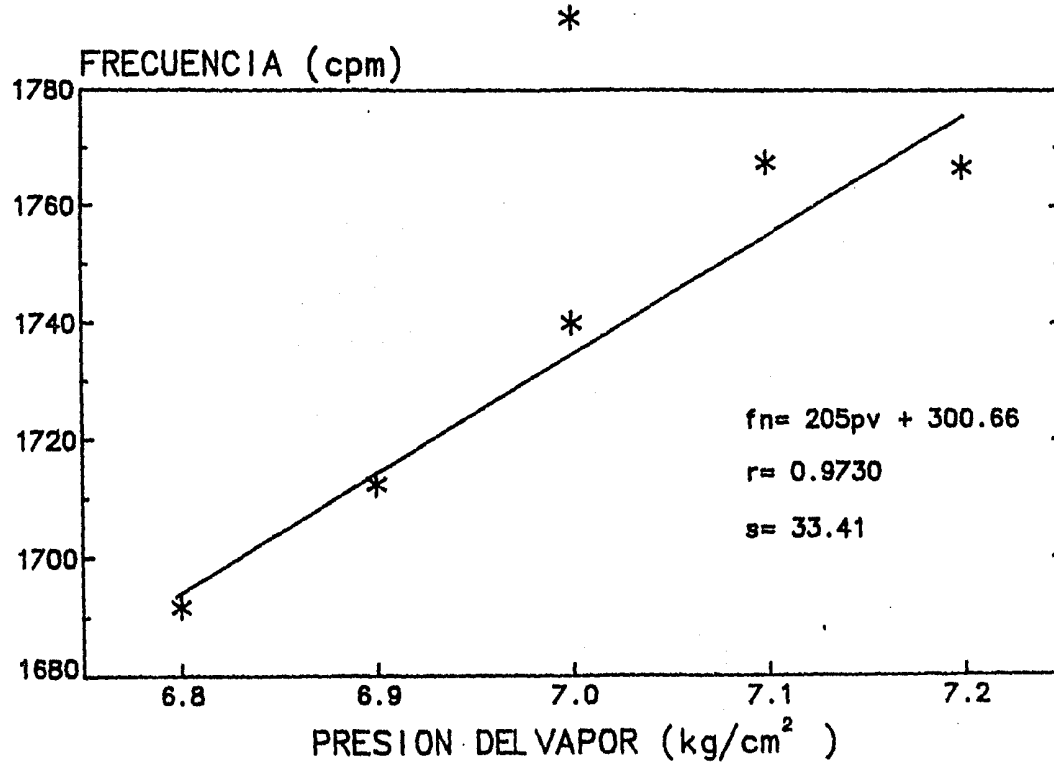


FIGURA No. 8

FRECUENCIA VS PRESION DEL VAPOR ZONA DE SALIDA

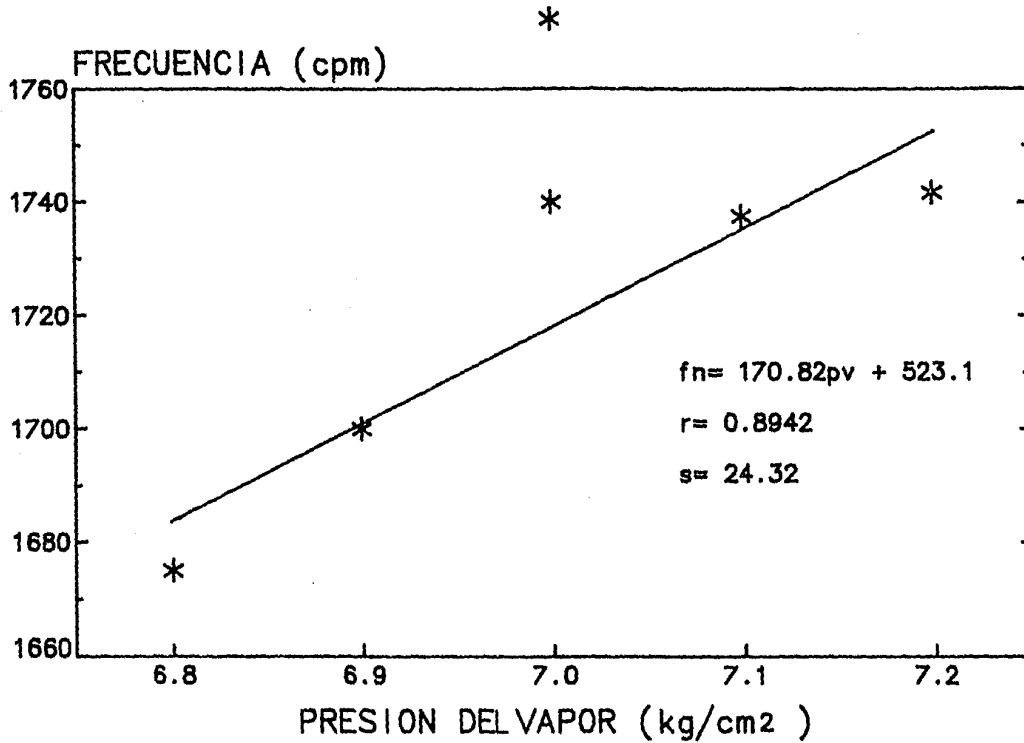


FIGURA No. 9

RELACION DE VELOCIDAD DEL VAPOR Y PRESION DE VAPOR

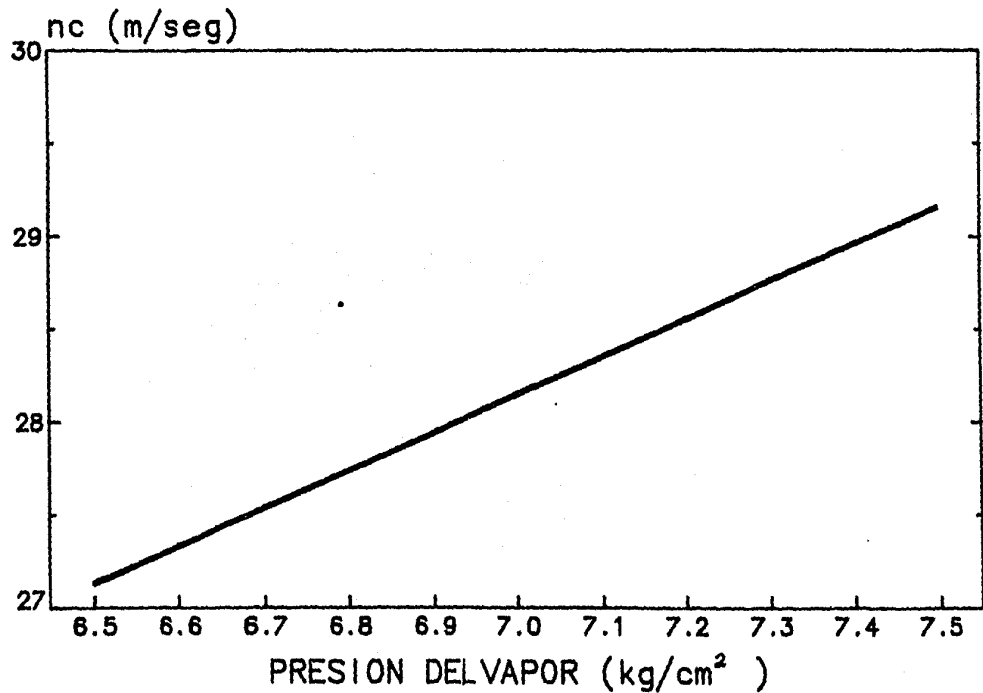


FIGURA No. 10

RELACION DE VELOCIDAD DEL VAPOR
