



7

2 y

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA  
DE MÉXICO**

**FACULTAD DE INGENIERÍA**

**CAUSAS, EFECTOS Y MÉTODOS DE CONTROL DEL  
FLUJO PULSANTE EN BOMBAS, COMPRESORES  
Y MEDIDORES DE FLUJO**

**T E S I S**

**QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:  
INGENIERO PETROLERO  
P R E S E N T A N :  
JUAN MANUEL BARRON GONZALEZ  
ADRIAN MUÑOZ ROSALES**



MEXICO, D. F.

**FALLA EN ORIGEN**

1991



Universidad Nacional  
Autónoma de México



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

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

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

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

## INDICE

	pag.
INTRODUCCION .....	1
CAPITULO I. CONCEPTOS BASICOS .....	3
<b>CAPITULO II. BOMBAS Y COMPRESORES.</b>	
II.1 BOMBAS RECIPROCANTES .....	10
1.1 Partes fundamentales .....	11
1.2 Principio de operación .....	11
1.3 Clasificación .....	12
1.4 Características .....	13
II.2 BOMBAS CENTRIFUGAS .....	14
2.1 Partes fundamentales .....	15
2.2 Principio de operación .....	15
2.3 Curvas características .....	16
2.4 Clasificación .....	16
II.3 COMPRESORES RECIPROCANTES .....	18
3.1 Partes fundamentales .....	18
3.2 Principio de operación .....	19
3.3 Diagramas indicadores .....	19
3.4 Clasificación .....	20
II.4 COMPRESORES CENTRIFUGOS .....	21
4.1 Partes fundamentales .....	21
4.2 Principio de operación .....	21
4.3 Curvas características .....	22
4.4 Clasificación .....	22
Gráficas y Figuras .....	24
<b>CAPITULO III. CAUSAS Y EFECTOS DE LA PULSACION.</b>	
III.1 CAUSAS .....	33
1.1 Bombas .....	33
1.1.1 Bombas reciprocantes .....	33
1.1.2 Bombas centrífugas .....	35
1.2 Compresores .....	37
1.2.1 Compresores reciprocantes .....	37

1.2.2 Compresores centrifugos .....	39
1.3 Causas secundarias .....	41
1.3.1 Obstrucciones .....	41
1.3.2 Válvulas de control .....	42
1.3.3 Diferencias entre sistemas viejos y sistemas nuevos .....	42
1.3.4 Resonancia acústica .....	43
1.3.5 Cavitación .....	43
<b>III.2 EFECTOS .....</b>	<b>44</b>
2.1 Sobre el sistema en general .....	44
2.1.1 Efectos de la pulsación sobre la planta de energía .....	44
2.1.2 Efectos sobre el funcionamiento del compresor .....	44
2.1.3 Pérdida de potencia .....	45
2.1.4 Resonancia .....	46
2.1.5 Vibración .....	46
2.2 En el sistema de medición .....	48
2.2.1 Efectos en diferentes tipos de medidores	48
2.2.2 Manómetros diferenciales .....	48
A. Efectos sobre las guías de presión ...	48
B. Errores manométricos .....	49
2.2.3 Manómetros de Bourdon .....	49
2.2.4 Manómetros de diafragma .....	49
2.2.5 Medidores de turbina .....	50
2.2.6 Rotámetro .....	50
2.2.7 Medidor con Placa de Orificio .....	51
A. Válvula amortiguadora .....	52
B. Error en la medición .....	53
C. Ecuaciones para representar porcentualmente el error en la medición .....	56
D. Ejemplo del error de medición .....	58
E. Niveles aceptables de SRE .....	59
Gráficas y Figuras .....	60

## CAPITULO IV. METODOS DE CONTROL

IV.1 Detección y evaluación de la pulsación	80
1.1 Criterio de Strohual	80
1.2 Pulsómetro mecánico	82
1.3 Manómetro PPI	83
1.4 Equipo evaluador del perfil de presión pulsante	84
1.5 Registrador Oscilógrafo/Transductor de alta velocidad	85
1.6 Medidores de flujo másico	85
1.7 Anemómetros Hot-Wire	85
IV.2 Criterios de diseño	85
2.1 Criterio de seguridad/funcionamiento	85
2.2 Análogo SGA	89
A. Simulación análoga	89
B. Desarrollo del SGA	90
C. Objetivos del método de diseño del SGA	91
D. Datos alimentadores del SGA	92
E. Datos obtenibles con el SGA	92
F. Características de Transmisión/Frecuencia	93
IV.3 Amortiguadores de pulsación para compresores	93
3.1 Generalidades	93
3.2 Diseño de tuberías	94
3.3 Amortiguadores de función resistiva	96
3.4 Amortiguadores de función reactiva	97
3.4.1 Principio físico	98
3.4.2 Diseño de botellas de volumen	99
3.4.3 Método de Hodgson	99
3.4.4 Amortiguadores de alto paso	112
3.4.5 Absorvedores de pulsación	113
A. Resonador Tuned Stub	113
B. Resonador Side Branch	113
3.4.6 Amortiguadores de bajo paso	114

A. Generalidades .....	114
B. Efectividad de los amortiguadores de bajo paso .....	115
C. Métodos de diseño .....	118
a) Regla de campo .....	118
b) Método de la teoría simplificada .....	120
c) Método de la teoría refinada .....	122
3.5 Características de algunos métodos de control	129
IV.4 Amortiguadores de pulsación usados en bombas	130
4.1 Tipos de amortiguadores .....	130
4.2 Filtros acústicos .....	131
4.3 Diseño de filtros acústicos .....	132
a) Diseño analítico .....	132
b) Diseño con analogía eléctrica .....	134
4.4 Amortiguadores tipo absorbedor de energía	141
4.5 Estabilización en la succión .....	143
4.6 Estabilización en la descarga .....	144
4.7 Método de diseño .....	145
4.8 Multiplicidad de amortiguadores tipo vejiga de gas .....	147
4.9 Aplicación del Amortiguador de Pulso tipo bolsa en la perforación .....	148
4.10 Reporte de la pulsación para su control	150
Gráficas y Figuras .....	152
 CAPITULO V. RECOMENDACIONES Y CONCLUSIONES .....	 193
Gráficas y Figuras .....	195
 GLOSARIO .....	 196
Figuras .....	201
 BIBLIOGRAFIA .....	 204

## INTRODUCCION.

En la industria petrolera existe una gran variedad de fenómenos relacionados con el flujo, los cuales disminuyen la eficiencia de transporte de la producción. La mayoría de ellos, tales como la pérdida de presión por fricción, corrosión de las tuberías, incrustaciones, taponamientos de tuberías y varios más han sido estudiados con detalle, sin embargo, un problema relativo al flujo que en nuestro país no ha sido estudiado a fondo es el flujo pulsante.

La pulsación se presenta en toda instalación donde exista flujo, ( electricidad, sonido, gas, líquido, etc. ) y la acústica es la base de su estudio. En la industria petrolera se presenta en diversos grados y aunque no se observen sus efectos, la pulsación siempre está presente en cualquier operación en que haya unidades de bombeo o compresión; válvulas, codos, accesorios o restricciones al flujo, (placa de orificio, toberas, reducciones de diámetro, etc.) y se presenta en trabajos de perforación; en el transporte de aceite y gas por tuberías; en sistemas de recuperación secundaria, donde el flujo es intermitente (en sistemas artificiales de producción), etc..

Este trabajo es una recopilación y resumen de lo que varios autores han investigado en diversas partes del mundo sobre este problema. En él se explican las fuentes principales generadoras de la pulsación, cómo y de qué manera esta

pulsación afecta a los diversos componentes del sistema de producción y cuáles son los métodos y mecanismos de control que se pueden aplicar para reducir sus efectos nocivos, en los que se pueden mencionar los siguientes:

- \* Reduce la eficiencia de operación de bombas y compresoras, llegando a ocasionar fallas y roturas en los internos de las mismas.
- \* Altos costos de mantenimiento de la planta de producción.
- \* Vibraciones de alta magnitud.
- \* Fallas en la tubería debido a grandes esfuerzos causados por la vibración.
- \* Baja precisión en el sistema de medición.
- \* Ruido.
- \* Otros.

La pulsación es un problema del flujo que ocasiona grandes pérdidas económicas a la industria petrolera; por esta razón se debería dar más importancia al tema, ya que actualmente no se destinan recursos tanto técnicos como humanos para su solución en nuestro país.



## CAPITULO I

### CONCEPTOS BASICOS

En el desarrollo de este trabajo, se aplican varios conceptos al exponer los temas, por lo que es necesario definir los conceptos básicos para que aquella persona que lea este trabajo tenga una mejor comprensión de los temas que se exponen.

Como no es práctico definir cada concepto antes de tratar su aplicación, todos estos conceptos se han definido brevemente.

De los conceptos definidos, se ha hecho una sencilla clasificación. Los conceptos más importantes y que de alguna forma pertenecen al área de la industria petrolera han quedado dentro de este capítulo de Conceptos Básicos.

Los demás conceptos, no menos importantes, que se relacionan con el tema del trabajo, pero caen dentro de alguna otra rama de la ingeniería, han sido agrupados dentro de un Glosario, el cual, se localiza al final de este trabajo. Esperamos que el capítulo de Conceptos Básicos y el Glosario disipen las dudas que puedan aparecer en la lectura del presente trabajo.

### PRESION DE UN FLUIDO.

La presión esta definida como la fuerza normal por unidad de área, en cualquier superficie plana.

$$P = \frac{F}{A}$$

En términos de la teoría cinética, la presión de un fluido es debida al cambio de momentum de las moléculas cuando alcanzan las barreras del sistema.

La presión de un fluido se transmite con igual intensidad en todas las direcciones. En el mismo plano horizontal el valor de la presión en un líquido es igual en cualquier punto.

En función de la carga o altura de presión:

$$P = \rho * h$$

donde:

P es la presión en Lb/pg<sup>2</sup> o Kg/cm<sup>2</sup>.

F es la fuerza en Lb o Kg.

A es el área en pg o cm.

$\rho$  es la densidad del fluido en Lb/pie<sup>3</sup> o gr/cm<sup>3</sup>.

h es la altura en pies o cm .

Es importante distinguir los varios tipos de presiones comúnmente empleados.

La presión atmosférica es aquella que la atmósfera ejerce sobre la superficie terrestre y se vé afectada por la altura.

La presión que registra un manómetro se denomina manométrica y depende generalmente de la presión atmosférica.

Por lo tanto, la presión absoluta en un sistema es igual a la suma de la presión manométrica más la atmosférica del lugar.

Presión absoluta = P. manométrica + P. atmosférica.

### DENSIDAD.

La densidad de una sustancia queda definida como su masa por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{V}$$

donde:

m es la masa en Lb o gr.

V es el volumen en pie<sup>3</sup> o cm<sup>3</sup>.

### MODULO DE VOLUMEN.

El Módulo de Volumen expresa la compresibilidad de un fluido. Es la relación de la variación de presión a la variación de volumen.

$$B = \frac{-V \Delta P}{\Delta V}$$

donde:

$\Delta P$  cambio de presión de un cuerpo Lb/pg<sup>2</sup> o kg/cm<sup>2</sup>.

$\Delta V$  cambio de volumen de un cuerpo pie<sup>3</sup> o cm<sup>3</sup>.

### CORRIENTE ELECTRICA.

En un conductor con una diferencia de potencial entre sus extremos existe un campo eléctrico uniforme dentro de él y sus electrones libres se mueven en dirección contraria a la del campo.

El número de electrones que cruzan la sección transversal del conductor por unidad de tiempo es la corriente eléctrica i:

$$i = \frac{q}{t}$$

donde:

i es la corriente eléctrica en amperes.

q es la carga eléctrica en coulombs.

t es el tiempo en segundos.

### CAPACITANCIA.

La capacitancia es la constante de proporcionalidad que tiene un arreglo de dos conductores sujetos a una diferencia de potencial y con la misma carga pero de signo contrario. Nos indica la habilidad del arreglo (capacitor) para almacenar energía.

$$C = \frac{q}{v}$$

donde:

C es la capacitancia en farads.

v es el voltaje en volts.

### CAPACIDAD CALORIFICA.

Se define como la razón del calor absorbido " dq ", a la elevación de temperatura " dt ".

$$C = \frac{dq}{dt}$$

donde:

C es la capacidad calorífica en Cal/°C o BTU/°F.

dq es el calor absorbido en BTU.

dt es la elevación de la temperatura en °C o °F.

### CALOR ESPECIFICO.

Se define como la cantidad de calor que entra o sale de una unidad de masa, cuando en ésta varía en un grado su temperatura.

$$c = \frac{C}{m} = \frac{dq}{m dt}$$

donde:

c es el calor específico en cal/gr-°C o BTU/Lb-°F.

El calor específico de una sustancia se puede calcular de dos maneras :

Calor específico a volumen constante  $c_v = dh/dt$

Calor específico a presión constante  $c_p = dU/dt$

### RELACION DE CALORES ESPECIFICOS.

$$k = \frac{c_p}{c_v}$$

donde:

- k relación de calores específicos adimensional.
- $c_p$  calor específico a presión constante, BTU/Lb-°F o Cal/gr-°C.
- $c_v$  es el calor específico a volumen constante, BTU/Lb-°F o Cal/gr-°C.

### TRABAJO.

$$w = F \cdot d$$

- donde  $w$  es el trabajo realizado en Kg-m o Lb-pie.
- donde :  $F$  es la fuerza que se aplica en Kg o Lb.
- $d$  distancia que recorre el cuerpo en m o pie.

### TRABAJO REALIZADO POR UN PISTON.

Se calcula si se conoce la presión interior del cilindro, así como sus dimensiones.

$$w = P_m \cdot A \cdot L$$

- donde  $P_m$  es la presión media del cilindro, Kg o Lb.
- $A$  es el área del cilindro, m<sup>2</sup> o pie<sup>2</sup>.
- $L$  es la carrera del pistón, m o pie.

### EFICIENCIA TERMICA.

La eficiencia térmica se define como la fracción del calor suministrado al sistema que se convierte en trabajo neto positivo.

$$e = \frac{w}{q} \cdot 100$$

donde:

- $e$  es la eficiencia térmica en % .
- $w$  es el trabajo neto efectuado, (Kg-m) o (Lb-pie).
- $q$  es el calor absorbido, (Kg-m) o (Lb-pie).

### EFICIENCIA MECANICA.

La eficiencia mecánica de una máquina es:

$$E_m = ( \text{bhp} / \text{ihp} ) \times 100$$

donde  $E_m$  es la eficiencia mecánica en % .

bhp es el caballaje de fuerza al freno.

ihp es el caballaje de fuerza indicada.

### VELOCIDAD DE UNA ONDA LONGITUDINAL.

PARA LIQUIDOS:

$$v = ( B / \rho )^{1/2}$$

PARA GASES :

$$v = ( ( k \cdot P ) / \rho )^{1/2}$$

### ESFUERZO.

Fuerza aplicada a un cuerpo. Cuando la fuerza aplicada es perpendicular o tangencial a un lado del mismo, el esfuerzo es la magnitud de la fuerza dividida por el área de ese lado. Si la fuerza se aplica a todo el cuerpo, el esfuerzo es simplemente la presión ejercida sobre el cuerpo.

$$\text{Esfuerzo} = \frac{F}{A}$$

donde el esfuerzo tiene unidades de  $\text{Lb/pg}^2$  o  $\text{Kg/cm}^2$ .

### POTENCIA.

Es la velocidad con que se hace un trabajo.

$$\text{potencia} = \text{trabajo} / \text{tiempo} = w / t$$

cuyas unidades son  $(\text{Kg-m/seg})$  o  $(\text{Lb-pie/seg})$ .

La potencia también se representa con la unidad arbitraria llamada caballo de fuerza (hp) y es :

$$\text{Caballo de fuerza} = 75 \text{ Kg-m/seg} = 541.2 \text{ Lb-pie/seg.}$$

### CABALLAJE DE FUERZA INDICADO (ihp).

Es el trabajo hecho por el pistón de una máquina recíprocante.

#### CABALLAJE DE FUERZA AL FRENO (bhp).

Es el trabajo entregado en el extremo de salida de una máquina recíproca.

$$bhp = ( F * 2\pi R * N ) / 4500$$

donde F es el peso neto en la báscula en Kg.

R es la longitud del brazo de palanca en m.

N es la velocidad de la máquina en rpm.

#### CABALLAJE DE FUERZA DE FRICCIÓN (fhp).

Es la diferencia entre el caballaje de fuerza indicado y el caballaje de fuerza al freno.

$$fhp = ihp - bhp$$

#### CABALLOS DE FUERZA DESARROLLADOS POR UNA MÁQUINA.

Es igual al trabajo desarrollado en un ciclo de fuerza de la máquina multiplicado por el número de ciclos de fuerza desarrollados en una unidad de tiempo.

$$hp = w * n / 4500$$

donde w es el trabajo desarrollado en Kg-m.

n es el número de ciclos en rpm.

hp son los caballos de fuerza desarrollados.

#### RESISTENCIA.

Es la propiedad que hace que un material o una sustancia se resista al paso de una corriente eléctrica. Se define como voltaje entre intensidad de corriente.

$$R = \frac{v}{i}$$

donde:

R es la resistencia en ohms ( $\Omega$ ).

v es el voltaje en volts.

i es la intensidad de corriente en amperes.

## II BOMBAS Y COMPRESORES

Las bombas y compresores son elementos que siempre están presentes en la industria petrolera. En ella, tienen diversos usos y sus aplicaciones más frecuentes son:

- a) En gasoductos.
- b) En oleoductos.
- c) Compresión de gas a plantas.
- d) Recolección de crudo y gas.
- e) Inyección de agua a pozos.
- f) Fracturamiento hidráulico a pozos.
- g) Inyección de gas a Yacimientos de petróleo.

Su uso en el campo es común, en cada aplicación de bombas y compresores hay una característica del flujo, llamada Pulsación, la cual, siempre está presente con sus efectos nocivos para el sistema.

En este capítulo se dará una descripción general sobre las bombas y compresores, su clasificación y funcionamiento, dejando el problema de las pulsaciones en el flujo, sus efectos y métodos de control para un capítulo posterior.

### II.1 BOMBAS RECIPROCANTES.

Las bombas reciprocantes pertenecen al grupo de las bombas de desplazamiento positivo y en general no tienen límite de



presiones, puesto que, para alcanzar altas presiones basta con construir bombas más robustas y accionarias con un motor más potente.

Actualmente, éstas se construyen para presiones mayores de 15000 lb/pg<sup>2</sup>.

### 1.1 Partes fundamentales.

La bomba reciprocante en su forma más simple, como se muestra en la Fig. 1, es la simplex de simple efecto.

Consta de los siguientes elementos:

\* Un cilindro que es el cuerpo de la bomba y dentro del cual se desplaza el émbolo.

\* Tubería y válvula de admisión.

\* Tubería y válvula de descarga.

\* Cámara de aire en el lado de descarga.

\* Cámara de vacío en el lado de succión.

La cámara de aire tiene por objeto evitar la influencia de el movimiento senoidal de la masa del líquido en la bomba sobre las tuberías, en donde la corriente debe ser lo más uniforme posible.

\* El émbolo esta unido por medio de un vástago a la máquina que proporciona el movimiento reciprocante de la bomba.

Si es de doble acción la bomba tiene válvulas de succión y descarga en ambos extremos del cilindro.

### 1.2 Principio de operación.

Una bomba reciprocante trabaja mediante el movimiento reversible de un pistón dentro de un cilindro. Se produce un vacío en el interior del cilindro con la salida parcial del émbolo, haciendo que el líquido penetre al cilindro a través de la tubería y válvula de succión y ocupe el espacio vacío. Fig. 1.2(a).

El movimiento del émbolo es uniforme hasta llegar a la

cara posterior del cilindro, se cierra la válvula de succión y el émbolo inicia su carrera de descarga, impulsando al líquido a una presión P a través de la válvula y tubería de descarga. Fig. 1.2(b).

La descarga es proporcional al volumen del cilindro y a la velocidad del émbolo.

El número de revoluciones se elige teniendo en cuenta la clase del motor que mueve a la bomba y está limitado, ante todo, por las condiciones de la succión. Las bombas sin cámara de aire en la succión deben tener marcha lenta y una reducida altura de succión.

La curva teórica de gasto vs tiempo para una bomba reciprocante simplex es mostrada en la Fig. 3.

### 1.3 Clasificación.

Las clasificaciones más importantes de las bombas reciprocantes son:

a) En base al tipo de acción.

\* De simple acción. Para cada carrera completa del émbolo ocurre una sola succión y una sola descarga en un extremo del cilindro. Fig. 1.

\* De doble acción. Para media carrera del émbolo un volumen de líquido es succionado por un extremo, mientras otro volumen es descargado por el otro extremo del cilindro. Fig. 4.

b) En base al número de cilindros.

\* Simplex. Constan de un sólo cilindro.

\* Duplex. Constan de dos cilindros, accionados por un mismo árbol con  $180^\circ$  de desplazamiento de manivelas.

\* Triplex. Constan de tres cilindros, accionados por un mismo árbol con un desplazamiento de manivela de  $120^\circ$ .

\* Cuadruplex, Quintuplex, etc..

c) De acuerdo a la posición de los émbolos.

\* Verticales.

\* Horizontales.

d) De acuerdo a la forma en que las bombas son impulsadas.

Bombas de potencia. Estas se impulsan por medio de una máquina prima a través de un mecanismo de manivela y biela. En estas bombas el número de rpm es menor que el de la máquina que las impulsa, lográndose ésto por medio de engranes, por banda o por combinaciones de ambos sistemas.

Bombas de vapor. Estas son impulsadas por una máquina de vapor y en las cuales los cilindros de líquido y vapor son parte de la misma máquina y están unidos por el mismo vástago.

#### 1.4 Características.

El gasto en la descarga de las bombas centrífugas y rotatorias es constante, uniforme, en tanto que en las bombas reciprocantes, el flujo es pulsante, con la característica de que la pulsación depende del tipo de bomba, aunque tenga cámara de vacío o de aire.

\* Bombas de vapor. Las bombas de vapor simplex de simple acción que operan a velocidad normal tienen una curva de descarga como se muestra en la Fig. 5(a). El flujo es constante hasta el final de la carrera, en donde el pistón se detiene y regresa a su posición original. Sin una cámara de aire el flujo teóricamente cesa cuando el pistón se detiene.

Una cámara de aire evita ésto, dando las características mostradas. Las bombas de vapor duplex de simple acción tienen generalmente la descarga de un cilindro desplazada media carrera con respecto a la del otro cilindro. Las dos descargas se unen para dar la línea continua de la Fig. 5(b), la cual muestra el doble de depresiones que la línea para una bomba simplex, pero los puntos de las depresiones nunca se encuentran más abajo que los de una bomba de vapor simplex.

\* Bombas de potencia. Las curvas de descarga para bombas de Potencia toman la forma de ondas senoidales, Fig. 6, debido

a que los émbolos están movidos por una manivela. El flujo de descarga no cambia en forma tan pronunciada como en las bombas de vapor. Las bombas de potencia simplex de doble acción, correspondientes a la Fig. 6(a), tienen un gasto máximo 60% mayor que su gasto medio, el gasto mínimo se encuentra 100% abajo de su gasto medio. Esto significa que en algún punto durante cada ciclo de bombeo, el flujo de la bomba es cero. Pero el flujo de la tubería de descarga puede ser practicamente constante, dependiendo del diseño de la tubería y de la cantidad y clase de cámara de aire que se usa. La bomba duplex de doble acción, Fig. 6(b), tiene un régimen de flujo máximo de 26.7% arriba de su régimen promedio de flujo. El régimen de flujo mínimo es de 21.6 % abajo del gasto promedio. Luego, siempre hay flujo en el tubo de descarga mientras la bomba ésta en operación. Una bomba triplex de simple acción tiene una característica de descarga más uniforme. Fig. 6(c). El régimen de flujo máximo arriba del valor promedio es de 6.64% y el mínimo abajo del promedio es de 18.4%.

\* Descarga de una bomba reciprocante.

Una bomba reciprocante entrega fluido con un patrón de flujo cíclico no uniforme lo que genera pulsaciones de presión.

Mientras mayor sea el volumen de paso en la bomba mayor es el nivel de pulsación. Mientras mayor sea la carrera de la embolada, mayor es el nivel de pulsación. Mientras mayor sea la presión de descarga, es mayor el nivel de pulsación. Mientras mayor sea el módulo de volumen del fluido es menor el nivel de pulsación. Así, los fluidos más elásticos tenderán a generar niveles menores de pulsación cuando son bombeados.

## II.2 BOMBAS CENTRIFUGAS

Las bombas centrífugas se utilizan para transportar líquidos usando como energía elemental a la fuerza centrífuga.

desplazando al fluido radialmente.

El líquido llega a la succión de la bomba con una presión menor y al salir por la descarga de la bomba tiene una presión más alta, lo que le permitirá seguir su curso. Las Figs. 7 y 8, muestran los tipos fundamentales de bombas centrífugas, (conversión de energía y difusora respectivamente).

### 2.1 Partes fundamentales.

Una bomba centrífuga en su forma más simple consiste de un impulsor rotatorio constituido por un conjunto de paletas o aspas abiertas y semiabiertas.

El impulsor está montado sobre una flecha que se proyecta hacia afuera de una carcasa. Esto no quiere decir que estos elementos físicos sean el total de bomba centrífuga, hay otros elementos, pero éstos son los más importantes para describir su funcionamiento.

### 2.2 Principio de operación.

La acción de una bomba centrífuga es mostrada en la Fig.9. La energía de estos sistemas es suministrada por una fuente externa (motor eléctrico, turbina, etc.), la cual es aplicada a la flecha A. ésta hace rotar al impulsor B dentro de una carcasa fija C. El líquido puede ser forzado a entrar a la bomba debido a la presión atmosférica, a una turbina, etc..

Las paletas del impulsor en revolución producen una reducción de presión en la entrada u ojo del impulsor. Esto hace que el líquido en la succión D penetre al impulsor, circule radialmente hacia afuera y sea descargado hacia la carcasa o cámara de presión. Así, el fluido es forzado hacia la descarga E de la bomba.

Durante esta circulación, el líquido ha recibido energía de las aspas del impulsor, dando por resultado un aumento tanto en la presión como en la velocidad. Gran parte de la energía del fluido en la descarga del impulsor es energía cinética.

transformando esta energía en energía de presión.

Las principales ventajas de una bomba centrífuga son: simplicidad, bajo costo inicial, flujo uniforme, poco espacio de colocación, bajo costo de mantenimiento, operación silenciosa y adaptabilidad para usarse con motor o turbina.

### 2.3 Curvas características.

La Fig. 10 muestra una curva característica completa, donde se pueden apreciar varios comportamientos.

Estas curvas características darán en cada valor del gasto  $Q$ , los valores de  $H$ ,  $N$  y  $\eta$  por lo que es posible determinar el comportamiento de la bomba a distintos gastos y altura de elevación.

### 2.4 Clasificación.

Las bombas centrífugas son una subclasificación de las turbomáquinas, ya que ellas incluyen máquinas con diferentes formas de impulsores. También se pueden agrupar dentro de las bombas rotodinámicas.

La clasificación de las bombas centrífugas obedece a diferentes aspectos como son:

a) Por la geometría de su cuerpo.

Este agrupamiento se basa en la forma de la carcasa de la bomba .

\* De voluta o bomba de caracol, tiene carcasa de descarga en espiral (acaracolado).

\* De doble voluta, tiene dos carcasas de voluta a  $180^\circ$  entregando a una sola descarga.

\* De boquilla o difusora, tiene aspas difusoras fijas siguiendo al impulsor.

\* Anular, tiene tubería de descarga de sección circular constante.

\* De barril, es bomba multietapas con etapas ensambladas

en una tubería exterior de tipo barril.

b) Por la geometría de su entrada (succión).

\* De simple succión, tiene una sola entrada de acceso al impulsor.

\* Doble succión, el acceso puede ser uno, (una succión), para un impulsor de doble entrada, dos impulsores de una entrada en paralelo o una escisión dentro de dos ramas de succión.

\* De entrada axial.

\* De entrada lateral, tangencial o radial.

c) Por posición.

Se refiere al diseño de la posición del eje de la flecha de la bomba, (horizontal y vertical).

d) Por montaje.

e) Por operación.

Esta describe básicamente el uso de la bomba. Esto es, bomba principal, bomba fuente, bomba de relevo, bomba auxiliar, etc.. No es necesario decir que una bomba está restringida al uso de una operación específica.

f) Por líquido manejado.

Esta es una clasificación específica que indica que la bomba está diseñada para manejar un tipo particular (o tipos) de fluido o producto.

g) Por el material de construcción.

Se basa en los materiales con los cuales la bomba y sus partes son construidas, éstas son apropiadas para manejar fluidos corrosivos y activos.

\* Con partes de bronce.

- \* Toda de bronce.
- \* Composición especial de bronce.
- \* Con partes de acero inoxidable
- \* Toda de acero inoxidable.
- \* Toda de hierro.

h) Por el tipo de empuje.

Describe el tipo de empuje de la bomba, ésto es, operada por motor eléctrico integral, manual, mecánicamente, por turbina, por cigüeñal, etc..

i) Bombas sumergibles.

Las bombas de este tipo son muy importantes. Son operadas por lo regular con motores eléctricos, las cuales se pueden sumergir en el producto que se va a manejar. Las bombas sumergibles pueden ser subdivididas en varias categorías dependiendo del servicio en que se empleen, de pozo profundo, etc..

### II.3 COMPRESORES RECIPROCANTES.

Se designan por el término de compresores a todas las máquinas que comprimen aire, gases o vapores, haciéndolos fluir de una región a una presión determinada a otra región a una presión más elevada.

#### 3.1 Partes fundamentales.

Un compresor reciprocante está formado físicamente igual que una bomba reciprocante o de émbolo. Consta de un cilindro dentro del cual se desplaza el émbolo, tubería y válvula de succión, tubería y válvula de descarga. Las válvulas operan en base a una diferencia de presión; también pueden ser operadas mecánicamente y si es así, su apertura y cierre están controladas por una leva y un cigüeñal, los cuales transmiten



al émbolo el movimiento de un motor eléctrico.

### 3.2 Principio de operación.

A continuación se hará la descripción del movimiento de un compresor recíprocante de una sola etapa con espacio muerto nulo (ideal). Fig. 11.

En la Fig. 11(a) el émbolo se encuentra en el extremo anterior de su carrera. La válvula de admisión A se encuentra cerrada y la de descarga B abierta. El volumen de gas en el cilindro es nulo y la presión existente en este instante es la mínima presión de trabajo.

En la Fig. 11(b) el émbolo empieza a moverse del punto 1 al 2, la válvula de admisión se abre permitiendo que entre un volumen de gas a la presión de succión ( $P_1$ ), hasta que el émbolo llegue al punto 2 en el extremo final de su carrera. Aquí se puede observar que el volumen total del cilindro es igual al volumen de gas que lo ocupa.

En la Fig. 11(c) el émbolo empieza su movimiento hacia el extremo anterior de su carrera. En este momento se encuentran cerradas las válvulas de admisión y descarga por lo que el gas empieza a ser comprimido, con lo que se reduce su volumen y por consecuencia la presión aplicada al gas aumenta hasta alcanzar la presión de descarga ( $P_2$ ). Este proceso a menudo se acerca a un proceso adiabático o a un proceso isotérmico.

En la Fig. 11(d) al alcanzar la presión ( $P_2$ ), se abrirá la válvula de descarga B. En este momento el gas será expulsado (con una presión mayor a la que fué succionado) a medida que el émbolo siga su carrera hasta el punto 1.

A partir del momento que descargue todo el gas y el émbolo termine su carrera se iniciará otro ciclo.

### 3.3 Diagramas Indicadores.

a) Ideal. El ciclo anteriormente descrito se representa por medio de un diagrama indicador, como el mostrado en la Fig. 12.

para un compresor de una sola etapa y espacio muerto nulo.

b) Real. Debido a que ningún compresor puede tener espacio muerto nulo, la gráfica real, Fig. 13, varía en comparación con la gráfica ideal. Se podrá observar en la gráfica real que la curva (4-1) se desplaza a la derecha con respecto a la línea (4-1) de la gráfica ideal; ésto es debido al volumen del espacio muerto que es necesario dejar para evitar que el émbolo al final de su carrera, choque con la cara del cilindro. También es por otro volumen que no se contabiliza y es el de las válvulas. Debido a ésto se puede observar que la línea (1-2) es más corta en la Fig. 13, con lo que la capacidad ha disminuído. Las ondulaciones del diagrama real dibujadas en las líneas de admisión y descarga representan las caídas de presión en las válvulas de admisión y descarga, debidas al rozamiento y a la inercia que necesitan vencer para abrirse.

### 3.4 Clasificación.

Un compresor esta caracterizado por su relación de compresión y por su caudal. Se distinguen los tipos siguientes:

a) Compresor de pistones de gran potencia. Se utilizan para comprimir gases transportados por gasoductos, mezclas gaseosas, gas de altos hornos, etc., y son accionados por máquinas de vapor, por grandes motores de gas o eléctricos. La Fig. 14 muestra un compresor de este tipo.

b) Compresores de pistones de pequeña potencia. Se encuentran hoy en el mercado compresores de pistones refrigerados por agua, de cilindros en línea, en los cuales el caudal puede alcanzar hasta  $2000 \text{ m}^3/\text{h}$ . Para un caudal mayor se construyen en estrella, en escuadra o en tándem. En la gama de los compresores de pequeña potencia se encuentran modelos especiales de pistones secos, máquinas cuya cámara de compresión no tiene necesidad de ser lubricada con aceite.

c) Compresores de pistones opuestos. En este tipo de compresor, dos pistones de motor diesel se desplazan frente a frente en una misma camisa de cilindro, su sincronización está asegurada por un sistema de bielas apropiado. Los pistones diesel llevan en su extremo posterior los pistones de compresión, lo que elimina los efectos de inercia de las masas aisladas.

#### II.4 COMPRESORES CENTRIFUGOS.

Los compresores centrífugos están constituidos físicamente igual que una bomba centrífuga y su principio de operación es el mismo. Los compresores centrífugos manejan aire o gas fundamentalmente.

##### 4.1 Partes fundamentales.

En su forma más simple un compresor centrífugo es una unidad de flujo de gas de una etapa montada sobre un motor. Tal unidad es mostrada en la Fig. 15. Este consiste de una tobera de entrada, el impulsor, el difusor, la voluta o carcaza, la fuente de energía (motor o turbina de vapor, etc.), la flecha, el pasaje que sigue el gas en su curso y otras partes.

##### 4.2 Principio de operación.

Los compresores centrífugos son inherentemente máquinas de alta velocidad y tienen ventaja para requerimientos de gran capacidad. El gas entra a la unidad a través de la tobera de entrada. De aquí pasa al impulsor con un mínimo de choque y turbulencia. El impulsor recibe al gas y lo comprime. El impulsor también pone en movimiento al gas y le da una velocidad un poco menor que la velocidad máxima del impulsor.

El difusor circunda al impulsor, sirve para reducir gradualmente la velocidad del gas y convertir la energía de velocidad a un nivel de presión más alto.

Una voluta rodea al difusor y sirve para coleccionar el gas, además reduce la velocidad del gas y recupera energía de la velocidad adicional.