Y PRESION DE VAPOR

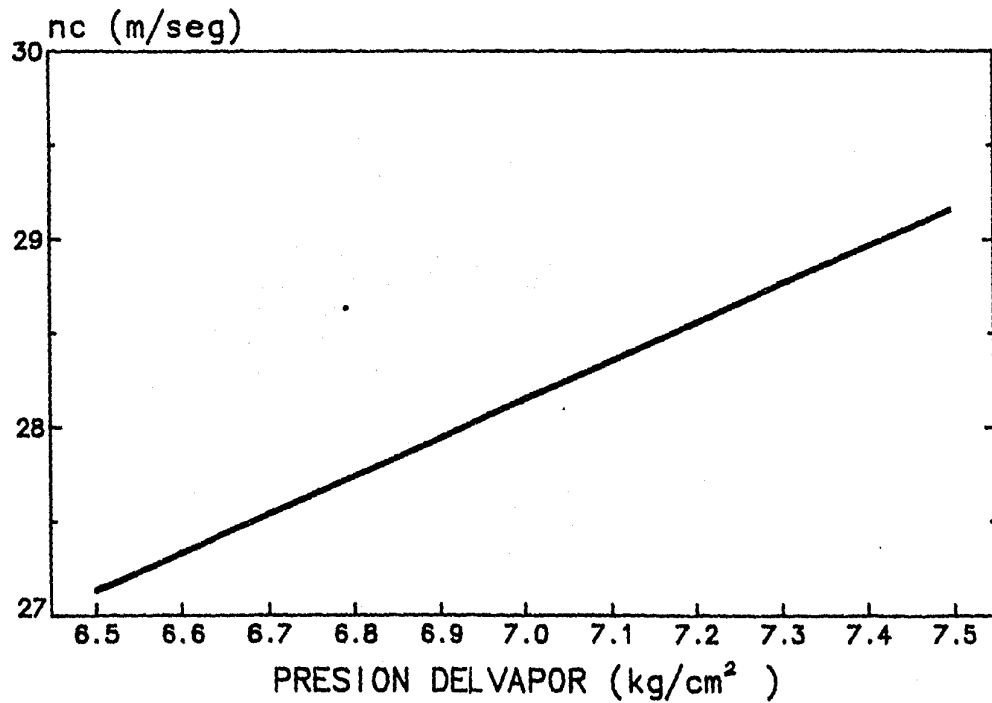
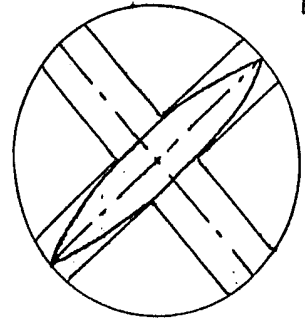


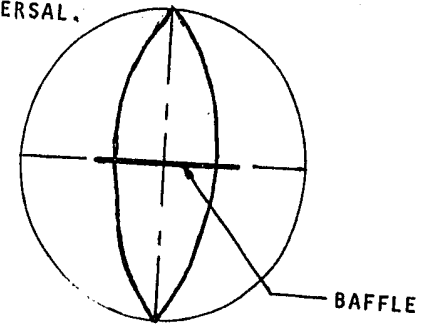
FIGURA No. 10

FIGURA No. 11.

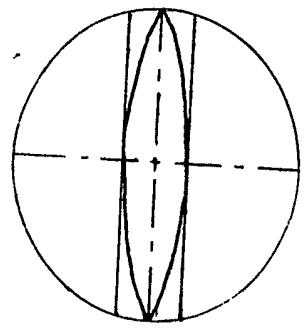
COLOCACION DE BAFLES DERESONANTES
EN PROYECCION TRASNVERSAL.