La máxima presión de descarga que puede ser obtenida de una unidad de simple etapa está limitada por el esfuerzo permisible en el impulsor.

También hay compresores centrífugos de dos o más etapas, llamados de multietapas y éstos se usan cuando se requiere mayor presión. Una configuración típica se muestra en la Fig. 16.

#### 4.3 Curvas características.

a) Ideal. La Fig. 17 es una curva de este tipo, la cual, está determinada por la forma de los álabes o aspas de salida, ya que éstos conforman el tipo de flujo en el interior del impulsor. También es modificada por las pérdidas por fricción, las cuales aumentan como una función del cuadrado del flujo.

b) Real. La curva característica ideal es modificada por otras pérdidas llamadas de incidencia, éstas son debidas al ángulo de ataque del gas en la entrada del impulsor. Si este ángulo no coincide con el de las aspas aparece una componente tangencial de velocidad relativa, la cual produce una pérdida de carga pero es despreciada. La Fig. 17 muestra estos dos tipos de curvas.

#### 4.4 Clasificación.

- a) Por el tipo de carcasa.
- \* Seccionalizada. Usualmente es de multietapas.
  - \* Dividida horizontalmente. Una etapa (doble succión) y multietapas.
  - \* Dividida verticalmente. Una etapa ( de baja presión con impulsores montados sobre una flecha de motor, de impulsores montados sobre una flecha operada por el cojinete del compresor, compresores elevadores de alta presión ) y

multietapas, (máquinas especializadas para un servicio de tipo convencional adaptado al compresor dividido horizontalmente).

b) Por el tipo de impulsores.

- Abiertos.
- Semicerrados.
- Cerrados.

c) Por el tipo de álabes.

- Rectos.
- Curvados hacia adelante.
- Curvados hacia atrás.

Estas clasificaciones son las más generales. Las hay de otros tipos, pero su aplicación en la industria petrolera es de poca importancia.

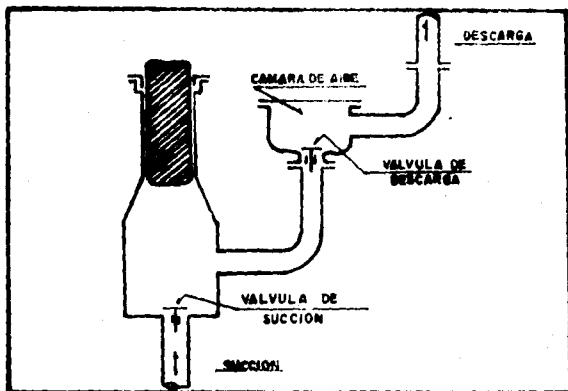


FIGURA 1  
Bomba recíprocante simplex de simple efecto.

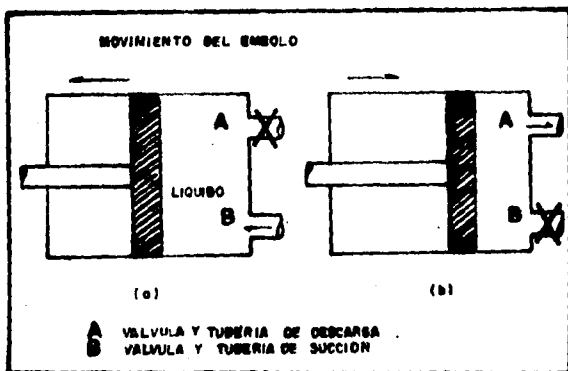


FIGURA 2  
Principio de operación de una bomba recíprocante.

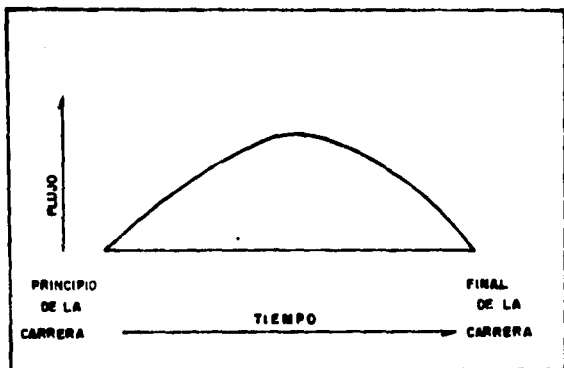


FIGURA 3  
Curva teórica de flujo para un sólo cilindro.

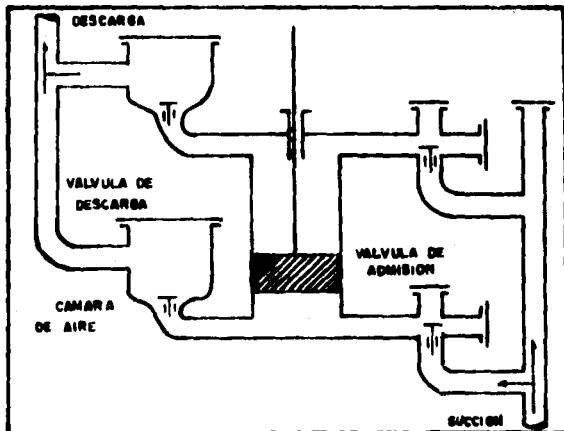


FIGURA 4  
Bomba de doble efecto, de émbolo con disco vertical.

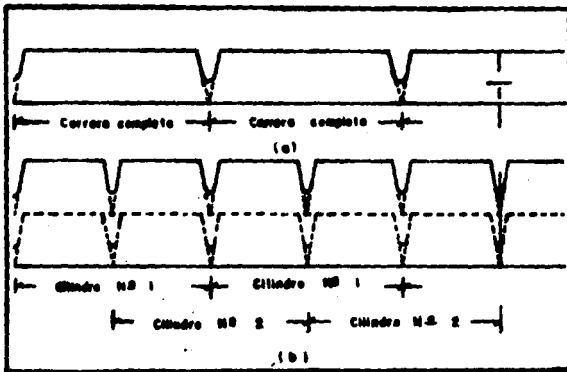


FIGURA 5

Curvas de descarga para bombas de acción directa.  
 a) Simplex y b) duplex de simple efecto.

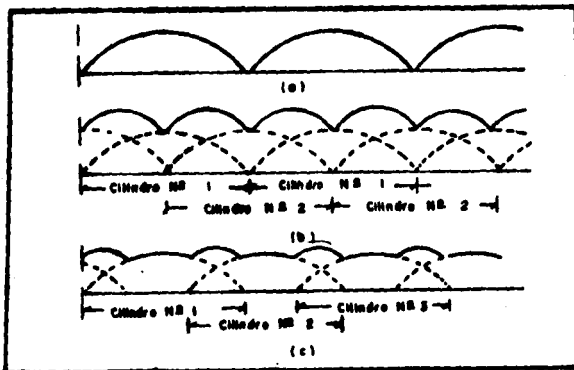


FIGURA 6

Curvas de descarga para bombas de potencia.  
 a) Simplex de doble acción, b) duplex de doble acción y  
 c) triplex de simple acción.



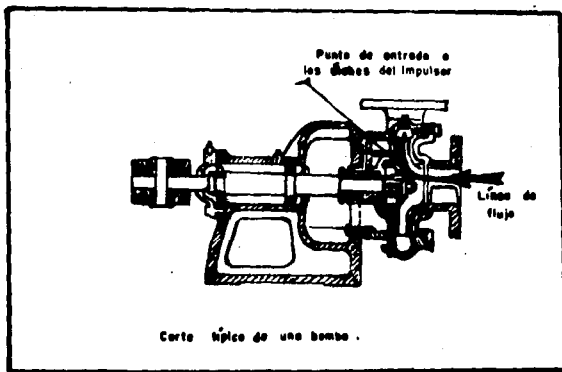


FIGURA 7

Bomba típica de un sólo paso, con succión en el extremo de voluta. ( Tipo conversión de energía ).

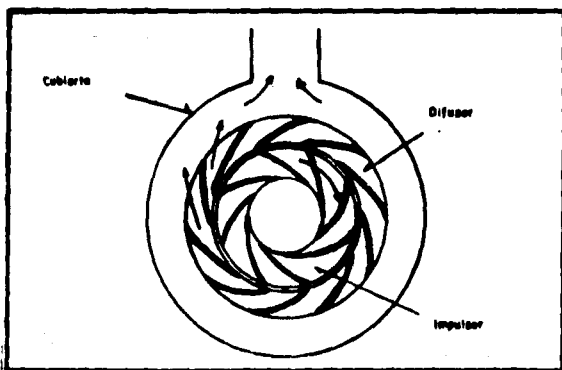


FIGURA 8

Bomba difusora típica.

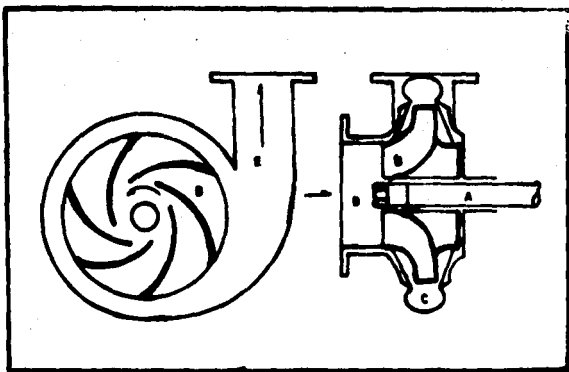


FIGURA 9

Diagrama de una bomba centrifuga simple.

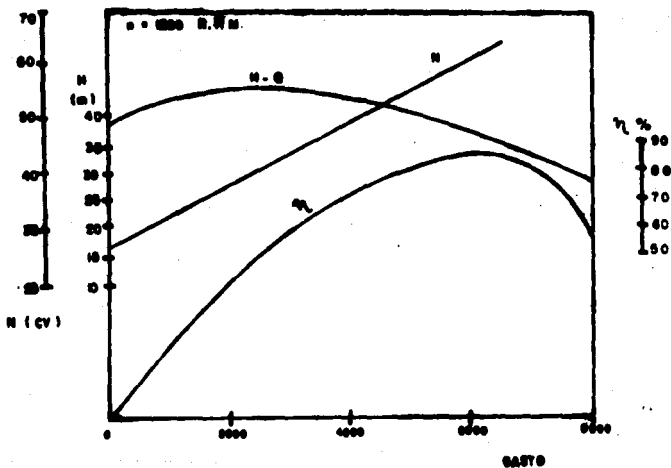


FIGURA 10

Curva característica de una bomba centrifuga simple.

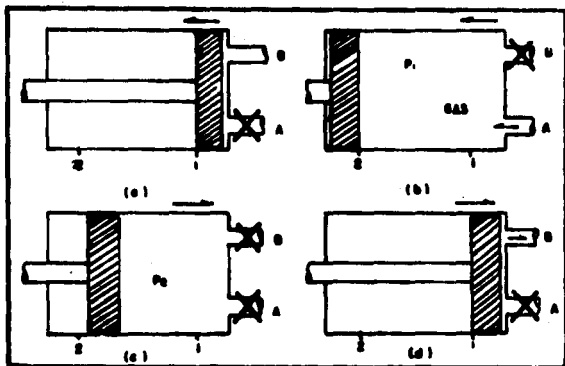


FIGURA 11

Principio de operación de los compresores recíprocos.

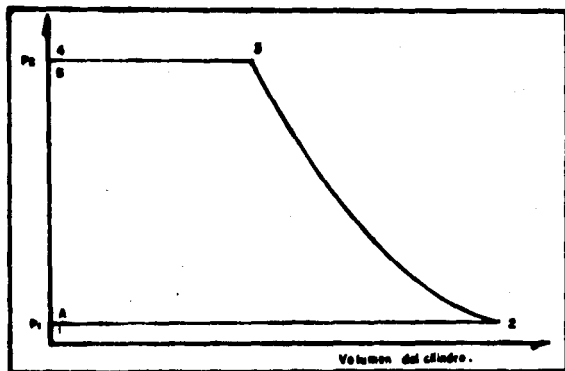


FIGURA 12

Diagrama indicador ideal.

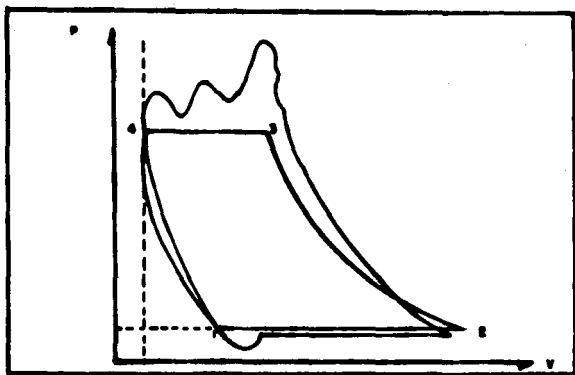


FIGURA 13  
Diagrama indicador real.

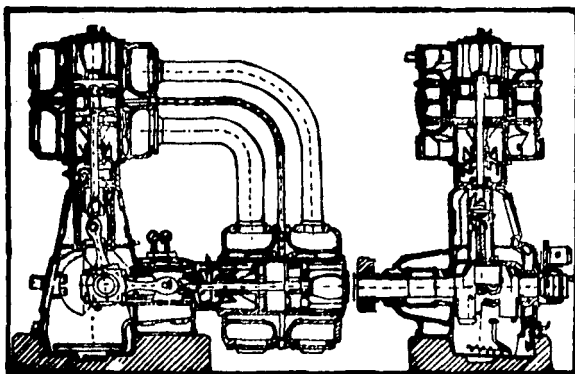


FIGURA 14  
Compresor de pistones de gran potencia.

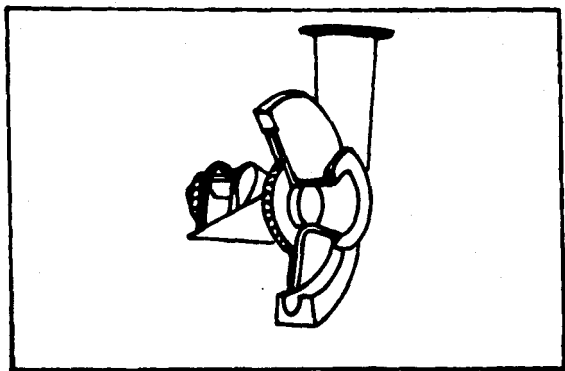


FIGURA 15

Corte de un compresor centrifugo de simple etapa, simple entrada, con impulsor tipo cerrado.

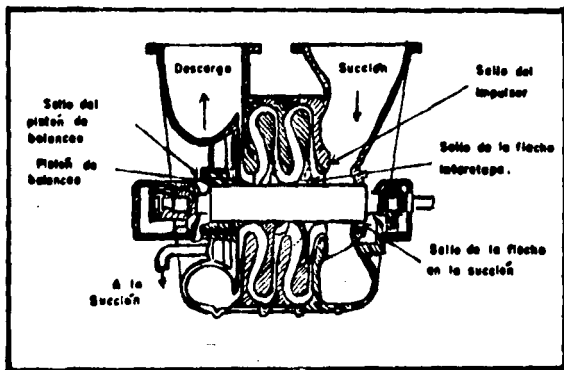


FIGURA 16

Esquema de la sección vertical de un compresor centrifugo multietapas.

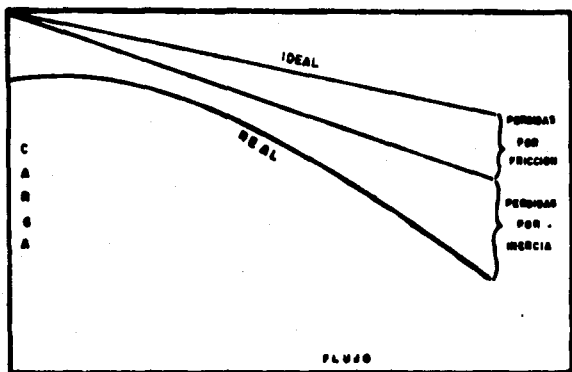


FIGURA 17

Curvas características de un compresor centrífugo.

### III CAUSAS Y EFECTOS DE LA PULSACION.

#### III.1 CAUSAS.

##### 1.1 Bombas.

1.1.1 Bombas reciprocantes. Las bombas reciprocantes son los dispositivos más relevantes en la generación de pulsación para un sistema de bombeo. La generación de los pulsos de presión es provocada por la misma naturaleza mecánica de la bomba.

Las bombas reciprocantes introducen en el sistema de succión y descarga tres disturbios de presión aparentemente no relacionados entre sí, Fig. 18. Estos disturbios incluyen a una frecuencia baja basada en el gasto, que ocurre cuando el flujo es máximo en (A); otra frecuencia mayor debida a la aceleración máxima al comienzo de cada carrera del pistón en (B) y en el punto de cambio de la velocidad del flujo, que ocurre en el punto (C), (valle de la curva). El patrón real de presión debiera parecerse a la Fig. 19.

Las bombas reciprocantes presentan típicas variaciones de flujo en la descarga y succión causadas por el movimiento rotatorio de la terminal de potencia, la cual maneja el desplazamiento de los elementos (émbolos o pistones). Lo anterior puede ser observado en la geometría de la bomba en la Fig. 20.

Las diferencias en la forma del patrón de flujo mostradas en la Fig. 21 son debido al tipo de bomba. La forma del patrón

de flujo depende de la relación de la longitud de la varilla conectante con el radio de la manivela y de la pérdida de desplazamiento en el extremo de la varilla del pistón, (extremo de la manivela), en una bomba de doble acción.

Debido a que la caída de presión por fricción en una tubería está en función del cuadrado de la velocidad, estas variaciones del flujo serán convertidas en variaciones de presión (pulsaciones), siguiendo la misma forma del flujo.

La bomba de simple acción es probablemente el ejemplo más fácil de visualizar. Fig. 22. Cada revolución de la manivela produce una variación del volumen y de pulso de presión aproximadamente senoidal. La duración real del pulso y su forma estará influenciada por varios efectos de las válvulas y las longitudes de la manivela y la varilla de conexión.