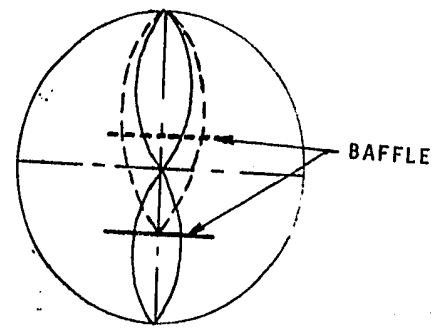
FLUJO CRUZADO
Pitch Cuadrado
rotado



PRIMER MODO

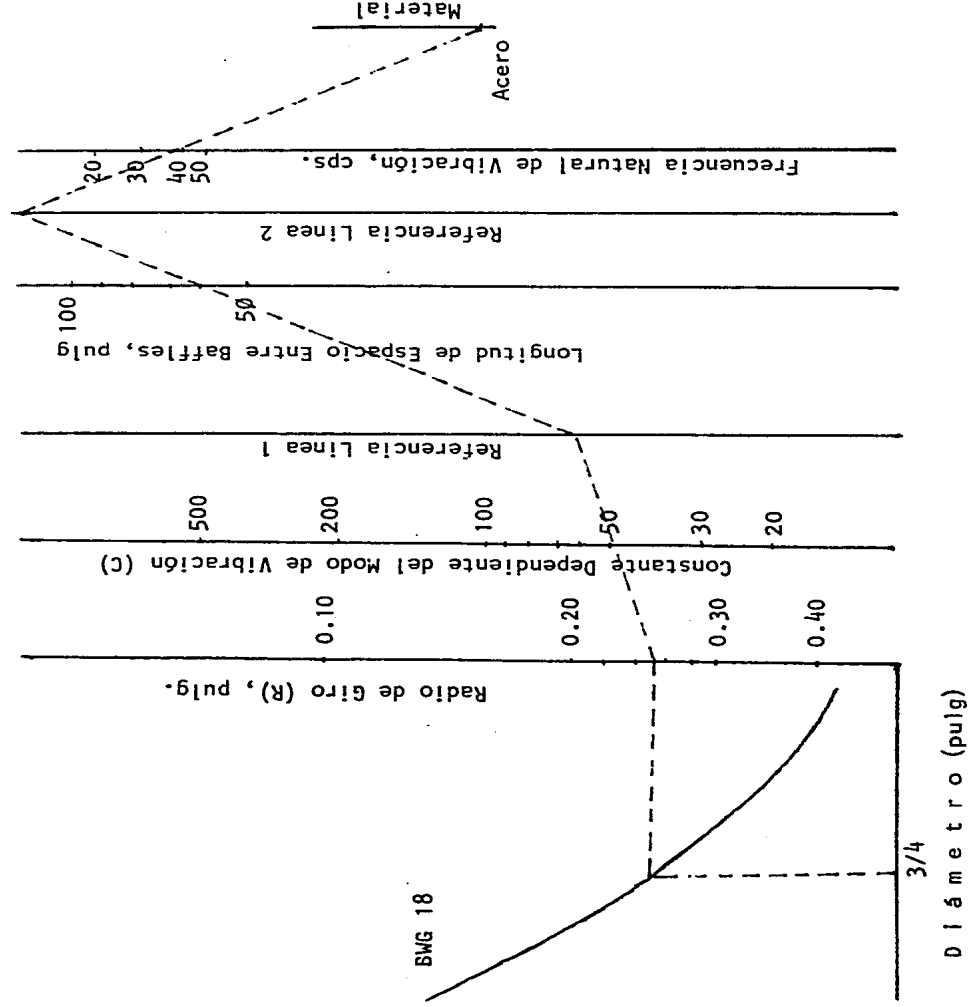


FLUJO CRUZADO.
Pitch en linea.



SEGUNDO MODO

NOMOGRAMA
FIGURA No.12.



6.- ANALISIS DE DATOS

COMPARACION DE RESULTADOS.

1) Proyecto combust6leo-vapor saturado.6.1 Balance de materia y energfa.

De la ecuaci6n de balance

$$q = m C_p \Delta T \quad (6.1)$$

en la cual el C_p tiene un valor de $0.502 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$ para el combust6leo se obtiene un valor de calor intercambiado de 16.21 Kcal/seg . Para el balance de vapor, se obtiene de tablas (8) los siguientes datos:

$$H_{\text{salida}} = 656.52 \text{ Kcal/Kg}$$

$$H_{\text{entrada}} = 559.18 \text{ Kcal/Kg.}$$

que la sustituirlo en la ecuaci6n

$$q = m(H_e - H_s) \quad (6.2)$$

la cual al despejar m

$$m = q / (H_e - H_s)$$

produce $m = 0.141 \text{ Kg/seg}$.

6.2 Velocidades de flujo.

La velocidad de flujo se calcula a través de la ecuación:

$$v = Q/A \quad (6.3)$$

donde Q es el flujo volumétrico y A es el area transversal. En el presente trabajo Q fué de $0.0272 \text{ m}^3/\text{seg}$ de vapor y A igual a 0.00028 m^2 para cada tubo, de lo cual se obtuvo una v de entrada de $9.722 \text{ m}/\text{seg}$ y una v de salida de $13.48 \text{ m}/\text{seg}$. La velocidad promedio resultante fué de $11.60 \text{ m}/\text{seg}$.

Para el cálculo de la velocidad del combustóleo los valores de Q y A fueron de $0.002 \text{ m}^3/\text{seg}$ y 0.0358 m^2 respectivamente, resultando una velocidad de $0.5586 \text{ m}/\text{seg}$.

La velocidad del combustóleo se considera constante debido a que la densidad del flujo no sufre un cambio considerable.

Como se puede observar con respecto al balance de materia y energía indica un ligero exceso con respecto al flujo de vapor utilizado en el cambiador de calor en relación a las especificaciones estándar (entre 10 a 6 m/seg), por otro lado señalan que la velocidad del combustóleo se encuentra de acuerdo a los valores estándar de las normas API ($0.5-1.5 \text{ m}/\text{seg}$). API VI-61-80.

6.3 Cálculo del módulo de frecuencia.

De acuerdo a la ecuación 3.4, donde S es el número de Strouhal, v es la velocidad y D es el diámetro. De tablas se encontrado un número de Strouhal de 0.66 (1),

y al sustituir este dato en la ecuación 3.4 se obtiene

$$f_v = \frac{(0.66) (0.5586 \text{ m/seg})}{0.019 \text{ m}} = 19.34 \text{ Hz.}$$

Para determinar la frecuencia acústica y poder comparar con la frecuencia de vórtice es necesario conocer la velocidad sónica del fluido coraza el cual se calcula con la ecuación 3.3, donde K_s es el coeficiente de deformación y se determina como el recíproco de la compresibilidad (β), por lo que la ecuación anterior se modifica a

$$c = (\beta / \rho)^{\frac{1}{2}} \quad (6.4)$$

En el presente estudio β tuvo un valor de 5.74 N/m^2 y una ρ de 0.00095 Kg/m^3 , lo cual dió una velocidad sónica de 24.33 m/seg.

La frecuencia acústica se obtiene a partir de la ecuación 3.1 en donde $n = 1$, L que es la longitud transversal igual a 0.081 m y el dato de velocidad sónica obtenido, resulta una f_a igual a 46.65 Hz , la cual resulta ser mayor que la frecuencia de vórtice.

Según con las ecuaciones de Barrington, las cuales indican las relaciones del módulo de frecuencia a partir de las frecuencias de vórtice y acústica, que equivale a la forma de onda generada por el fluido en coraza, muestra que el número de fases es igual a 1. Es importante señalar, que en fluidos gaseosos el valor correspondiente oscila entre 1 y 3 generalmente, mientras que para los fluido pesados (en este caso líquidos) se disminuye a valores fraccionarios de onda debido a que el

movimiento molecular es más lento produciendo un módulo de frecuencia menor. (1,2).

Barrington y Eilers han demostrado experimentalmente que las frecuencias para los fluidos gaseosos son altas (entre 200 y 400 Hz), sin embargo los datos obtenidos en el presente trabajo demuestran que para los líquidos las frecuencias acústicas son menores (20 a 50 Hz), lo cual probablemente implicaría un menor desgaste mecánico. (3).

Utilizando el módulo de frecuencia calculado, se desarrollan las fórmulas para obtener la frecuencia natural mecánica de acuerdo a Ganapathy, a la fórmula de Thompson así como también por el método del Standards Tubular Exchanger Manufacturers Association (código TEMA).

El método de Ganapathy se utiliza generalmente para hacer comparaciones rápidas por medio de un desarrollo simplificado en el cual existe un cálculo analítico y una comprobación nomográfica.

El cálculo analítico se obtiene con la ecuación 3.5 en la cual la relación $(E_p/E_s)^{0.5}$ es igual a 1 debido a que el material de referencia y el utilizado es el mismo.

Siendo para el presente trabajo los valores obtenidos de $C= 49.59$ (4), $R= 0.25$ pulg y $L= 59.8$ pulg, lo que da una frecuencia natural de 34.668 Hz.

Del valor obtenido como frecuencia natural de vibración (aproximadamente 40 Hz) se compara aproximada-

mente el valor de la ecuación con el que se representa a través de un nomograma que se muestra en la figura 12

La tabla esta tomada del Product Development (Boilers) Tiruchillapalli-620 014, India.