En la Fig. 23 se muestra una gráfica de presión o gasto contra ángulo de manivela para una bomba simplex de doble acción. Esta bomba produce en cada revolución de la manivela dos variaciones de volumen y de pulso de presión aproximadamente senoidales. Esta da una frecuencia fundamental de onda de dos pulsos por revolución.

Una bomba duplex de doble acción puede generar cuatro pulsos por revolución, debido a la diferencia de los extremos del cabezal y la manivela. Este tipo de bomba usualmente genera una frecuencia alta por revolución.

En la Fig. 24 se ilustra la pulsación de una bomba duplex de doble acción en donde son aparentes cuatro frecuencias por revolución.

Las frecuencias dominantes de una bomba triplex son tres y seis por revolución Fig. 25, las razones de estas frecuencias son los tres cilindros, el tipo de acción y una finita longitud de manivela.

La forma de onda de una bomba con un número tal de cilindros, como se vería en la tubería, puede ser determinada sumando las partes positivas de una serie de ondas senoidales.



Cada onda senoidal puede corresponder a la frecuencia, desplazamiento y relación de fase de las carreras de los pistones individuales.

El diseño para controlar la pulsación en un sistema de bombeo debe considerar a la frecuencia fundamental del tipo de bomba usada. Las Figs. de la 22 a la 25, ilustran las frecuencias fundamentales para diversos tipos de bombas.

En un sistema existente, es útil realizar una medición directa de las pulsaciones de presión para el diseño del control de la pulsación.

1.1.2 Bombas centrífugas. El origen de las pulsaciones en bombas centrífugas está determinado por la misma bomba centrífuga. Todas las bombas centrífugas tienen una fuente de energía pulsatoria en la frecuencia de las aspas de paso. Fig. 26.

Esta alteración en la presión es por fuerzas de empuje, las cuales son causadas por el desarrollo de una recirculación interna desde la entrada hasta la descarga de un impulsor que trabaje a bajos flujos.

La recirculación es el retorno de una porción de flujo en dirección contraria a través del impulsor. La recirculación en la entrada del impulsor es conocida como una recirculación de succión y la recirculación en la salida es conocida como una recirculación de descarga. Fig. 27.

La presencia de recirculación en la succión y en la descarga de una bomba centrífuga puede ser determinada por el registro de pulsaciones de presión en la succión y descarga de la carcasa. Los transductores piezoeléctricos instalados tan cerca como sea posible al impulsor en la succión y descarga de la bomba, pueden detectar las pulsaciones de presión. Los datos obtenidos pueden ser analizados con un analizador de espectro unido con un graficador para producir un registro de pulsaciones de presión contra frecuencia para flujos

seleccionados. La Fig. 28 muestra una gráfica típica de las pulsaciones de presión contra capacidad. Como puede verse, un incremento repentino en la magnitud de las pulsaciones de presión indican la presencia de la recirculación.

Para algunos estudios, las pulsaciones en bombas centrífugas se han originado en el rotating stall, el cual, es la separación entre la capa exterior y la orilla de las aletas del impulsor y a la descarga de ellos mismos. El rotating stall y un alto ángulo de incidencia de flujo no uniforme en el borde gúfa de las aletas del impulsor conforman una región viscosa indeseable, causada por las tuberías de corriente arriba limitantes, las cuales abandonan la superficie. Esta región viscosa puede surgir del efecto de separación por encima del patrón de flujo total.

Las pulsaciones inducidas en el flujo, ya sean por una bomba reciprocante u otro fenómeno en el sistema (pulsaciones externas), son introducidas en la succión y en la descarga de una bomba centrífuga. Estas pulsaciones serán conducidas a través del impulsor, sufriendo una amplificación hasta un nivel mayor en el interior de la bomba, dependiendo de la respuesta del sistema de tuberías y de las características de la bomba centrífuga.

La amplificación de esas pulsaciones varían desde rangos de 2 Hz hasta varios cientos de Hz, pueden llegar a niveles significativos y aún a niveles destructivos.

La causa de esta amplificación es muy compleja, pero básicamente depende de:

i) La pendiente de la curva de carga y el punto de operación.

ii) El amortiguamiento del sistema de tubería.

iii) La existencia de fuertes resonancias reactivas potenciales en la tubería, particularmente si ellas coinciden con las frecuencias de las pulsaciones.

iv) La colocación de la bomba centrífuga en el lugar donde

se tiene la onda patrón pulsante.

Las pulsaciones en bombas centrífugas están en la succión y en la descarga. La magnitud y la frecuencia de las pulsaciones dependen de la descarga de la bomba, de la carga producida por la bomba, y de la respuesta de las tuberías de succión y descarga.

Las frecuencias observadas en la descarga pueden ser: la frecuencia de funcionamiento, la frecuencia pasando en las aspas o múltiples de ella. Frecuencias casuales con pulsaciones de presión más altas que las frecuencias pasando en el aspa o en el rotating han sido detectadas. La causa de estos pulsos de frecuencia casual no son conocidas, pero no por ello deben ser descartadas.

Las frecuencias observadas en la succión de una bomba centrífuga son mucho más bajas que las de la descarga. Las frecuencias típicas son del orden de 5 a 25 ciclos/seg y éstas no parecen estar muy directamente relacionadas a la velocidad rotacional de la bomba o a la frecuencia de paso en el aspa.

La Fig. 29 muestra una comparación de dos formas de onda de pulsación.

## 1.2 Compresores.

1.2.1 Compresores recíprocos. Las pulsaciones acústicas en el flujo en compresores recíprocos son un fenómeno familiar en las industrias de proceso del gas y otras. La naturaleza discontinua del flujo de tales compresores, acompañada de variaciones en la presión y el flujo que resultan de la carga y descarga periódica del gas en los cilindros del compresor, forma ondas de compresión del gas y rarefacción que viajan a través del sistema de tuberías a la velocidad del sonido, independiente de la velocidad del fluido fluyendo.

La cantidad de pulsación es referida a la amplitud de la onda o a la diferencia entre los picos altos y bajos, como se indica en la Fig. 30, por lo que su unidad de medida es el

Hertz o ciclos/seg. Las mediciones de campo han mostrado que la amplitud de punta a punta de las pulsaciones de gas en las toberas de los cilindros de los compresores usados para transmisión de gas están, en el rango de 6 a 10 % de la presión de operación normal. Durante una operación anormal las pulsaciones de gas pueden ser mayores del 10 % de la presión de trabajo.

El flujo intermitente de un fluido a través de las válvulas cilíndricas de un compresor genera pulsaciones en el fluido, las cuales están relacionadas con un número de parámetros que incluyen a la presión y temperatura de trabajo, la potencia y la capacidad del cilindro, la relación de presiones de los cilindros, los espacios muertos de los cilindros, la fase de ángulo entre cilindros, las propiedades termodinámicas del fluido y el diseño de las válvulas y los cilindros.

La pulsación es generada por la acción periódica de los compresores al impulsar el gas a través de una tubería. El mecanismo pistón-manivela-válvula usado genera una presión variable, la cual considerada con el tiempo crea una onda de presión en las tuberías de succión y descarga que se asemeja a la onda compuesta mostrada en las Figs. 31 y 32.

Esta onda compuesta está formada por un número de ondas que son múltiples de la onda seno fundamental. Por lo tanto existen frecuencias múltiples de pulsación que pueden servir como fuerzas excitantes para la vibración. La frecuencia dominante en esta forma de onda ocurre una vez por revolución.

Si el cilindro del compresor está hecho para doble acción, la forma de onda compuesta y los múltiples son construidos como se muestra en la Fig. 33. La frecuencia dominante en esta forma de onda ocurre dos veces por revolución.

En los casos donde los ángulos de la manivela entre los cilindros son para simple o doble acción, la frecuencia fundamental o número de agitaciones de presión por segundo,

puede calcularse para un compresor reciprocante como sigue:

$$f_p = \frac{S N A}{60} \quad \dots(1)$$

donde:  $f_p$  es la frecuencia de los pulsos (cps).  
 $S$  es la velocidad del compresor (rpm).  
 $N$  es el No. de cilindros del compresor usando una botella con tubo múltiple común.  
 $A$  es la acción del compresor, 1 para simple y 2 para doble acción.

De cualquier modo, como una solución general, el ángulo de manivela relativo entre los cilindros del compresor que tienen una botella múltiple comun debe ser tomado en cuenta.

Basado en el ángulo de manivela y la localización de los cilindros del compresor, en casos donde los pulsos son uniformemente espaciados, su suma iguala al número de cilindros terminales e indica el armónico importante.

1.2.2 Compresores centrífugos. La fuente de las pulsaciones en compresores centrífugos es primordialmente el mal arreglo de las aspas en el lado corriente arriba de la válvula de control.

Otra causa de falla que ha sido reconocida es la excitación de la pulsación por las torsiones críticas. Esto sucede cuando hay acoplamiento de estas pulsaciones con las guías del compresor (colocándose las cargas sobre el rotor dinámico). Las pulsaciones generadas por compresores centrífugos son de baja y alta frecuencia en un rango de 10 a 300 Hz.

Los compresores centrífugos amplifican las pulsaciones generadas por algún otro factor. Estas pulsaciones viajan en la tubería como ondas de baja frecuencia y al llegar al compresor, éste incrementa la amplitud de estas pulsaciones, sin embargo, las respuestas acústicas de la tubería son las que determinan

las frecuencias de ellas.

Cuando las inestabilidades ocurren en un compresor centrífugo multi-etapas, es muy difícil determinar cuándo y cuál etapa está causando que el compresor entre en la inestabilidad (generación de pulsos). Igualmente, si sólo una etapa exhibe un problema de inestabilidad, aunque toda la operación del compresor sea estable, la detección es muy difícil.

Un punto típico de inestabilidad de operación ocurre cuando una de las etapas no alcanza la relación de presión necesaria o la máxima carga. El decremento del flujo abajo de este punto usualmente causa la inestabilidad. Sin embargo, si las condiciones del sistema son buenas, tales como grandes volúmenes en las interetapas proporcionando un buen amortiguamiento, existe la posibilidad de que una etapa opere abajo del punto de carga máxima sin manifestación de que todo el compresor entre en la inestabilidad.

La inestabilidad mencionada puede potencialmente causar pulsos de presión, los cuales serán percibidos y amplificados por las otras etapas.

En el punto de inestabilidad, el fluido inicia el contraflujo a través de la etapa. Cuando esto ocurre, la presión de descarga de la etapa con inestabilidad inmediatamente cae. La presión de descarga de las siguientes etapas decrecerá de acuerdo a cómo el efecto de la presión reducida se propague a través de la máquina. La etapa de contraflujo crea una resistencia y además, un incremento en la presión de descarga para cualquiera de las etapas que precedan a la etapa inestable.

Estos principios son mostrados en la Fig. 34, la cual es un trazo típico de la inestabilidad en un compresor centrífugo de cuatro etapas. Para determinar cuál etapa es la que inicia la inestabilidad se observó que para la etapa 1 hay un incremento en la presión de descarga (contraflujo).

Las Figs. 34 y 35 presentan trazos de la inestabilidad

con varias etapas. Si todo el compresor tiene inestabilidad para un gasto muy grande, entonces, la etapa causante del problema es fácilmente determinada.

La Fig. 36 muestra a un compresor centrífugo con un problema de inestabilidad en la etapa No.4. Se podrá notar cómo la inestabilidad afecta a las otras etapas.

El trazo de estas gráficas se logró mediante un estudio hecho con una técnica de trazado para detectar qué etapa estaba causando los problemas. Esta técnica puede ser aplicada en el campo o en el laboratorio.

### 1.3 Causas secundarias.

Existen otras causas aparte de las mencionadas en los sistemas elevadores de presión, que provocan que se genere pulsación o se haga más severa la pulsación existente en un sistema de tuberías. Dentro de las causas secundarias más relevantes se tienen:

#### 1.3.1 Obstrucciones.

Las pulsaciones tipificados por el flujo que está pasando en obstrucciones, tubería lateral o discontinuidades de la tubería, desafían completamente el análisis cuantitativo o de simulación, ya que este flujo es alterado y puede formar remolinos; esta pulsación inducida en el flujo se puede reforzar a un nivel significativo.

Esta pulsación es una de las más significantes porque se puede alterar totalmente el patrón de flujo esperado y no saber bien dónde está la fuente de las pulsaciones. Los remolinos son convertidos en perturbaciones de presión y ellas inciden en la pared interior y puede resultar una excitación de la vibración localizada en la tubería o componentes de la bomba o compresor.

La respuesta acústica del sistema de tuberías puede influenciar fuertemente a la frecuencia y amplitud de estos remolinos.

La frecuencia natural de estas obstrucciones o restricciones corresponde con un Número de Strohual ( $Ns$ ) de 0.3 para flujo a través de una restricción y 0.5 para flujo a través de una conexión lateral:

$$f_s = \frac{V_d N_s}{d_s} \dots(2)$$

donde:  $f_s$  es la frecuencia Strohual del remolino (cps).

$V_d$  es la velocidad del flujo en la tubería (pie/seg).

$d_s$  es una dimensión característica de la fuente de generación. Puede ser tubo, extensión lateral, obstrucciones y restricciones. (pie).

### 1.3.2 Válvulas de control.

Otra fuente de pulsación inducida en el flujo es la que está asociada con los reguladores de presión o válvulas de control de flujo. Estas válvulas normalmente operan con una caída de presión relativamente severa a través de ellas, causando altas velocidades de flujo. En esta fuente se genera energía de pulsación de alta frecuencia que puede acoplarse con las resonancias mecánicas y acústicas del sistema. El espectro de pulsación es una franja relativamente amplia, cuya característica es estar centrada alrededor de la frecuencia de Strohual.

### 1.3.3 Diferencias entre sistemas viejos y sistemas nuevos.

Se ha observado que estas turbulencias en la presión son debido en parte, quizás, a la influencia de la tecnología moderna a diferencia de los diseños antiguos, los cuales se fabricaban conservadoramente y casi no presentaban vibración de tubería. En los diseños modernos los esfuerzos, los pesos ligeros, la flexibilidad y la suspensión de la tubería han provocado que disminuya la rigidez del sistema y ésto hace que sea más propenso a responder a las excitaciones de baja frecuencia.



#### 1.3.4 Resonancia acústica.

Otra causa de las pulsaciones es la resonancia acústica de un sistema de tubería, ésto es, la resonancia acústica se puede generar en el momento en que las frecuencias de pulsación coinciden con las frecuencias naturales de una tubería, haciendo que las pulsaciones se amplifiquen hasta altas frecuencias y puedan llegar a niveles nocivos y hasta destructivos del sistema de tuberías.

#### 1.3.5 Cavitación.

Una reducida presión creada por la repentina demanda podrá tender a vaporizar el líquido y causar cavitación en el cilindro (a una presión menor que la presión de vapor), manifestándose en un pulso de presión cuando la burbuja se colapsa repentinamente.

La cavitación puede generar pulsación y subsecuentemente vibración de la tubería debido a tales pulsos repetidos. Un análisis de la forma de onda de la pulsación ha revelado severa cavitación en el sistema de tuberías de succión. Las pulsaciones son crestas positivas de presión, las cuales son sumadas a la presión estática y una cresta negativa será restada a la presión estática y si se aproxima al valor de la presión de vapor, el fluido cavitara dando por resultado picos de alta presión.

Para ilustrar la formación de cavitación, la Fig. 37 muestra la onda de presión-tiempo del émbolo, la cual muestra que la cavitación ocurre en la carrera de succión. La presencia de cavitación puede ser observada en la onda compleja a causa de las pulsaciones, generalmente las ondas senoidales podrán desalinearse cuando la presión de vapor es alcanzada.

La cavitación puede formar pulsación de alta magnitud y viceversa. Esto crea grandes disturbios y confusión al tratar de encontrar el origen de la pulsación en bombas.

### III.2 EFECTOS.

#### 2.1 Sobre el sistema en general.

##### 2.1.1 Efectos de la pulsación sobre la planta de energía.

La Fig. 38 ejemplifica en forma de diagrama de flujo cómo la pulsación es la que origina otros efectos en bombas, compresores, sistemas de tuberías y sistemas de medición.

Las pulsaciones pueden alterar el patrón de flujo e inducir a todo el sistema a entrar en la resonancia y a vibrar mecánicamente, con lo que se pueden dañar los internos de las bombas y compresores, partes complementarias de tubería, (codos, platos gusset, válvulas pesadas, orificios y drenes, múltiple de conductores, etc.), estructuras y soportes de tubería, que exista excesivo nivel de ruido, que el consumo de potencia sea excesivo, que las caídas de presión también sean exageradas, que las reacciones torsionales sean elevadas, que se inicie la cavitación, que haya fallas por fatiga mecánica de la bomba, compresor o tubería, que las válvulas reaccionen con bastante fuerza, que la eficiencia del sistema en general sea baja y que por supuesto la medición sea totalmente alterada, trayendo todo ésto como consecuencia grandes pérdidas económicas.

A continuación se hará un análisis de algunos efectos de las pulsaciones.

##### 2.1.2 Efectos sobre el funcionamiento del compresor.

La existencia de flujo pulsante en los compresores puede afectar seriamente la carga de los cilindros del compresor y la capacidad de compresión.

Los efectos sobre el funcionamiento del compresor resultantes de la pulsación usualmente caen dentro de cinco categorías:

4) La capacidad de compresión es menor que la calculada, pero la potencia de carga es como la diseñada.

U) La potencia de carga es mayor que la esperada y la capacidad de compresión es como la calculada.

UU) La potencia de carga y la capacidad de compresión son mayores que las esperadas.

ω) La potencia de carga y la capacidad de compresión son menores que las esperadas.

υ) La potencia de carga y la capacidad de compresión varían rápidamente debido a los cambios de velocidad y otras condiciones de operación.

Se puede concluir fácilmente, que es necesario diseñar correctamente un sistema de tuberías para tener el funcionamiento esperado de un compresor. Si estas condiciones no son encontradas, pueden ocurrir serios daños a la máquina del compresor y la capacidad de compresión de una planta puede ser seriamente afectada. La onda de pulsación presente en la succión y descarga de un compresor puede afectar grandemente su eficiencia volumétrica de compresión y junto con una tubería inadecuada crean la mayoría de los problemas de funcionamiento del compresor.

### 2.1.3 Pérdida de potencia

Las pérdidas de potencia (hp) debido al flujo pulsante, representan un argumento muy complicado desde todos los ángulos en que sea considerado.

En el lado de descarga, las altas presiones instantáneas pueden ser producidas en los cilindros del compresor, debido a las pulsaciones de la tubería de descarga.

Esto comunmente ocurre cuando varios compresores están operando en tándem y descargan dentro de un cabezal común. Esto hace que exista una pérdida de potencia. Otra pérdida de potencia es la caída extra de presión requerida para manejar un flujo pulsante a través de la tubería de transmisión, ésto es debido a las altas velocidades logradas por el frente del pulso donde el efecto de fricción en la tubería es mucho mayor que el

normal encontrado por un flujo estable.

En el lado de la succión del compresor, las pulsaciones crean una inanición (carga incompleta) del cilindro para un instante y condiciones de supercarga para el siguiente instante.

La Fig. 39 es ejemplo de la pérdida y ahorro de potencia que se puede dar en una planta de compresión, en la cual ya se instaló un método de control de pulsación, logrando un ahorro considerable de potencia al eliminar el flujo pulsante.

#### 2.1.4 Resonancia.

La resonancia acústica como ya se vió es una causa de las pulsaciones pero a la vez es un efecto por lo siguiente: la propagación del pulso de presión podrá ser reflejada en discontinuas impedancias del sistema de tuberías con lo cual se formarán patrones de onda moviéndose con una frecuencia resonante de longitud acústica, cuándo la longitud de tubería es igual o más corta que la longitud acústica, se tendrá el efecto de presión reforzada (resonancia).

La Fig. 40 ilustra la longitud acústica para tuberías reducidas y volumétricas en donde se dan ejemplos de cuando se genera la resonancia acústica y cuya presión reforzada puede ser más intensa que la pulsación generada por el compresor, bomba u otra fuente.

#### 2.1.5 Vibración.

La vibración puede y causa condiciones peligrosas en la estación de bombas y compresoras, ya que los esfuerzos impredecibles están sobreponiéndose a los esfuerzos normales.

Muchos factores se involucran cuando la tubería ha entrado en el grado de vibración; tales como el tipo y espaciamento de los soportes, carga del sistema en el suelo, tipo de terreno, etc..

Las causas mayores de las vibraciones en el sistema de

tuberías en la planta de compresión o bombeo son:

- a) Las pulsaciones en la corriente del fluido, las cuales son inducidas por alguna fuente.
- b) Las fuerzas desbalanceadas por las masas rotatorias y reciprocantes de las máquinas.
- c) Vibración radiada a través del suelo donde descansa la fuente desbalanceada, la cual puede reaparecer como como vibración de tubería.

Es común inducir a un sistema a la vibración cuando se une la tubería directamente a las bridas de un compresor o bomba, transmitiéndose las vibraciones indeseables a la tubería.

En muchos casos, los resultados de los esfuerzos de aceleración continua resultan en el rompimiento de los pernos de las abrazaderas de la tubería o en el rompimiento del concreto que sujetan a estos soportes. Por consiguiente, la vibración puede y causa alteración de los medidores de flujo.

Generalmente las líneas de descarga son más culpables que las líneas de succión en lo concerniente a vibración mecánica.

Como regla de campo se puede saber si la fuente de las pulsaciones es por fenómenos inherentes o mecánicos, haciendo una examinación en casos donde el bloque de válvulas esté junto a los compresores o bombas.

Aún no hay relación directa entre los niveles de pulsación totales y las vibraciones que se producen. En la Fig. 41 se muestran las amplitudes y frecuencias de pulsación y componentes de vibración para un mismo punto en el sistema de tuberías, concluyéndose que los altos niveles de vibración no corresponden con los altos niveles de pulsación; de este modo si se reducen los niveles de pulsación de punta a punta por un factor de 5 a 1, esto no reducirá las vibraciones a menos que la cima menor de las pulsaciones sea también reducida.

El criterio aceptable de los niveles de vibración se muestra en la Fig. 42, aunque no son totales pero sí prácticos.

## 2.2 En el sistema de medición.

### 2.2.1 Efectos en diferentes tipos de medidores.

A continuación se tratarán los elementos de medición más utilizados en la industria petrolera.

### 2.2.2 Manómetros diferenciales-

Es deseable que fuentes de error en el sistema manómetro y guías de presión sean evitadas y reducidas tanto como sea posible.

Los efectos debido a las ondas en volúmenes, restricciones o estrangulaciones se reflejan en las guías de los manómetros, causando que las pulsaciones se transmitan en la superficie del fluido manométrico para diferir de las presiones en los puntos más altos; por lo que, las lecturas finales serán más afectadas por el amortiguamiento e inercia del fluido manométrico. Para esto las posibles fuentes de error debido a las pulsaciones en los manómetros se han dividido en dos.

#### A. Efecto sobre las guías de presión.

Las fluctuaciones de presión transmitidas a el manómetro deben ser reducidas a una cantidad despreciable y hacer que la presión sea lo más uniforme que se pueda. Para esto se ha colocado un líquido viscoso amortiguador en el cual el flujo debe ser laminar, pero se ha determinado que existen cambios de viscosidad del líquido manométrico, esto es; si la amplitud de las pulsaciones de presión es tan grande que puede hacer variar apreciablemente la densidad de este líquido a través del ciclo de pulsación, el amortiguamiento del líquido viscoso en estas guías puede conducir a errores mayores. (Estos errores se relacionan a los cambios en la viscosidad cinemática  $\nu = \mu/\rho$ , pero la viscosidad  $\mu$  no es afectada por las pulsaciones excepto en muy altas o bajas presiones, los errores son en efecto debido a los cambios en la densidad).

## B. Errores manométricos.

La respuesta de un manómetro de líquido en una aplicación de presión pulsante, considerando que se han eliminado todos los errores en las guías, puede ser calculada si se conocen las características de las pulsaciones; pero generalmente éstas no están disponibles. El punto de interés práctico es como los errores debido a esta causa pueden ser evitados. El modo de solución es usando un manómetro amortiguado viscosamente en condiciones de severas pulsaciones. El amortiguamiento debe ser confinado en el líquido manométrico y como las guías deben ofrecer la resistencia al flujo pulsante en una u otra dirección. En ningún caso deben ser usados mecanismos tales como toma o válvula; el tubo capilar de nuevo es el elemento amortiguador apropiado.

### 2.2.3 Manómetros de Bourdon-

Los manómetros de Bourdon Fig. 43 pueden ser diseñados para rangos de presión de aproximadamente de 0.35 bar (1000 lb/pg<sup>2</sup>), con materiales más resistentes puede alcanzar presiones de 70000 bar (100000 lb/pg<sup>2</sup>).

La exactitud alcanzada por un manómetro Bourdon puede ser del orden de  $\pm 2\%$ .

Estos equipos son susceptibles a los golpes mecánicos y a las pulsaciones, por lo que deben ser protegidos contra estos inconvenientes utilizando métodos de control. (Extranguadores de cierre rápido).

### 2.2.4 Manómetros de diafragma-

Los medidores de diafragma pueden ser extremadamente sensitivos cuando se diseñan para bajas frecuencias, esto es, hasta de 1 bar (15 lb/pg<sup>2</sup>), los más robustos diseños son apropiados para presiones de hasta 20 bar (300 lb/pg<sup>2</sup>). Un manómetro de diafragma típico es mostrado en la Fig. 44, la exactitud es similar a la del manómetro Bourdon, del  $\pm 2\%$ .

Las fuentes de pulsaciones localizadas cerca de los medidores de diafragma pueden generar ondas de presión de suficiente fuerza para levantar las válvulas de distribución del medidor de sus asientos, resultando en mediciones bajas y erróneas.

#### 2.2.5 Medidores de Turbina.

Para flujos en donde la densidad no cambia apreciablemente, el medidor de turbina cuya velocidad rotacional es proporcional a  $\mu/P$ , es considerado como un medidor lineal.

Las ondas de baja frecuencia pueden afectar a un medidor de turbina y más si se encuentra colocado cerca de la fuente de pulsaciones. El flujo pulsante podrá generalmente causar lecturas altas en este tipo de medidores debido a que responden más rápidamente a un incremento del flujo que para un decremento del mismo, por lo que los medidores de turbina son poco propensos para indicar exactitud con flujo pulsante.

#### 2.2.6 Rotámetro.

El Rotámetro es mostrado en la Fig. 45. Estos equipos han sido satisfactorios para gases y líquidos a altas y bajas presiones.

La presencia de pulsaciones del tipo onda cuadrada pueden causar a un Rotámetro que haga lecturas mayores del 100%, cuanto más grande es la frecuencia tanto menor es la oscilación en el flotador. El error en un Rotámetro por presencia de las pulsaciones puede ser apreciable aún cuando la frecuencia de las pulsaciones sea bastante alta y se visualice que el flotador esté virtualmente parado.

Se recomienda usar una cámara de amortiguación entre la fuente de pulsación y el Rotámetro para reducir el error en la medición.



### 2.2.7 Medidor con Placa de Orificio.

Las pulsaciones que afectan adversamente la exactitud de las mediciones de flujo en el medidor con Placa de Orificio, impiden mediciones aceptables si éstas permanecen en grandes amplitudes.

Se puede determinar que el flujo pulsante es el principal contribuyente de la medición inexacta, resultando en errores del orden del 20 al 50% en volumen. La Fig. 46 muestra un error de medición de este tipo.

El medidor Placa de Orificio es el medidor más aceptado en la industria petrolera por su bajo costo y útil aplicación, el problema aparece en el momento de surgir el efecto del flujo pulsante, para el cual el medidor Placa de Orificio no fué adaptado y su efecto sobre este mecanismo no es muy conocido.

El medidor de Orificio está dividido en dos partes que son el elemento primario y el elemento secundario, ilustrado en la Fig. 47.

Los errores en el elemento primario derivan en cambios inducidos por la pulsación en el coeficiente básico del gasto, siendo este error el resultado de un cambio del patrón de flujo a través de un orificio, este error será mayor cuando las pulsaciones sean más severas.

Los errores en el elemento secundario son comúnmente referidos en la respuesta a las pulsaciones en las líneas de medición, las cuales no pueden transmitir exactamente la presión diferencial, desde las tomas hasta el registrador de gráficas, cuya respuesta es mucho menor que la frecuencias de pulsación emitidas. Por lo tanto, se puede decir que el error por pulsación en el medidor de Orificio se divide en tres categorías.

- a) Los errores asociados con el elemento primario.  
(Tubería, placa de orificio y tomas de presión).
- b) Los errores asociados con el sistema Transductor,  
Manifold y tuberías manométricas.

c) Los que se encuentran dentro del sistema de análisis y registro.

Por todo ésto se concluye que las pulsaciones provocan que exista un error de medición en los medidores con Placa de Orificio, reflejándose en una oscilación excesiva en las plumas registradoras y por ende en un error de la presión diferencial promedio. La Fig. 48 es un ejemplo clásico donde se puede apreciar como la pulsación altera la gráfica del medidor de Orificio.

A. Válvula amortiguadora del medidor Placa de Orificio. El medidor con Placa de Orificio ha sido provisto con un dispositivo llamado Válvula Amortiguadora cuya función es hacer que las pulsaciones lleguen al mínimo posible al medidor. La Fig. 49 ilustra esta válvula y la Fig. 50 el lugar de colocación de esta válvula en el medidor Placa de Orificio.

Las pulsaciones son transmitidas a la columna de mercurio, éstas causarán continuo movimiento de arqueo de la pluma diferencial, haciendo que los registros verdaderos sean difíciles de leer.

La Válvula Amortiguadora es una restricción variable colocada entre los brazos del manómetro, puede ser ajustada para un cierre práctico entre las cámaras.

Se deberá tener cuidado al hacer el ajuste de esta válvula, ya que un excesivo cierre dará un excesivo amortiguamiento pudiendo llegar hasta el grado de registrar una línea uniforme, lo que traerá como consecuencia un error adicional en el registro de la presión diferencial.

Si la columna de mercurio no tiene inercia y se mueve de una manera completamente libre de fricción, ésta puede registrar instantáneamente la presión diferencial exacta. En un flujo pulsante podemos tener la correspondiente diferencial para el flujo máximo y mínimo para el ciclo de pulsación, (considerando despreciable la inercia del flujo). Si se tomó la lectura de un promedio diferencial teniendo la relación presión

diferencial y raíz cuadrada, esta lectura no corresponderá al gasto promedio verdadero si se tiene presencia de flujo pulsante. Por lo consiguiente el registro real de presión diferencial en flujo pulsante no está proporcionado a el cuadrado de la velocidad.

El problema claro del medidor Placa de Orificio es que fué dimensionado totalmente para condiciones de flujo estable y la realidad es que el flujo a medir no es estable, aún utilizando técnicas de control de pulsación. Las bases generales de un estudio de flujo pulsante son proveer como mínimo algunas guías en la medición del gasto cuando éste es afectado por la pulsación, estos objetivos son:

i) El establecimiento de un criterio simple y práctico en la aplicación de que el error resultante en el gasto sea despreciable.

ii) Un criterio para tolerancias es aquél que no excede el  $\pm 0.5\%$  de error en la medición. La Fig. 51 muestra este tipo error.

iii) Encontrar donde exista pulsación severa, ya que ésto traerá consigo un error mayor del 1%, el cual se deberá reducir a  $\pm 0.5\%$ .

Por consiguiente, se puede decir que los siguientes factores son los que hay que considerar en un sistema de medición cuando hay flujo pulsante.

i) El efecto de la raíz cuadrada promedio (RMS).

ii) La inaceptabilidad de las leyes de flujo estable.

iii) La falta de respuesta del equipo de medición.

B. Error en la medición. Los errores de medición inducidos en los medidores de Orificio por condiciones pulsantes pueden ser de tres tipos:

a) Error en la forma de obtener el promedio de la raíz cuadrada (SRE).

La fuente más dominante de error en la medición es la presión diferencial, este error resulta de el promedio

inapropiado de las presiones diferenciales pulsantes.

Bajo ciertas condiciones pulsantes, la relación entre presión diferencial y gasto podrán reconvertirse indefinidamente, ésto es, no hay una relación lineal entre ellos, por lo que, los errores inducidos por la pulsación, la mayoría de las veces no pueden ser calculados.

Este error en la medición es en sí un error de cálculo o procesamiento, el cual, se produce por obtener el gasto a partir de la raíz cuadrada del promedio de las presiones diferenciales en condiciones pulsantes, en vez de obtener el gasto a partir del cuadrado del promedio obtenido de la raíz de cada presión diferencial. Ejemplo de ésto se dá en la Fig. 52 donde se puede apreciar que el promedio de las raíces cuadradas y la raíz cuadrada del promedio no son lo mismo, a este error se le conoce como el error de la raíz cuadrada (SRE). Este tipo de error siempre es positivo y causará lecturas de volumen más grande que el real.

A causa de que el medidor con Placa de Orificio es un mecanismo de ley-cuadrada, se puede hacer una relación entre presión diferencial y gasto, ésto se presenta en la Fig. 53 en cuya gráfica la presión diferencial puede ser medida y el gasto puede ser inferido para un instante dado, aunque esta relación puede ser distorsionada por los efectos del sistema.

Considerando la diferencial no pulsada en el punto B de la Fig. 53 el registrador deberá indicar la diferencial de presión promedio a lo largo de la línea recta  $\overline{AB}$ , así, el gasto real varía como la raíz cuadrada de la diferencial de presión varía a lo largo de curva entre  $\overline{AB}$ . El cálculo del gasto a partir de la lectura de la presión diferencial, punto C, dará un valor para el gasto en el punto E, el cual está arriba del valor verdadero en el punto D.

Esto nos señala que cuando eliminemos el SRE se eliminarán al mínimo los errores de medición debido a la pulsación.

La Fig. 54 es un ejemplo de cómo para diferentes medidores el SRE es diferente. En este ejemplo se utilizó un compresor a 600 rpm como fuente de pulsaciones.

Se usaron los siguientes medidores y se obtuvo:

a) Transductor de Presión Diferencial.

Pulsaciones de 4.5 lb/pg<sup>2</sup> y un SRE de 0.17%.

b) Manómetro Rosemount.

Pulsaciones de 50 lb/pg<sup>2</sup> y un SRE de 11.7%.

c) Manómetro de Barton tipo fuelle.

Pulsaciones de 25 lb/pg<sup>2</sup> y con un SRE de 0.3%.

Este ejemplo ilustra que las líneas del manómetro, pueden amplificar substancialmente los niveles de pulsación y por ende el SRE. El SRE no deberá usarse para ajustar el volumen medido.

#### Error por alteración del patrón de flujo en el orificio.

La presencia de pulsaciones causa inestabilidades y alteraciones del patrón de flujo corriente abajo del orificio alterando el coeficiente de descarga, introduciendo errores positivos y negativos y pueden ser de mayor magnitud que los efectos de el promedio de la raíz cuadrada.

Poco se conoce acerca de este error, excepto que prevalece más cuando las pulsaciones son muy severas.

La Fig. 55 indica que el error por la inestabilidad puede ser significativamente más grande en magnitud que el error de la raíz cuadrada.