A continuación se desarrollará el método de Eilers-Thompson utilizando los datos experimentales obtenidos en esta investigación. La ecuación de Eilers-Thompson es

$$f_n = \pi / l^2 (EIg/W)^{1/2} \quad (6.5)$$

en donde f_n es la frecuencia natural, l es la longitud de centros entre soportes la cual fue de 59.04 pulg, E indica la fuerza permisible del material igual a 30×10^6 lb/pulg², la gravedad se indica como g y W es el peso del tubo con el líquido de referencia en su interior, siendo de 0.039 lb/pulg (6). El momento de giro indicado por la letra I , siendo sus unidades pulg⁴ y cuyo valor de 0.0062.

Los límites permisibles para la frecuencia natural se han establecido en un rango que va de 0.781 a 1.125 y estos valores se han obtenido utilizando unidades Inglesas, por lo que en el presente trabajo, esta ecuación se trabajo con estas unidades (3).

Al sustituir los datos antes mencionados en la ecuación de Thompson, se obtiene

$$f_n = \frac{\pi}{(59.04)^2} \sqrt{\frac{(30 \times 10^6) (0.0062) (32.2 \times 12)}{0.039}}$$

Finalmente se obtiene una frecuencia natural de

38.68 Hz, con un rango permisible entre 30.21 a 43.52 Hz.

A semejanza del método anterior, ahora se utilizará el método del código TEMA. Su ecuación (3.6), presenta a su vez variables iguales como son l , E e I , las cuales tienen el mismo significado que en el método anterior. Es importante anotar que en esta ecuación se utiliza una constante C que implica tanto el valor π como el de g , y considera además la forma en la cual el tubo esta colocado en el interior del cambiador. En la tabla RCP/RCB-4.562 del código TEMA se muestra C igual a 49.59 para un soporte y también su colocación de viga empotrada. Esta tabla se muestra en el anexo II.

Para resolver la ecuación del método TEMA primeramente debe obtenerse el valor de W , el cual es igual

$$W = W_t + W_{fi} + MW_{fo} \quad (6.6)$$

W_t se obtiene de la tabla D-7 y su valor es de 0.269 lb/ft e indica el peso por longitud de acero al carbón de 3/4 de pulg BWG 20. Esta tabla se muestra en el anexo número I. W_{fi} es el peso del fluido interior de los tubos y se obtiene utilizando la siguiente ecuación

$$W_{fi} = 0.00543 \rho_i d_i^2 \quad (6.7)$$

donde ρ es la densidad del vapor a las condiciones de trabajo y d es el diámetro interno de los tubos. Se calculó el W_{fi} , resultante ser de 0.000934 lb/pulg.

La constante M se denomina módulo de adición del coeficiente de masa y se obtiene de la gráfica RGP/RCB-4.562, la cual se muestra en el anexo número III. En

esta gráfica, el eje de las abscisas esta representado por el cociente P/D, donde P es el pitch y D es el diámetro exterior. En el presente trabajo la relación P/D fué de 1.333, dando un módulo correspondiente de 2.56.

El cálculo de Wfo se realiza a través de la siguiente ecuación

$$Wfo = 0.00543 \rho_o d_o^2 \quad (6.8)$$

donde Wfo es el peso del fluido exterior y el valor calculado fue de 0.1363 lb/pulg.

Con los datos anteriores, finalmente se calculó W y se obtuvo un resultado de 0.4206 lb/pulg. Este peso total se sustituye en la ecuación del método TEMA de la siguiente manera

$$f_n = \frac{3.36 (49.59)}{(59.04)^2} \sqrt{\frac{(30 \times 10^6) (0.0062)}{0.4206}}$$

La frecuencia natural obtenida a través de este método es de 31.79 Hz.

6.4 Comparación de resultados.

Estos cálculos teóricos se comparan con respecto a los resultados obtenidos experimentalmente, que se muestran en la tabla No. 2. En relación a la frecuencia natural mecánica se pueden observar que los datos obtenidos en este estudio están ligeramente por debajo del cálculo teórico. Para el caso de la frecuencia natural se asume que las condiciones de operación son adecuadas debido a que los datos recopilados están dentro de los límites

tes teóricos permisibles. De los tres modelos, el modelo propuesto por el código TEMA es el que más se ajusta a la realidad del sistema evaluado fundamentado a que las condiciones de los fluidos no son consideradas de riesgo, y que en general son las propiedades mecánicas las involucradas en la frecuencia del cambiador de calor.

Por último, los datos experimentales muestran que a pesar de variar las presiones de vapor de 6.8 a 7.2 kg/cm^2 (tabla No. 1) la frecuencia no varió considerablemente, lo que señala que dentro de este rango de presiones, no se presentan cambios notables de frecuencia, lo que concuerda con un trabajo previamente realizado por Barrington.

Se considera importante el seguir profundizando en el área de investigación, ya que en el diseño de equipos un factor determinante es el evitar gastos mayores y con este tipo de mediciones se pueden obtener las características precisas requeridas.

Existen algunos datos importantes que se deben considerar para la corrección del cambiador de calor, y son la velocidad crítica y la temperatura crítica. Esta se calcula de la siguiente manera

$$v_c = f_a D/S \quad (6.9)$$

donde la v_c para las condiciones de trabajo es de 1.3468 m/seg y la temperatura crítica, la cual se calcula de la siguiente manera

$$T_c = v_c / v(T) \quad (6.10)$$

donde T es la temperatura de salida del fluido de enfriamiento en °K y tiene un valor de 679.35°C. Estos valores se utilizan como límites de diseño y corresponderían al pico de máxima frecuencia de vibración el cual implica el nivel superior de ruido.

Finalmente de la tabla No.2 se puede observar que la amplitud de onda no cambia considerablemente por lo que se concluye que la frecuencia fluido-elástica es poco probable.

Hay que señalar que el ruido generado por el cambiador de calor (67 decibeles) es elevado debido probablemente a que la frecuencia natural mecánica y la frecuencia acústica medida tienen valores muy cercanos.

Utilizando la tabla 2 en la cual se muestra los valores promedios de las frecuencias acústicas del cambiador de calor en la entrada, en su parte central y en la salida a diferentes presiones se desarrollaron ecuaciones de regresión lineal por el método de mínimos cuadrados con la finalidad de observar la tendencia y asociación de las variables antes mencionadas.

Para la entrada del cambiador se encontró la ecuación

$$f_a = .117.32 \text{ pv} + 910.192 \quad (6.11)$$

cuya correlación fue de 0.8119; su representación gráfica se encuentra en la figura 7. La ecuación para la zona central la cual se muestra se muestra en la figura 8 fue

$$f_a = 205 \text{ pv} + 300.66 \quad (6.12)$$

y su correlación de 0.97 indica un alto grado de asociación. Finalmente para la zona de salida la ecuación obtenida fue

$$f_a = 170.82 \text{ pv} + 523.1 \quad (6.13)$$

cuya correlación fue 0.8942 y su representación gráfica se encuentra en la figura 9.