Consecuentemente si el gasto aparece con inestabilidades debido a las pulsaciones, el error de medición no podrá ser determinado de las lecturas de presión diferencial del orificio.

Error por el efecto de Strohual. Otra fuente secundaria de error de medición son los efectos de inercia o también llamados efectos de Strohual, los cuales causan un error inferencial aún cuando la raíz cuadrada instantánea de la presión diferencial sea promediada. Este error tiene solo efectos secundarios y

normalmente no necesita ser considerado.

C. Ecuaciones para representar porcentualmente el error en la medición.

- para gases -

(i) Para errores mayores del 10%, el error de la raíz cuadrada, se puede calcular con la siguiente expresión:

$$E(\%) = 1.56 (\Delta P_d / \Delta P_s)^2 \quad \dots(3)$$

donde: E(%) es el error promedio de la raíz cuadrada expresado en porcentaje.

$\Delta P_d$  es la presión diferencial de punta a punta a través del orificio (lb/pg<sup>2</sup>) o (pg de agua).

$\Delta P_s$  es la presión estática en el orificio en (lb/pg<sup>2</sup>) o (pg. de agua).

Para este error promedio de la raíz cuadrada, la presencia de pulsaciones causará inestabilidad y alterará el patrón de flujo corriente abajo del orificio, alterando significativamente el coeficiente de descarga del orificio.

(ii) Otra forma de obtener el error porcentual de la raíz cuadrada es :

En porcentaje con respecto al gasto.

$$SRE(\%)_f = \frac{\sqrt{\text{avg } \Delta P} - \text{avg} \sqrt{\Delta P}}{\text{avg} \sqrt{\Delta P}} \times 100 \quad \dots(4)$$

En porcentaje con respecto a la presión.

$$SRE(\%)_p = (1 + SRE_f)^2 - 1 \quad \dots(5)$$

donde: SRE es el error de la raíz cuadrada.

f indica con respecto al gasto.

p indica con respecto a la presión.

$\Delta P$  es la presión diferencial lb/pg<sup>2</sup>.

avg es el promedio.

Este error es siempre positivo y puede ser eliminado quitando las pulsaciones de la tubería.

iii) Ecuación del error del medidor.

La Fig. 56 ilustra el error debido a las pulsaciones (senoidal, cuadrada y dientes de sierra); determinándose el error con la siguiente expresión:

$$E(\%) = \frac{100}{8} * \frac{\text{hrms}^2}{\text{havg}^2} \quad \dots(6)$$

donde: hrms es la raíz cuadrada del promedio de la diferencial al cuadrado.

$$\text{hrms} = ((h^2)\text{avg})^{1/2} \quad \dots(7)$$

havg es la diferencial promedio.

Para pequeñas fluctuaciones de presión, el error es el mismo para las tres formas de variación de onda mencionadas. Para pulsaciones altas, las diferentes formas de variación de presión dan curvas diferentes. Pero para recirculación en la placa de orificio y para la ecuación de la placa de orificio esta corrección no es la más satisfactoria.

**-para líquidos-**

Una intensidad pulsante límite de  $\tau = 0.1$  es el principio de la pulsación, abajo de este valor, los medidores variarán muy poco del comportamiento para flujo estable.  $\tau$  es la variación pico a través del flujo expresado como una fracción del gasto promedio, de acuerdo al ASME, el error fraccional (E) en la medición para flujo de líquidos a través del cabezal de un medidor ésta dado por:

$$(1+E)^2 = 1 + ((\tau/2v)^2/2) \quad \dots(8)$$

donde  $v$  es la velocidad del flujo pie/seg.

#### D. Ejemplo del error de medición.

Se han hecho estudios para determinar qué tipo de ondas inducidas por el flujo pulsante son las que causan más error en la medición y se ha encontrado que la forma de onda rectangular es la más severa en el error de medición llegando hasta un 40 % en comparación con la forma de onda seno.

El siguiente ejemplo muestra de una manera simple como la pulsación puede ser producida y afectar en mucho a la medición. Considerando que las variaciones de presión son producidas por el aparato de la Fig. 57, el cual, idealmente puede producir la forma de onda de presión rectangular, como muestra la Fig. 58, la presión variará de  $h+p$  a  $h-p$  donde  $p$  es la pulsación de presión y  $h$  es el promedio de la diferencial.

Para el ejemplo tenemos que el gasto es:

$$Q = K\sqrt{h}$$

donde  $Q$  es el gasto.

$K$  es la constante del medidor.

$h$  es la diferencial del medidor.

Entonces, para el medidor sujeto al flujo pulsante, se supone que para un periodo de tiempo la diferencial real es de 196 unidades, mientras en el siguiente intervalo similar de tiempo, la diferencial es de 36 unidades y el registrador de el medidor, a causa de estas inercias inherentes, indica el promedio de las dos diferenciales reales, o sea 116 unidades; así, el gasto será:

$$Q_{\text{real}} = \frac{K\sqrt{196} + K\sqrt{36}}{2} = 10K$$

y para el mismo tiempo el instrumento indicará el gasto de:

$$Q_{\text{indicado}} = ((196+36)/2)^{1/2} = 10.77K$$

este medidor bajo flujo pulsante da una lectura la cual es:



$$\text{ERROR(\%)} = \frac{10.77\text{K} - 10\text{K}}{10\text{K}} * 100 = 7.7\% \text{ mayor que el gasto real.}$$

Esto ejemplifica mucho como la pulsación causa errores en las lecturas de la medición y da una indicación de que la pulsación no debe ser tolerada, a la vez que el ejemplo indica un error de 7.7%, el error real en la lectura del medidor debido a la pulsación puede ser de varios cientos por ciento.

E. Niveles aceptables del SRE. Quitar el SRE totalmente del medidor no puede ser fácil, es responsabilidad de cada compañía determinar que nivel de SRE es aceptable.

Otra consideración es que el SRE es solo una parte del error total del medidor y que mientras el SRE es siempre positivo, el error total puede ser negativo.

Para establecer un nivel aceptable del SRE se tendrá que recordar que las pulsaciones de diferentes fuentes son interactivas, por lo que, la economía asociada con el error del 1% para un pequeño volumen bien puede ser despreciable, pero para grandes volúmenes se deben de considerar todas las interacciones posibles.

El SRE es usualmente el mayor contribuyente del error total del medidor cuando las amplitudes de pulsación son grandes. Si el SRE es menor de 0.5%, es razonable considerar que los otros errores se han reducido.

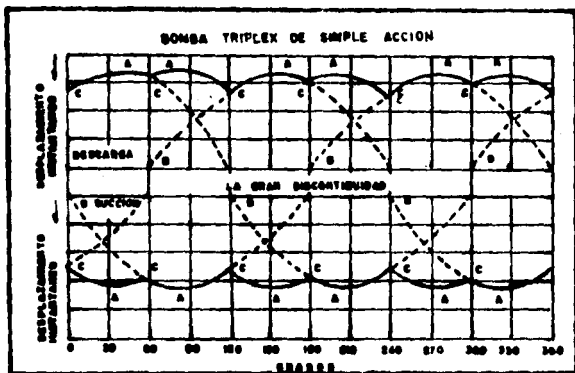


FIGURA 18

Puntos de disturbios inducidos en la presión.

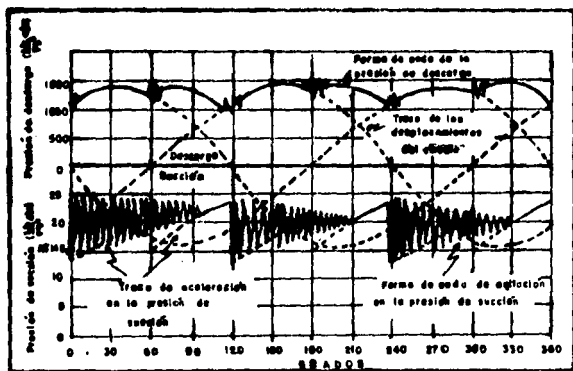


FIGURA 19

Formas reales de una onda de presión de una bomba duplex.

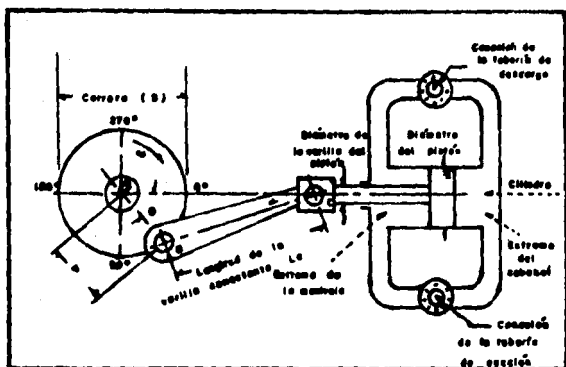


FIGURA 20  
Geometría de una bomba recíprocante.

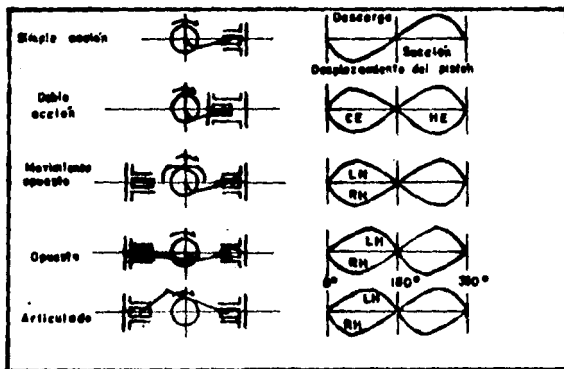
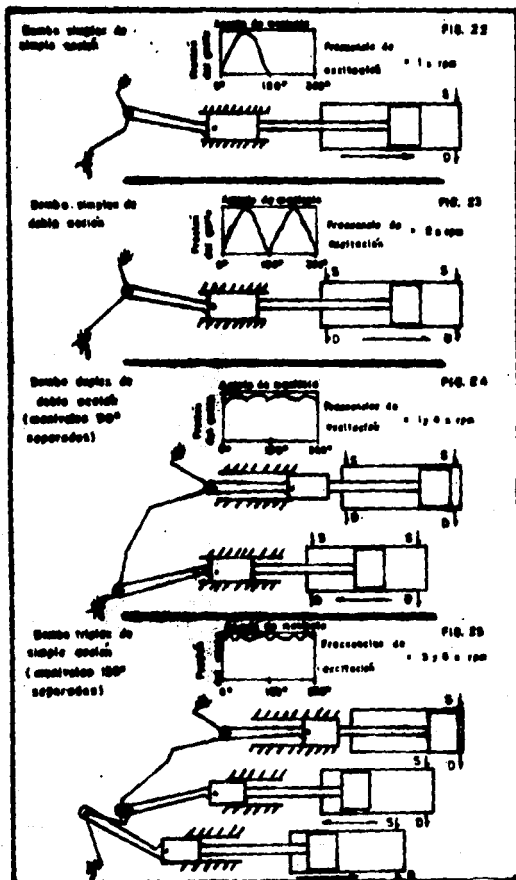


FIGURA 21  
Mecanismos de bombas recíprocantes.



FIGURAS 22-25  
 Tipos de bombas y forma de la pulsación.

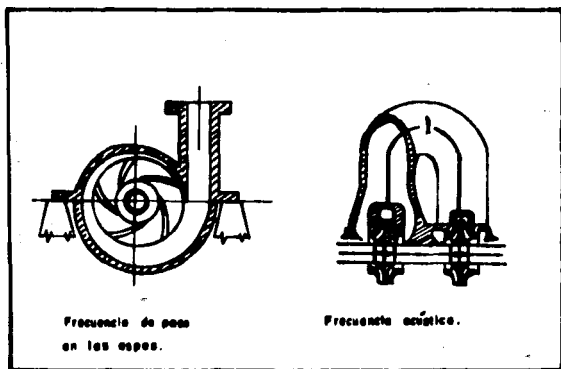


Figura 26  
Frecuencia de pulsación en una bomba centrífuga.

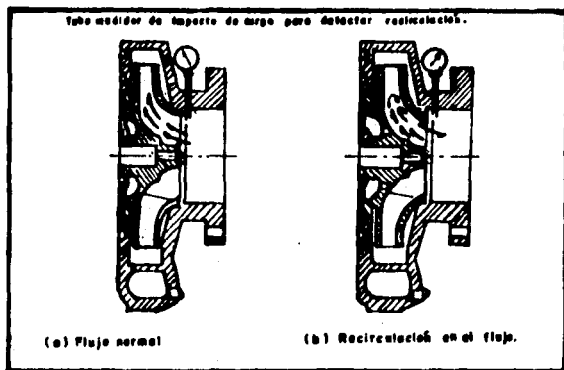


FIGURA 27  
Recirculación en la succión. a) Flujo normal y b) recirculación del flujo.

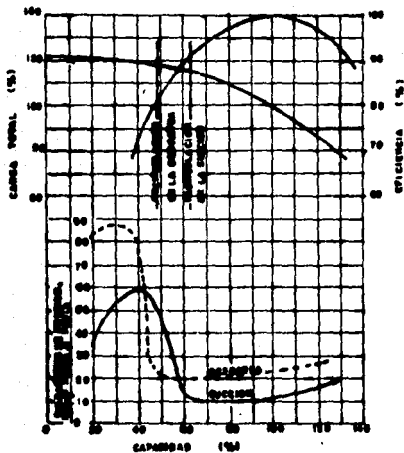


FIGURA 28

Gráfica de pulsaciones de presión contra capacidad.

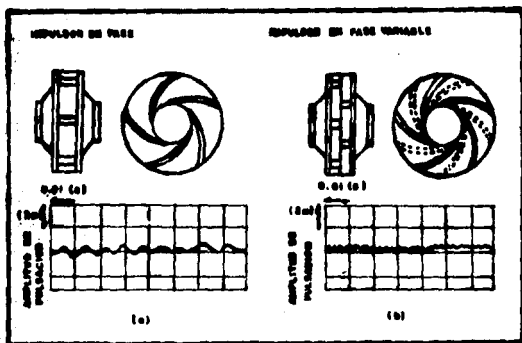


FIGURA 29

Comparación de dos formas de onda de pulsación.

a) Impulsor de bomba centrífuga de doble succión en fase.

b) Impulsor de bomba centrífuga con fase variable.

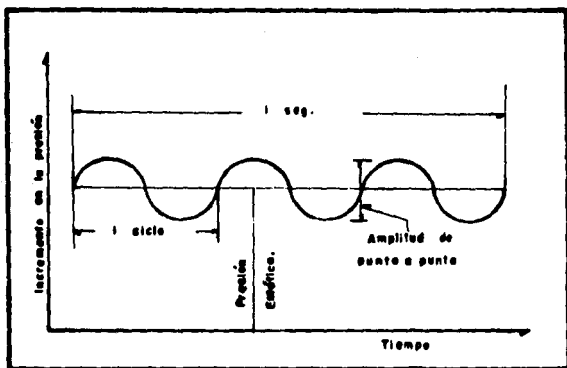


FIGURA 30  
Amplitud de la pulsación.

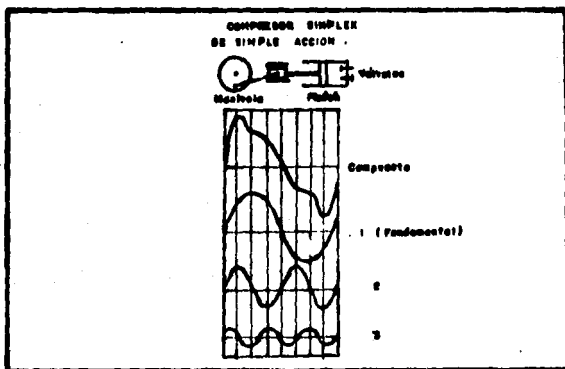


FIGURA 31  
Pulsaciones generadas por un compresor simplex de simple acción.

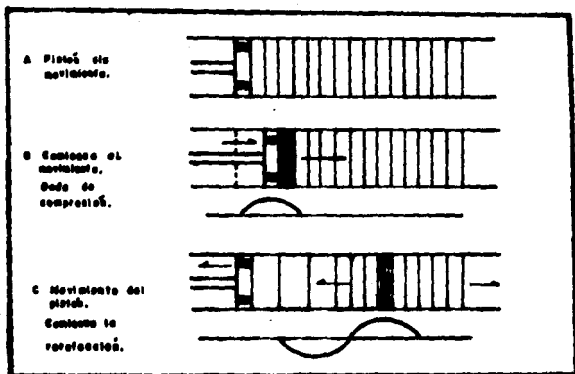


FIGURA 32  
Pulsos causados por el pistón.

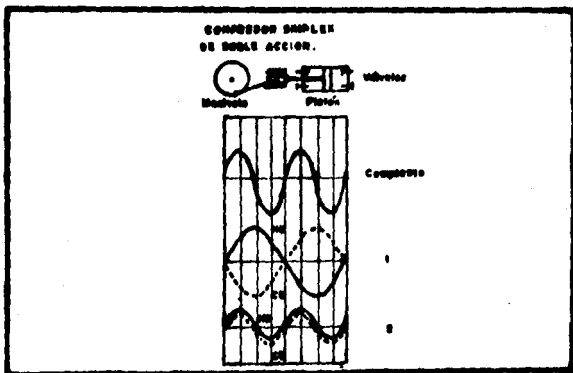


FIGURA 33  
Pulsaciones generadas por un compresor simplex de doble acción.