Estas ecuaciones de regresión se realizaron también utilizando los valores individuales de las determinaciones obtenidas y estas fueron.

Entrada	$f_a = 124.99 \text{ pv} + 857.89$	(6.14)
---------	------------------------------------	--------

Central	$f_a = 195.31 \text{ pv} + 367.02$	(6.15)
---------	------------------------------------	--------

Salida	$f_a = 171.87 \text{ pv} + 517.92$	(6.16)
--------	------------------------------------	--------

Utilizando estas últimas ecuaciones la presión de vapor promedio del cambiador estudiado fue de 7.0 kg/cm^2 , y se obtuvieron frecuencias acústicas de $1,732.89 \pm 23.647$ cpm, $1,734.21 \pm 29.119$ cpm y $1,721.05 \pm 27.96$ cpm para los casos de la entrada, zona central y salida respectivamente (promedio de 28.823 Hz).

Por otro lado se obtuvo la ecuación que relaciona el módulo de frecuencia por la velocidad del vapor con la presión de vapor la cual fué

$$n_c = 2.0304 \text{ pv} + 13.936 \quad (6.17)$$

y cuya representación se muestra en la figura.10. De este modo al obtener la presión de vapor se puede calcular

fácilmente la frecuencia acústica promedio utilizando esta última ecuación.

La unidades de f son cpm, ρ en kg/cm^2 , c en m/seg y n es adimensional.

II Proyecto hidrocarburos-agua de enfriamiento.

6.5 Determinación del módulo de frecuencia.

En este caso el flujo volumétrico de la entrada fué de $28.024 \text{ m}^3/\text{hr}$. de hidrocarburo. Por otro lado el cálculo del área de flujo cruzado tuvo un valor de 1.188 m^2 y con estos dos parámetros se obtuvo la velocidad de flujo por medio de la ecuación 6.3, la cual fue de 6.57 m/seg para la entrada. Para la salida el flujo volumétrico fué de $27.843 \text{ m}^3/\text{hr}$ y su velocidad de 6.21 m/seg .

De tablas (1) se encontró un número de Strouhal de 0.810 de manera tal que con este dato se calculó la frecuencia de vórtice de entrada y de salida utilizando la ecuación 3.4, siendo 207.07 Hz y 198.03 Hz respectivamente.

A diferencia del primer problema estudiado, debido a que el fluido era líquido y que en el presente ejemplo es gas, se utilizó la fórmula 3.2 para calcular la velocidad sónica en donde γ es el coeficiente de actividad del gas y fue igual a 1.17. La velocidad de entrada calculada fue 372.27 m/seg y la de salida de 332.32 m/seg .

De este modo la frecuencia acústica calculada

en función del módulo de frecuencia fué de 135.71 n Hz, si el módulo de frecuencia es igual a 1 fa corresponde a 135.71 Hz, para n igual 2 a 271.43 Hz, para n igual a 3 a 407.14 Hz y para n igual a 4 la fa es de 542.86 Hz. Con respecto a la frecuencia acústica de salida esta resulto ser de 121.15 n Hz por lo que los valores de fa con diferentes módulos de frecuencia se muestran a continuación:

Módulo de frecuencia	Frecuencia acústica (Hz)
1	121.15
2	242.30
3	363.45
4	484.60

Para la determinación del módulo de frecuencia es necesario el comparar la frecuencia de vórtice calculada con respecto a la frecuencia acústica que se determina utilizando para ello el cálculo con diversos módulos de frecuencia. Aquel valor de la frecuencia acústica calculada que se aproxime en mayor grado a la frecuencia de vórtice indicará cual es el módulo de frecuencia. De otro modo, cuando la frecuencia de vórtice sea igual o parecida a la frecuencia acústica, estas semejanza solo se mantendrán siempre y cuando el valor de n sea único para la expresión $nc/2L$, y por lo tanto esta n será el módulo de frecuencia.

En el presente estudio los módulos de frecuencia esperados tanto para la entrada como la salida fueron iguales a 2.

La longitud entre soportes fue de 338.6 mm (18

spans), el módulo de elasticidad de 17.5×10^6 lb/pulg² y un radio de giro de 0.0521 pulg⁴. Wt presentó un valor de 1.033 lb/pie, el peso del fluido en tubos de 0.314 lb/pie y el peso exterior desplazado por los tubos fue de 0.109 lb/pie. Con estas tres últimas variables se calculó el peso total por medio de la ecuación 6.6 el cual fué de 1.6609 lb/pie.

Con los resultados obtenidos se calculó la frecuencia natural utilizando la ecuación 3.6 del código TEMA y se obtuvo un valor de 522.81 Hz.

Al utilizar la ecuación de Thompson se calculó también la frecuencia natural utilizando las constantes 0.781 y 1.125 obteniendo un rango de frecuencia que va de 354.34 Hz a 510.42 Hz. Del nomograma de Ganapathy que se muestra en la figura 12, se obtiene un valor aproximado de 500 Hz.

La frecuencia acústica del equipo alcanzaría los valores de frecuencia natural mecánica en $n = 4$, pero como se trabaja con una $n = 2$, esta última se se considera intracendente.

Hay que hacer notar que en el cambiador de calor se espera resonancia para el segundo módulo de frecuencia, por lo cuál, es importante señalar que para el diseño sean considerados baffles deresonantes en la zona apropiada para romper la onda. En este caso particular, cuando $n = 2$, implica que hay que colocar un baffle en la zona de 25% de altura o ligeramente arriba (30%) para romper la onda en su punto de máxima amplitud (2).

Las características se explican en la sección 6.6.

6.6 Métodos de corrección.

Existiendo el caso, de que el equipo este trabajando en condiciones desfavorables, se han diseñado modelos mecánicos con el fin de corregir el fenómeno vibracional. El método más conocido, es el de colocar barras o tubos inclinados a través de la coraza, en posición longitudinal principiando el arreglo por la entrada del flujo de coraza, de tal manera que se intercalen las barras inclinadas rotandolas 90° como se muestrana en la figura No.5.

Otro método utilizado es el de colocar una serie de barras soportes en forma de hélice suspendidas entre los tubos del cambiador unidas por soldadura.

Finalmente, uno de los métodos que mas repercusión ha cobrado es el diseño elíptico de barras que son insertadas en los baffles de la sección axial, colocados según catálogos de fabricantes de acuerdo al tipo de espejo y de soportes internos que existen dentro de los paquetes del cambiador. Este último método, unidos junto a un almacen de barras espaciadas entre los tubos del mismo cambiador, considera baffles deresonantes colocados de acuerdo a el número de frecuencia. Esto ha producido que exista una ligera disminución en el area de transferencia de calor, y algunos cambios en el arreglo de tubos en la sección de baffles deresonantes como se muestra en la figura 6 .

Palen y Taborek han mencionado que si a un tubo se le introdujera un fluido cualquiera, al agitarlo se incrementaría la frecuencia de la onda del fluido. Por otro lado el material del tubo esta compuesto por molé-

culas que se encuentran en estado vibratorio, en el momento en el que el movimiento del fluido genere una onda con una frecuencia similar a la del material, este se romperá. Además, si las moléculas del fluido introducido en el tubo tienen un espacio menor, la energía de las colisiones entre las mismas moléculas será mayor lo que a su vez producirá ondas con un incremento en la frecuencia. (10).

Las características del baffle deresonante en el proyecto II son las siguientes: Una longitud de 4,876.8 mm de longitud por 720.2 mm de ancho al 25% de altura (esta altura es la adecuada debido a que en esta zona la onda tiene una maxima amplitud y por lo tanto la nueva onda generada no alcanzara el módulo 2).

La altura de spans de ser aproximada a los 320 mm dependiendo de la posición de los tubos en el cambiador. El baffle deresonante no debe impedir la entrada o salida libre del flujo de coraza por las boquillas, por lo que se sugiere perforar el baffle deresonante en caso de que produzca interferencia; en el presente trabajo proyecto, se consisero la distancia entre las boquillas para determinar la longitud del baffle deresonante.

El espesor del baffle de acuerdo a la presión de diseño de 7.1 Kg/cm^2 debe de ser de 7/16 de pulgada.

7.- C O N C L U S I O N E S.

I Proyecto combustóleo-vapor.

- No hubo diferencia apreciable de frecuencia al cambio de presiones (6.8 a 7.2 Kg/cm²).

- La vibración producida por líquidos en coraza es generalmente menor a la de gases. (1).

- El módulo de frecuencia para el combustóleo pesado como líquido de calentamiento bajo las condiciones de operación es 1, y es un valor menor a los reportados de gases.

- La frecuencia natural teórica (1880 cpm), fue ligeramente mayor a la experimental (1734 cpm promedio), indicando que está sobrediseñado el equipo.

- El modelo de la frecuencia natural del código TEMA se ajusta a los datos experimentales.

- Al no existir cambios palpables de amplitud de onda se concluye que el comportamiento fluidoelástico es poco probable.

II Proyecto hidrocarburos-agua de enfriamiento.

- El módulo de frecuencia para los hidrocarburos bajo las condiciones de operación es de 2, y este se considera un valor "normal" (que se encuentre entre 1 y 3).

- Se observa un ligero ascenso en la frecuencia acústica a través del recorrido de los hidrocarburos por la coraza.

- La frecuencia natural es elevada para producir resonancia.

- El cambiador necesita de baffles deresonantes. cantidad: 1. Tamaño: 4876.8 X 720.2 mm de 7/16 de pulgada a 25% de altura con referencia al nivel inferior de la coraza, con 2 spans de 320 mm y distribución del flujo al nivel de salida a contracorriente y flujo cruzado. Material: S.A. 515-70.

8.-B I B L I O G R A F I A

- 1.-Barrington E.A.: "Cure Exchanger Acoustic Vibration", Hydro. Proc. 91: 193-198 (1978).
- 2.-Barrington E.A.: "Acoustic Vibrations In Tubular Exchanger", Chem. Eng. Prog., 69 (7): 62-67 (1973).
- 3.-Eilers J.F. y Small W.M.: "Tube Vibration in a Thermosiphon Reboiler", Chem. Eng. Prog., 69 (7): 57-61 (1973).
- 4.-Ganaphathy V.: Short-cuts Method's for Engineer, 1974. Heat Exchangers 66-67.
- 5.-Standards of Tubular Exchanger Association. 6ta ed., 1978. 219-227.
- 6.-Perry R. y Chilton C. Chemical Engineer's Handbook. 5ta ed. Mcgraw-Hill, 1981.
- 7.-Hall A.S., Halowenko A.R., Laoghlin H.G. Machines Design. 1ra Ed., Schaum Publishing, 1961 (89-100).
- 8.-Whitwell J. y Tonner C. Conservation of Mass and Energy. 3ra. Ed. Mcgraw-Hill, 1980 (Apéndice).
- 9.-Beer F.P. y Johnston E.R. Mecánica Vectorial para Ingenieros: Dinámica. Tomo II, 2da. ed. Mcgraw-Hill, 1973 (411-415).
- 10.-Palen J. y Taborek J.R. "Reboiler Design Process", Chem. Eng. Proc., 48 (3): 51-56 (1962).
- 11.-Chen Y.H.: "Vibration in Heat Exchanger", J. Eng. Ind. 90: 134 (1968).
- 12.-Connors W.: "Proceedings on Flow-Induced Vibrations in Heat Exchangers", ASME Winter Ann., 66 (1970).
- 13.-Amercian Standards of Mechanical Engineering, 1981. (174-178).

9.-ANEXO No. 1

CARACTERISTICAS DE TUBOS

D.E. del Tubo (pulg)	Espesor BWG	Peso por longitud de acero (pie/lb)	Momento de inercia (pulg ⁴)	Radio de giro (pulg)
1/4	22	0.066	0.00012	0.0792
1/4	24	0.054	0.00011	0.0810
1/4	26	0.045	0.00009	0.0824
1/4	27	0.040	0.00008	0.0829
3/8	18	0.171	0.00068	0.1164
3/8	20	0.127	0.00055	0.1213
3/8	22	0.104	0.00046	0.1227
3/8	24	0.083	0.00036	0.1248
1/2	16	0.302	0.0022	0.1556
1/2	18	0.236	0.0018	0.1606
1/2	20	0.174	0.0014	0.1649
1/2	22	0.141	0.0012	0.1671
5/8	12	0.602	0.0061	0.1864
5/8	13	0.537	0.0057	0.1903
5/8	14	0.479	0.0053	0.1938
5/8	15	0.425	0.0049	0.1971
5/8	16	0.388	0.0045	0.1993
5/8	17	0.350	0.0042	0.2016
5/8	18	0.303	0.0037	0.2043
5/8	19	0.262	0.0033	0.2068
5/8	20	0.221	0.0028	0.2089
3/4	10	0.884	0.0129	0.2229
3/4	11	0.809	0.0122	0.2267
3/4	12	0.748	0.0116	0.2299
3/4	13	0.666	0.0107	0.2340
3/4	14	0.592	0.0098	0.2376
3/4	15	0.520	0.0089	0.2410
3/4	16	0.476	0.0083	0.2433
3/4	17	0.428	0.0076	0.2455
3/4	18	0.367	0.0067	0.2484
3/4	20	0.269	0.0050	0.2532
1	8	1.462	0.0392	0.3009
1	10	1.237	0.0350	0.3098
1	11	1.129	0.0327	0.3140
1	12	1.037	0.0307	0.3174
1	13	0.918	0.0280	0.3217
1	14	0.813	0.0253	0.3255