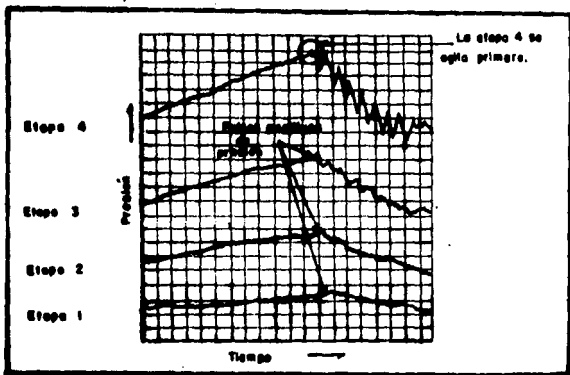


FIGURA 34

Trazo típico de agitación que indica el inicio de la misma en la estapa 4.

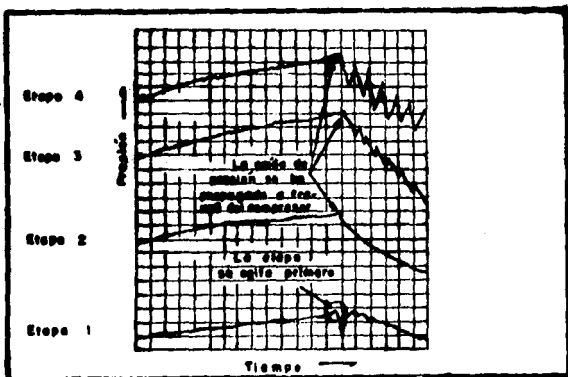


FIGURA 35

Trazo típico de agitación que indica el inicio de la misma en la estapa 1.

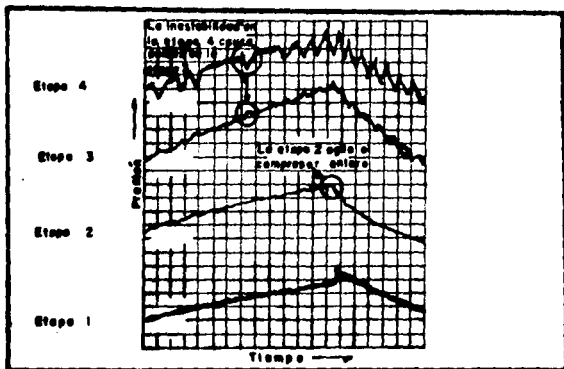


FIGURA 36

Compresor con un problema de inestabilidad en la etapa 4.

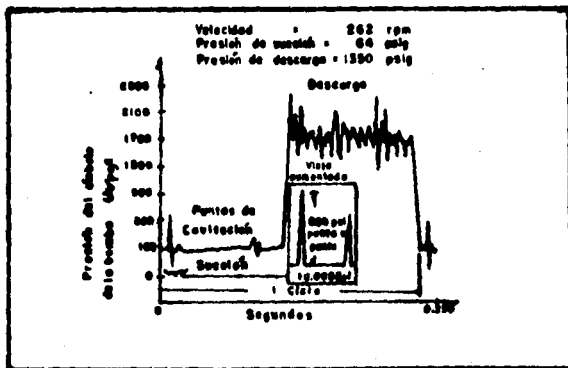
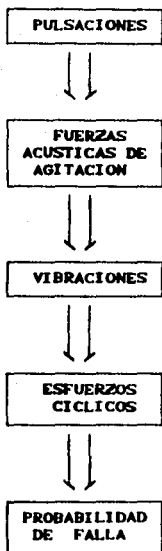


FIGURA 37

Cavitación en la embolada de succión.



Generada por la acción del compresor o de la bomba, con las amplitudes controladas por la localización de las resonancias acústicas y el amortiguamiento en los filtros de pulsación y en el sistema de tubería.

Producidas por el acoplamiento de energía en codos, válvulas cerradas o extremos cerrados, restricciones y puntos similares en el sistema. Sus niveles dependen del grado de acoplamiento.

Sus niveles dependen de la localización de las resonancias mecánicas relativas a la frecuencia de las fuerzas de agitación, punto de acoplamiento relativo a la forma y cantidad de amortiguamiento.

Principalmente debidos a la vibración de los componentes relativos a los soportes resultando en esfuerzos cuyos niveles dependen también de los factores presentes de intensificación.

La probabilidad de fallas por fatiga es determinada no sólo en base a los esfuerzos cíclicos calculados, sino también por sus efectos acumulativos durante su vida proyectada.

FIGURA 38

Interrelación de los parámetros dinámicos en la operación de una planta.

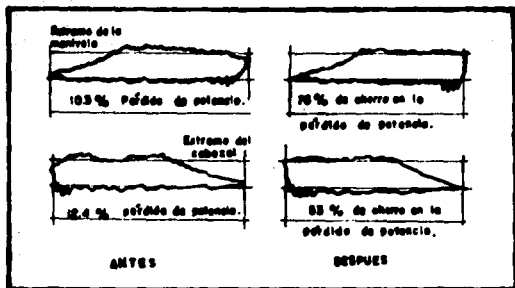


FIGURA 39  
 Cartas indicadoras de potencia. Antes y después de colocar amortiguadores de pulsación.

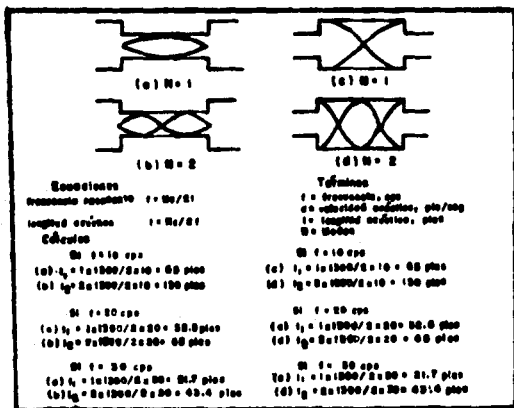


FIGURA 40  
 Cálculo de longitudes acústicas.

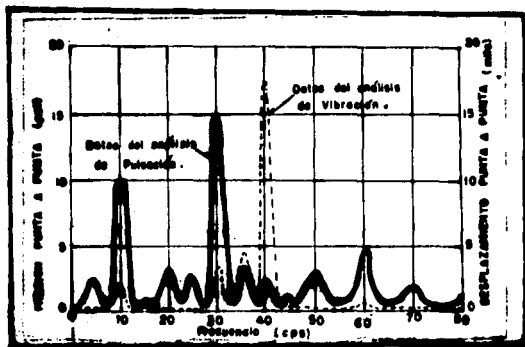


FIGURA 41

Amplitudes y frecuencias de pulsación/vibración para un mismo punto en un sistema de tuberías.

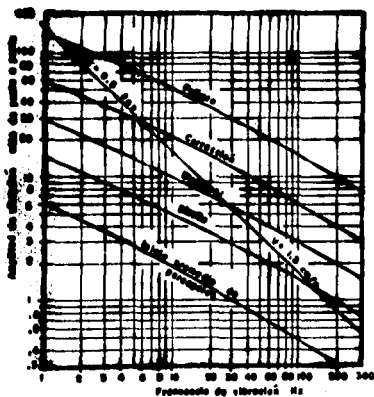


FIGURA 42

Monograma para calcular los niveles permisibles de vibración en una tubería.

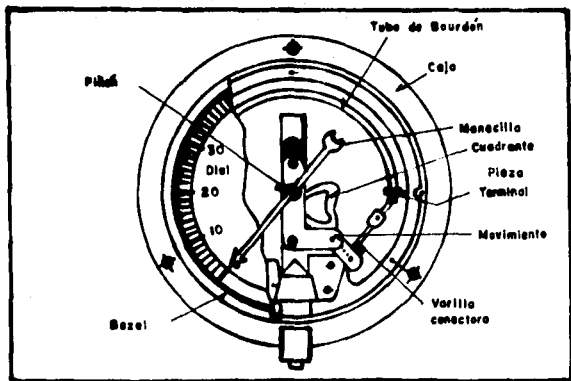


FIGURA 43  
Manómetro de Bourdón.

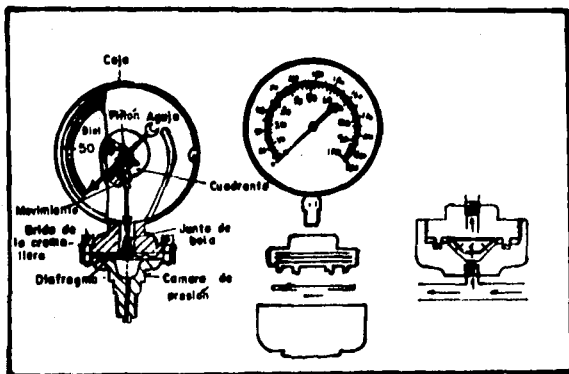


FIGURA 44  
Manómetros de Diafragma.

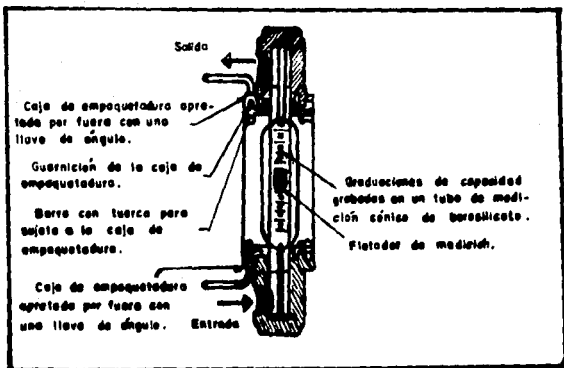


FIGURA 45  
Rotámetro.

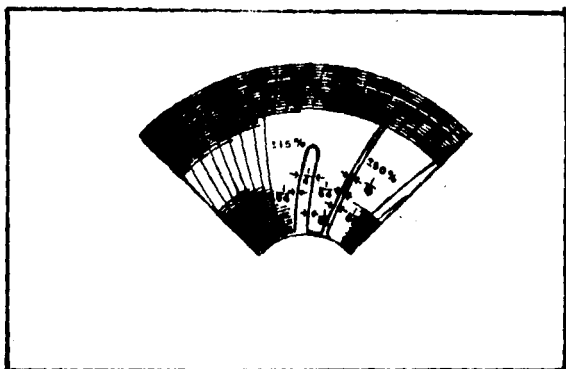


FIGURA 46  
Los errores en la medición mayores del  $\pm 50\%$  son comunes con cambios rápidos en el flujo.

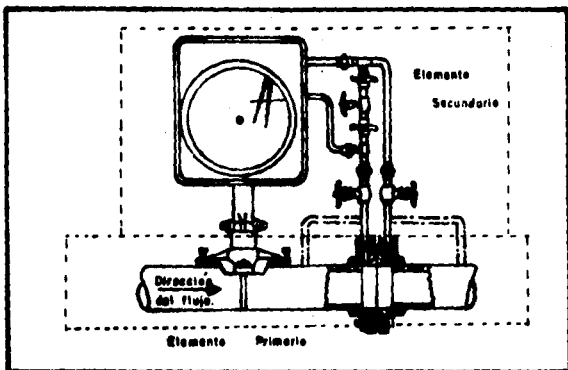


FIGURA 47  
Manifold del medidor de orificio.

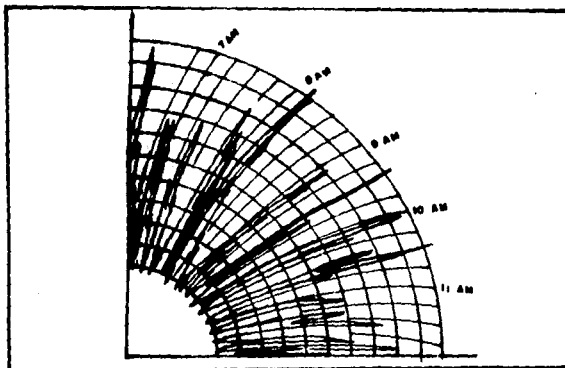


FIGURA 48  
Patrón de flujo que ocasiona cálculos del gasto altamente inexactos.



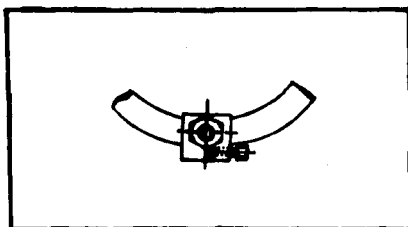


FIGURA 49  
Valvula amortiguadora.

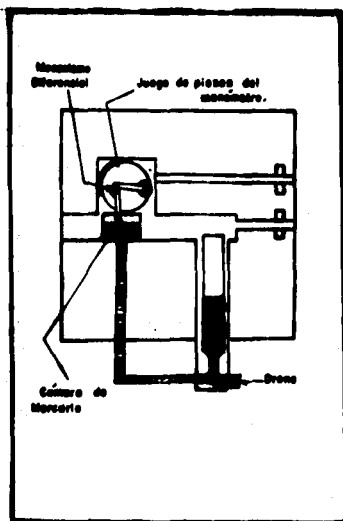


FIGURA 50  
Manómetro de mercurio para un medidor de orificio.

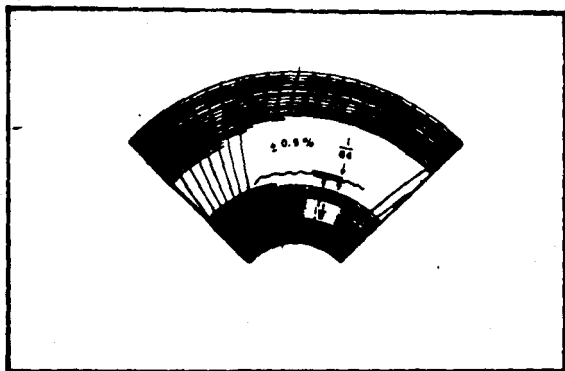


FIGURA 51

Con este patron de flujo se tendrán errores menores que  $\pm 0.5\%$  en la medición.

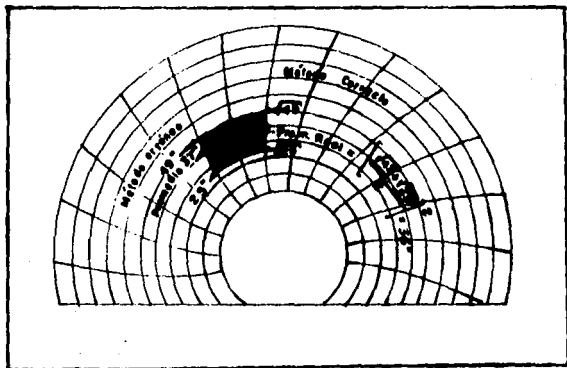


FIGURA 52

Un mal promedio de la raíz cuadrada puede ocasionar un gran error en la medición.

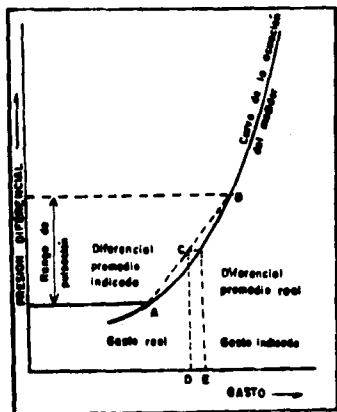


FIGURA 53  
Error en la medición debido  
a la pulsación.

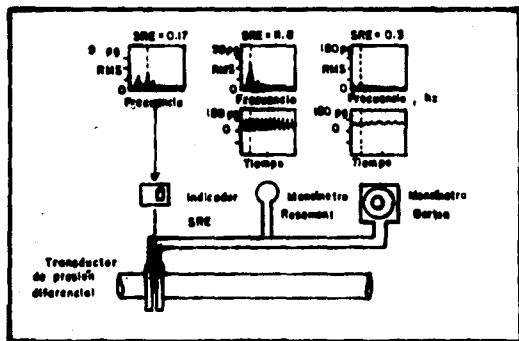


FIGURA 54  
Datos de SRE mostrando pulsación en un sistema de  
líneas manométricas.

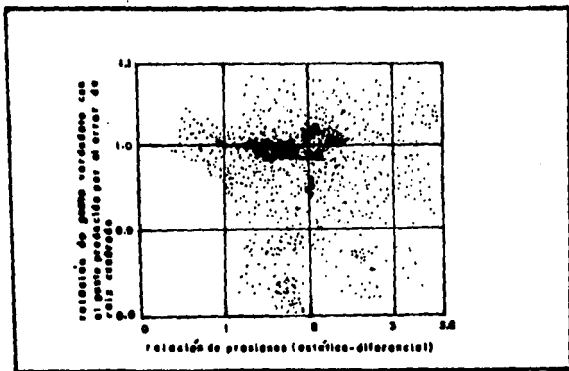


FIGURA 55

Datos experimentales que muestran una desviación.

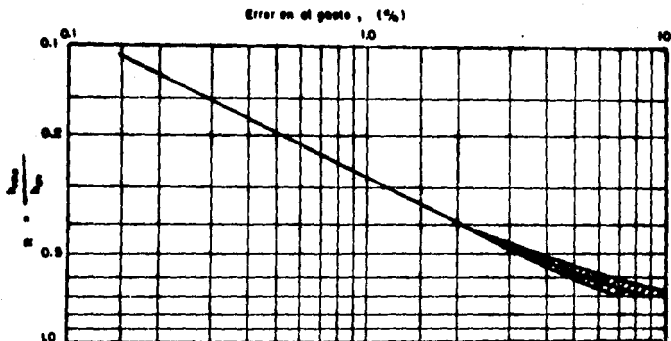


FIGURA 56

Error debido a la pulsación en medidores de orificio.

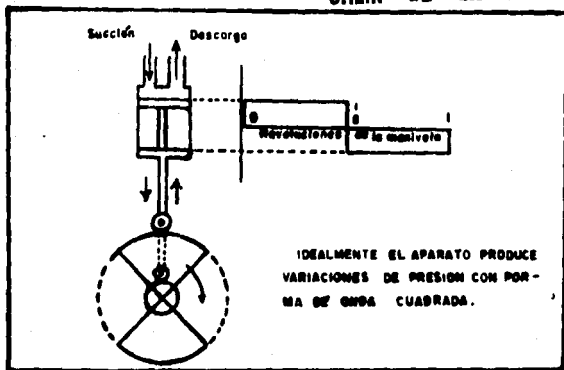


FIGURA 57

Generación de una onda rectangular de pulsación.