D.E. del Tubo (pulg)	Espesor BWG	Peso por longitud de acero (pie/lb)	Momento de Inercia (pulg ⁴)	Radio de giro (pulg)
1	15	0.714	0.0227	0.3291
1	16	0.649	0.0210	0.3314
1	18	0.496	0.0166	0.3366
1	20	0.360	0.0124	0.3414
1 $\frac{1}{4}$	7	2.057	0.0890	0.3836
1 $\frac{1}{4}$	8	1.921	0.0847	0.3880
1 $\frac{1}{4}$	10	1.598	0.0741	0.3974
1 $\frac{1}{4}$	11	1.448	0.0688	0.4018
1 $\frac{1}{4}$	12	1.329	0.0642	0.4052
1 $\frac{1}{4}$	13	1.173	0.0579	0.4097
1 $\frac{1}{4}$	14	1.033	0.0521	0.4136
1 $\frac{1}{4}$	16	0.823	0.0426	0.4196
1 $\frac{1}{4}$	18	0.629	0.0334	0.4250
1 $\frac{1}{4}$	20	0.456	0.0247	0.4297
1 $\frac{1}{2}$	10	1.955	0.1354	0.4853
1 $\frac{1}{2}$	12	1.618	0.1159	0.4933
1 $\frac{1}{2}$	14	1.258	0.0931	0.5018
1 $\frac{1}{2}$	16	0.996	0.0756	0.5079
2	11	2.410	0.3144	0.6660
2	12	2.201	0.2904	0.6697
2	13	1.934	0.2586	0.6744
2	14	1.699	0.2300	0.6784

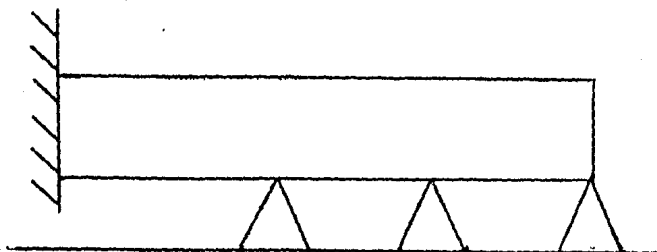
Tabla D-7 del código TEMA.

10.- A N E X O No. 2

CONSTANTE DE MODULO-C
SOPORTE DE VIGA EMPOTRADA

Número de soportes	1er módulo	2do módulo
1	49.59	160.66
2	37.02	63.09
3	34.32	49.59
4	33.02	42.70
5	33.02	39.10
6	32.37	37.02
7	32.37	35.66
8	32.37	34.99
9	31.73	34.32
10	31.73	33.67

Tabla RCP/RCB-4.562 del código TEMA.



Viga Empotrada

11.- A N E X O No. 3

COEFICIENTE DE ADICION DE MASA-M

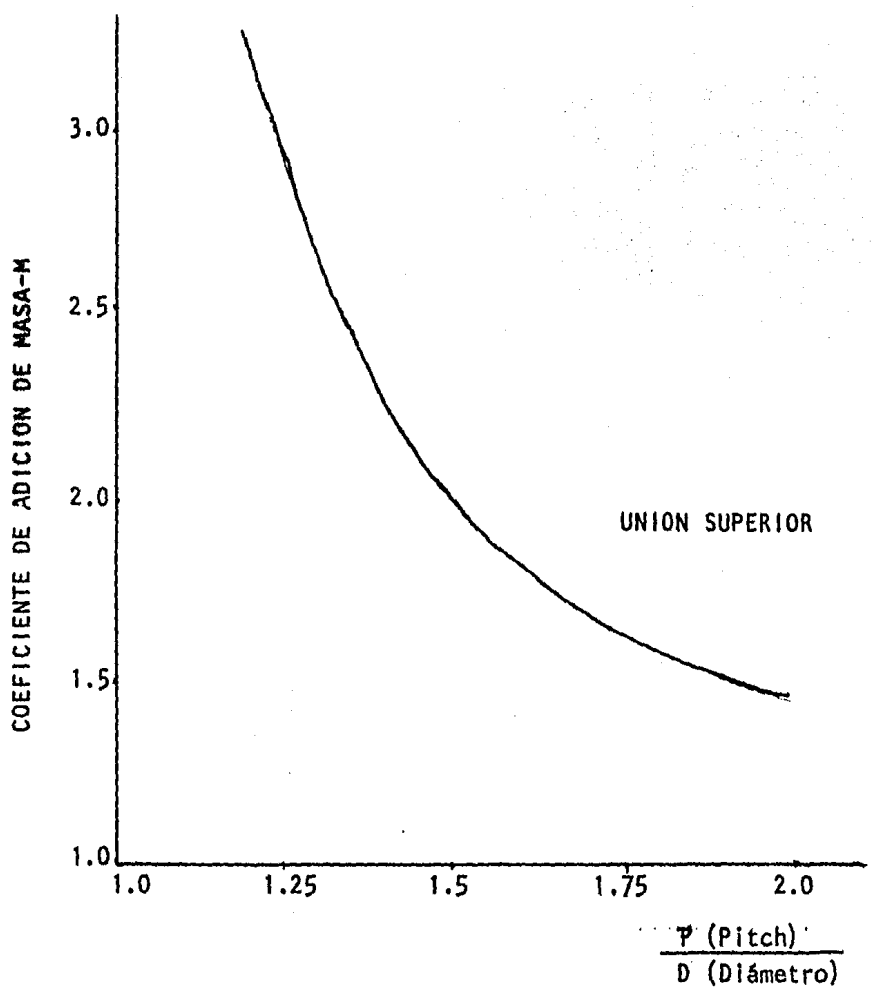


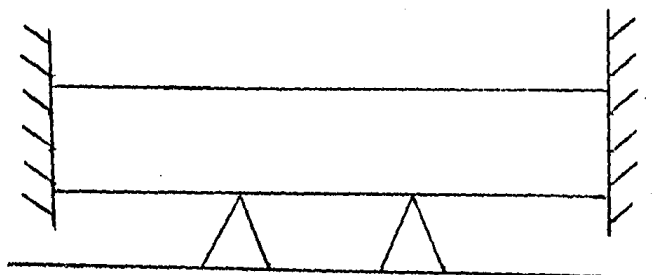
Figura RGP/RCB-4.562 del código TEMA.

12.- A N E X O No. 4

CONSTANTE DE MODULO-C
SOPORTE DE DOBLE VIGA EMPOTRADA

Número de soportes	1er módulo	2do módulo
1	72.36	198.34
2	49.59	72.38
3	40.52	59.56
4	37.02	49.59
5	34.99	44.19
6	34.32	40.52
7	33.87	38.40
8	33.02	37.02
9	33.02	35.66
10	33.02	34.99

Tabla RCP/RCB-4.562 del código TEMA.



Viga doble empotrada

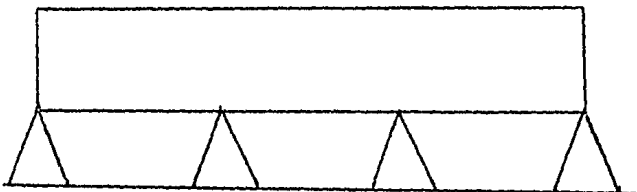
13.- A N E X O No. 5

CONSTANTE DE MODULO-C

VIGA LIBRE.

Número de soportes	1er módulo	2do módulo
1	31.73	125.94
2	31.73	49.59
3	31.73	40.52
4	31.73	37.02
5	31.73	34.99
6	31.73	34.32
7	31.73	33.67
8	31.73	33.02
9	31.73	33.02
10	31.73	33.02

Tabla RCP/RCB-4.562 del código TEMA.

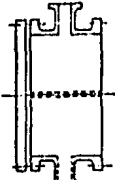
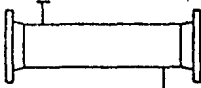

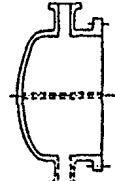
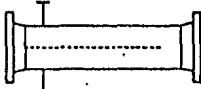

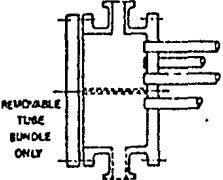
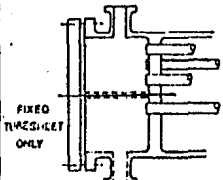
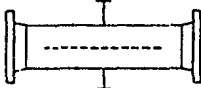

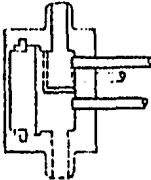
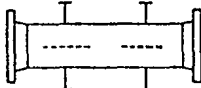

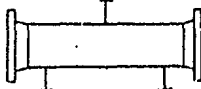
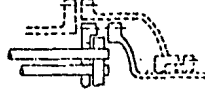
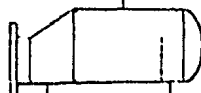

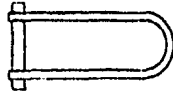



Viga libre

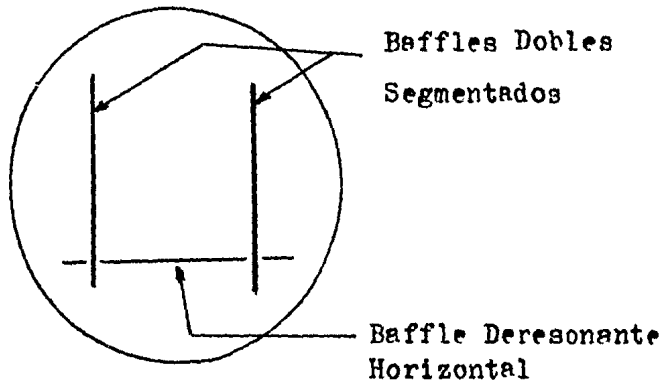
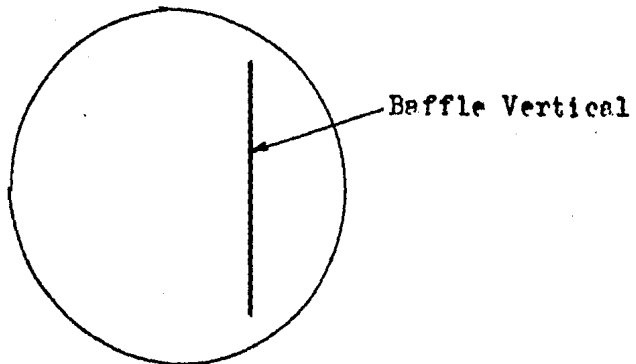
14.- A N E X O No. 6

Código TEMA -3

FIGURE N-1.2

	FRONT END STATIONARY HEAD TYPES	SHELL TYPES	REAR END HEAD TYPES
A	 <p>CHANNEL AND REMOVABLE COVER</p>	 <p>ONE PASS SHELL</p>	 <p>FIXED TUBESHEET LIKE "A" STATIONARY HEAD</p>
B	 <p>BONNET (INTEGRAL COVER)</p>	 <p>TWO PASS SHELL WITH LONGITUDINAL BAFFLE</p>	 <p>FIXED TUBESHEET LIKE "B" STATIONARY HEAD</p>
C	 <p>REMOVABLE TUBE BUNDLE ONLY</p>  <p>FIXED TUBESHEET ONLY</p> <p>CHANNEL INTEGRAL WITH TUBESHEET AND REMOVABLE COVER</p>	 <p>SPLIT FLOW</p>	 <p>FIXED TUBESHEET LIKE "C" STATIONARY HEAD</p>
D	 <p>SPECIAL HIGH PRESSURE CLOSURE</p>	 <p>DOUBLE SPLIT FLOW</p>	 <p>OUTSIDE PACKED FLOATING HEAD</p>
		 <p>DIVIDED FLOW</p>	 <p>FLOATING HEAD WITH BACKING DEVICE</p>
		 <p>KETTLE TYPE REACTOR</p>	 <p>PULL THROUGH FLOATING HEAD</p>
			 <p>U-TUBE BUNDLE</p>
			 <p>PACKED FLOATING TUBESHEET WITH LANTERN RING</p>

15.- A N E X O No. 7

COLOCACION DE BAFLES DERESONANTES SEGUN
SU POSICIONDISTRIBUCION DE BAFLES SEGMENTADOS EN RELACION AL BAFLE
DERESONANTE

BAFLE DERESONANTE VERTICAL SIN BAFLES SEGMENTADOS

16.- A N E X O No. 8

SECUENCIA DE CALCULO PARA LA DETERMINACION DE LAS FRECUENCIAS NATURAL Y ACUSTICA TEORICAS.

1.- Balance de materia y energía en el cambiador de calor.

2.- Determinación de las velocidades de flujo tanto de la coraza como de tubos: $v = Q/A$.

3.- Determinación de la velocidad sónica del fluido, dependiendo de las características del fluido (Secc. 3.3).

4.- Cálculo del módulo de frecuencia: Frecuencia de vórtice ($f_v = Sv/D$) determinada, y la Frecuencia Acústica se interpola entre el valor de f_v , tomando como variable al módulo de frecuencia "n" (solamente números enteros), donde $f_a = nc/2L$. (Secc. 6.3).

5.- El módulo de frecuencia relaciona la interferencia que existe entre las frecuencia acústica y de vórtice, y establece el rango en el cual existe resonancia de acuerdo a un 80% en relación a la frecuencia de vórtice. La Resonancia Acústica producida es el fenómeno en el cual existe riesgo de desastre en el cambiador de calor.

6.- Determinación de la Frecuencia natural de acuerdo a varios autores que se presentan en literatura. Para la determinación de dicha frecuencia es sólo necesario conocer propiedades del material de construcción y dimensiones del cambiador de calor. (Secc. 6.3).

7.- La frecuencia natural se puede considerar como la frecuencia de vórtice, para encontrar su relación que existe con la frecuencia acústica y la resonancia entre ambas. (Es importante considerar que el módulo de frecuencia existente en el cambiador esta dado por la relación de Frecuencia acústica-Frecuencia de vórtice, y que la frecuencia de vórtice y la frecuencia natural - pueden ser consideradas similares a la vez (11).

8.- Determinación de la velocidad crítica y la temperatura crítica (Secc. 6.4).