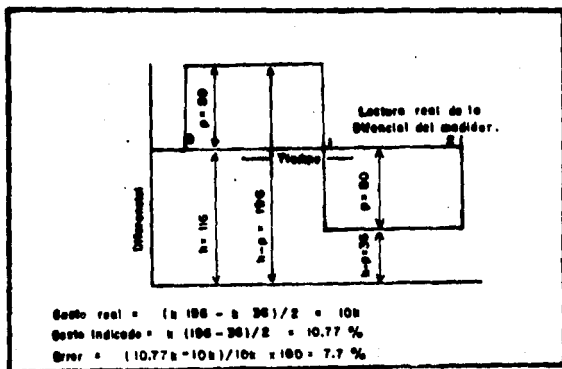


FIGURA 58

Forma en que la pulsación afecta a la medición.

#### IV

#### MÉTODOS DE CONTROL

#### IV.1 Detección y evaluación de la pulsación.

1.1 Criterio de Strohual. los efectos de Strohual son fuentes secundarias de error en la medición a causa de la pulsación. Este efecto se refleja en la medición del gasto de un flujo de gas y también se le llama inercia de Strohual.

Estas son correcciones inerciales que causan un error adicional inferido; para algunos investigadores, el error inferido de Strohual tiene solo efectos secundarios y no necesita normalmente ser considerado.

El criterio de Strohual sirve para determinar si un medidor está sujeto a pulsación excesiva debido a que no existe flujo estable.

Con pulsaciones bajas, solo varía la velocidad de descarga; con pulsaciones rápidas, el fluido en la descarga a chorro se vigoriza con el incremento en el flujo, inmediatamente después, el fluido que viaja lento en el frente es inadecuadamente acelerado debido a la rapidez de la pulsación, con un decremento de la velocidad sobre el otro lado. La sección transversal de la descarga a chorro variará periódicamente y por consiguiente el factor de descarga C de la placa de orificio.

La medición de este efecto es  $L/d$  donde L es la longitud de onda de la pulsación, esto es,  $L = v_d * t$  ( $v_d$  es la

velocidad media a través de la placa de orificio y  $t$  es la duración del ciclo de pulsación). El máximo  $L/d$  da el menor efecto de amortiguamiento.

En los Estados Unidos, el recíproco de esta expresión es usado como una medida de cualquier desviación de las leyes de flujo estable.  $(d/v_a t)$  es conocido como el Número de Strohual ( $N_s$ ).

Reemplazando a  $t$  por  $1/f$  donde  $f$  es la frecuencia de la pulsación en ciclos/segundo, la ecuación del Número de Strohual queda:

$$N_s = \frac{f d_s}{12 v_a(s)} \quad \dots (9)$$

donde:  $d_s$  es el diámetro del orificio en pg.

$v_a(s)$  es la velocidad a través del orificio en pie/seg

Se considera que cualquier pulsación en el flujo es insignificante si:

$$N_s = \frac{f d_s}{12 v_a(s)} \leq 0.1 \quad \dots (10)$$

La tabla 1 da las frecuencias en cps para  $N_s = 0.1$  en un número de casos de interés práctico.

Las pulsaciones generadas al abrir y cerrar una válvula de paso con un motor excéntrico tienen forma de onda senoidal con una intensidad pulsante de 2, (relación entre la máxima diferencia en el flujo al flujo medio).

Para consideraciones generales es claro, que para pequeñas intensidades, los valores grandes de  $N_s$  pueden ser permisibles.

Es razonable, olvidar el criterio de Strohual en los casos donde las variaciones del flujo son conocidas y menores que el 10 % de el valor medio. Es deseable la confirmación experimental del efecto de Strohual y de la extensión del incremento permisible dentro de un valor límite con un decremento de la intensidad de pulsación.

TABLA 1							
FRECUENCIAS DE PULSACION PARA $N_s = 0.1$							
Fluido	Díam. del tubo (pg)	p. d. en cm v. g.					
		m = 0.8			m = 0.5		
		15	60	120	15	60	120
Agua	2	4.0	8.0	11.3	3.4	6.8	9.6
	4	2.0	4.0	5.6	1.7	3.4	4.8
	8	1.0	2.0	2.8	0.9	1.7	2.4
	16	0.5	1.0	1.4	0.5	0.9	1.2
Fluido		1.5	6	12	1.5	6	12
Aire a 20 °c	2	35	70	100	30	60	85
	4	18	35	50	15	30	42
	8	9	18	25	8	15	21
	16	4	9	12	4	8	11

### 1.2 Pulsómetro Mecánico. (Beitter-Overbeck).

Consiste de 2 volúmenes cilíndricos A y B Fig. 59. Están conectados a los lados en la entrada (corriente arriba) y salida (corriente abajo) de la conexión del medidor. Un resorte D va colocado en la cámara de alta presión, la tensión del resorte es ajustada por un calibrador E, así, el grado de movimiento es indicado por una escala F.

El contacto eléctrico en el volumen B permite ajustar la tensión del resorte hasta que el fuelle se coloca en una posición fija. La tensión del resorte D es gradualmente incrementada hasta que el contacto ha tomado una posición normal y la tensión del resorte se iguala con la máxima presión diferencial ocurrida para un tiempo dado. La escala F puede ser calibrada por un manómetro, colocado a través de las conexiones mencionadas con una presión estable.

El pulsómetro es usado para determinar la suma de la diferencial normal y la altura de la cresta de la onda de presión. La lectura de este instrumento es comparada con la



diferencial indicada en la gráfica del medidor y a partir de estos dos valores se puede hacer una determinación, la cual indicará si el error de medición es mayor de 1%.

Esta determinación es hecha por el uso de lecturas del pulsómetro, las cuales desarrollan la curva de la Fig. 60. Esta curva fue establecida por pruebas usando un arreglo mecánico experimental y manejando gas natural.

El arreglo mecánico consistió de dos medidores en serie. Un medidor y el pulsómetro fueron sujetados a la pulsación producida por el estrangulamiento de un tapón macho colocado entre los dos medidores, mientras el otro medidor tuvo flujo estable.

El segundo medidor, entonces, da la lectura verdadera del flujo, mientras el primero da la lectura errónea, determinándose así la magnitud del error debido a las pulsaciones. Así, se dibujo la gráfica de la Fig. 60. Los puntos que caen abajo de la curva indican menos del 1% de error debido a las pulsaciones y los puntos que caen arriba de la curva indican más del 1% de error.

### 1.3 Manómetro PPI. (Intensidad de Presión Pulsante).

Es un instrumento alternativo para usarse en la medición de flujo de gas y líquido en condiciones pulsantes. Fig. 61.

Consiste de un manómetro simétrico de pequeña capacidad, el cual es conectado por líneas cortas a la placa de orificio. Las válvulas de aislamiento E y F son adaptadas cerca de la placa de orificio. Las líneas de desviación conteniendo válvulas de un solo paso A y B, son adaptadas a través de E y F respectivamente. Un tubo capilar G puede conectarse dentro o fuera del fondo de la curvatura del tubo U operando la válvula de desviación J. El arreglo anterior es descrito como un manómetro PPI.

Para determinar el gasto de flujo medio, se abren las válvulas E y F y se toma el promedio de un número de lecturas

hechas, por decir, a intervalos de cada 10 segundos. Si las pulsaciones dificultan la lectura en el manómetro, puede ser necesario introducir un capilar amortiguador en G cerrando la válvula J. Para determinar la presión diferencial pulsante máxima, se cierran F y J. Esto solo permite el flujo ascendente en la línea de baja presión del instrumento y las pulsaciones sucesivas serán la causa de una elevación en la presión diferencial hasta que el máximo valor real es alcanzado. Cualquier error dependerá solo de la eficiencia de la válvula de un solo paso.

Una característica especial de este arreglo es que cuando el valor se aproxima al máximo, es menor la transferencia de líquido durante cada pulso y por consiguiente, es menor cualquier efecto debido a la inercia o amortiguamiento por viscosidad. Similarmente para determinar el valor mínimo de la presión pulsante, se cierra E después de reabrir F.

El instrumento aquí indicado, ha sido probado exitosamente con flujo de agua, se han obtenido aproximadamente el 80% de los valores verdaderos máximo y mínimo de la presión diferencial, pero el alcance de esta aplicación no es muy conocido.

#### 1.4 Equipo evaluador del perfil de presión pulsante.

Los transductores de presión con diagramas de montaje directo pueden ser usados junto con equipos registradores de alta velocidad, para proporcionar grabaciones precisas de los perfiles de presión en las tomas de presión corriente arriba y corriente abajo, las cuales pueden ser analizadas y traducidas en un gasto medio del flujo si la intensidad de pulsación límite ( $\Gamma$ ) es de 0.1. Esta se recomienda como una pulsación práctica de trabajo, abajo de la cual el comportamiento de todos los medidores de flujo diferirá insignificadamente del comportamiento de flujo estable. (Error menor del 1%).

### 1.5 Registrador Oscilógrafo/Transductor de alta velocidad.

Es de los equipos electrónicos sensitivos a la pulsación de alta respuesta. Este equipo es también llamado Oscilógrafo de destellos de luz de alta respuesta.

Este dispositivo utiliza una gráfica sensitiva a la luz y es compatible con un transductor electrónico de presión, el cual, mide las presiones estáticas y diferenciales.

Este mecanismo es capaz de detectar frecuencias tan altas de hasta 10000 Hz. Esto es en exceso para cualquiera de las frecuencias que pueden ser encontradas en la detección de errores de medición inducidos por la pulsación.

En la Fig. 62 se muestra el comportamiento que registró este equipo con pulsaciones severas inducidas por un compresor recíprocante.

### 1.6 Medidores de flujo masico.

Estos dispositivos producen una salida lineal en términos de flujo de masa. Son apropiados para la medición de flujo pulsante. Antes de que este instrumento sea adaptado para medir flujo pulsante, se deberá tratar de hacer que la salida sea lineal y que cualquier efecto de inercia sea despreciable.

1.7 Anemómetros hot-wire. Estos son apropiados para medir el promedio de la velocidad pulsante. Va conectado a un Oscilógrafo, el cual, registra la forma de onda. El Hot-Wire tiene cerca de 6 mm. de longitud y 0.02 mm. de diámetro.

Este equipo tiene poco retraso y registra exactamente la forma de onda, aún para pulsaciones rápidas.

## IV.2 Criterios de Diseño.

### 2.1 Criterio de seguridad/funcionamiento.

La API Standard 618, 2ª edición "-Compresores Recíprocantes en servicios generales de refinoría-", es la única norma

existente que indica los mínimos requerimientos dinámicos de seguridad, y específica aproximaciones de diseño que pueden ser usadas. Textualmente, esta norma establece:

3.3.1 Los mecanismos de supresión deben ser proporcionados como lo especifique el comprador. Existen dos tipos principales de mecanismos de supresión de pulsación.

1.- Botellas de volumen. (Vasijas vacías con un diámetro como mínimo dos veces el diámetro de la línea de conexión).

2.- Filtros de pulsación y atenuadores que incluyen diseños basados en técnicas de supresión acústica.

3.3.2 El comprador debe especificar las características de diseño.

Las tres técnicas normalmente usadas para el diseño de mecanismos de supresión de pulsación son:

Aproximación de diseño 1.- Sobredimensionar la tubería para compresores de 150 hp y después, la botella de volumen, el tubo estrangulador o los sistemas de orificio usando técnicas analíticas estándar.

Aproximación de diseño 2.- Mecanismos de supresión de pulsación, diseñados usando técnicas patentadas con o sin un análisis análogo acústico de tubería.

Aproximación de diseño 3.- La evaluación análoga de cualquiera de los puntos antes mencionados, incluyendo un estudio de la interacción dinámica y acústica de los componentes del compresor, mecanismos de supresión y del sistema de tuberías.

3.3.2.1 Los mecanismos de supresión de pulsación de acuerdo con las aproximaciones de diseño 1, 2 y 3 deben de satisfacer el siguiente criterio:

a) Considerando el esfuerzo de estado estable aplicado, las vibraciones inducidas por pulsación no deben causar niveles de esfuerzo cíclico en exceso del límite de resistencia cíclica del material usado. Para tubería de acero bajo una temperatura de operación de 700 °F, un valor de 26000 psi de esfuerzo

máximo debe de ser usado con todos los otros esfuerzos dentro de los límites aplicables del código."

Basado en la experiencia, este criterio es usualmente satisfecho cuando los niveles de pulsación residual de punta a punta en la tubería no exceden:

$$PUL.\% = \frac{300}{\sqrt{p \cdot ID \cdot f}} \quad \dots (11)$$

Del comportamiento de esta ecuación se deriva el nomograma de la Fig. 63.

donde: PUL.% es el % de pulsaciones de punta a punta permitidas en cualquier punto del sistema de tuberías.  
 p es la presión promedio en la tubería es lb/pg<sup>2</sup>.  
 ID es el diámetro interno de la tubería en pg.  
 f es la frecuencia de la pulsación en hz.

$$f = \frac{rpm \cdot N}{60} \quad \dots (12)$$

donde: rpm es la velocidad del compresor.

N corresponde a la fundamental y a los armónicos de la velocidad del compresor N = 1,2,3,...

A menos que otro criterio, (basado en la pérdida de eficiencia del compresor), sea especificado por el usuario, los niveles de punta a punta en las válvulas del cilindro del compresor no deben exceder:

$$PUL\% = 8 \left[ \frac{R - 1}{R} \right]^{1/2} \quad \dots (13)$$

donde: PUL.% es el % de pulsaciones permisible de punta a punta en las válvulas del compresor.

R es la relación de compresión de la etapa.

A menos que otro criterio, ( basado en la economía ), sea especificado por el usuario, la caída de presión a través de los mecanismos supresores de pulsación no deben exceder:

$$\Delta P\% = \frac{5(R-1)}{3R} \dots (14)$$

donde:  $\Delta P\%$  es la caída de presión permisible a través del mecanismo supresor de pulsación.

R es la relación de compresión de la etapa.

Se recomiendan las siguientes guías para usar este criterio:

1.- Todas las aplicaciones de bombas y compresores reciprocantes requieren el uso de mecanismos de supresión de pulsación.

2.- El diámetro de las botellas de volumen y filtros de pulsación deben establecerse en el diseño. Sin embargo, su volumen por cilindro (émbolo), no deberá ser menor de 10 veces el volumen total del cilindro o barrido por el émbolo.

3.- Las aproximaciones de diseño 1 y 2 de la norma API 618 Standard, están básicamente limitadas a la evaluación acústica, con el propósito de alcanzar la supresión de pulsación deseada. Los objetivos generales de la aproximación de diseño 3 incluyen a todo el sistema, simulando el compresor, mecanismos de supresión de pulsación, tuberías y equipos del sistema, considerando la interacción dinámica entre todos estos elementos, así conduce a un análisis de esfuerzo dinámico y mecánico del sistema para alcanzar los objetivos de diseño.

Para todas las unidades que manejan más de 500 bhp se recomienda la aproximación de diseño 3 y también para unidades menores en servicio crítico o en localizaciones críticas.

Para todas las otras unidades de compresión la aproximación de diseño 2 es recomendada, excepto para unidades con 2 o menos cilindros y operando abajo de 150 bhp, con presión de descarga final menor de 500 psia, para las cuales, la aproximación de diseño 1 puede ser usada.

#### 4.2 Análogo SGA.

A. Simulación análoga. Desde épocas pasadas se ha tratado de saber el comportamiento y efectos de un sistema de bombeo y compresión, sistema de tuberías y sistema de medición.

Como se sabe en un sistema de bombeo y compresión suceden una serie de fenómenos en la corriente del flujo, entre todos ellos se tiene a la pulsación, para la cual, se ha hecho un equipo especial llamado SIMULADOR ANALOGO DEL SISTEMA DINAMICO DE COMPRESION (SGA).

Este es un modelo eléctrico-acústico el cual simula a las unidades presentes de compresión, bombeo, sistemas de tuberías, generación de pulsaciones u ondas de sonido de la unidad y modificación de estas ondas en la tubería. También duplica la presión estática, las condiciones desde la tubería de succión, continuando en el cilindro y émbolo y dentro de la tubería de descarga.

Este método se usa sobretodo, para cuando ni con el diseño apropiado de tubería, ni con el uso de amortiguadores de pulsación utilizando técnicas estándar se ha podido controlar a la pulsación porque ésta sea muy severa.

El SGA duplica las características termodinámicas y dinámicas del fluido. Así, cualquier instalación de compresión y bombeo puede ser modelada para cualquier condición inicial, presente o futura.

La pulsación en la tubería en cualquier punto, fuerzas de agitación acústicas, el efecto de las pulsaciones en el compresor o bomba incluyendo las amplitudes de pulsación y frecuencias en medidores de flujo y la medición para el control de la pulsación pueden ser determinadas por el SGA. También permite diseñar amortiguadores de pulsación y hacer un análisis de filtración de los mismos.

La Fig. 64 ilustra un ejemplo del grado de correlación que puede ser esperado entre los datos de pulsación reales y los predecidos usando el SGA. Como se podrá observar existen pocas

diferencias entre la gráfica obtenida con el SGA y la gráfica obtenida por los datos reales, por ésto, se establece firmemente que el SGA es la herramienta más confiable y segura en el diseño de una planta de compresión o bombeo.

### B. Desarrollo del SGA.

a) Componentes Análogos. Las cantidades acústicas son análogas a las unidades eléctricas básicas, de las cuales son tres las más importantes.

i) El voltaje corresponde a la presión.

ii) La corriente eléctrica corresponde al flujo de masa.

iii) La velocidad de la onda eléctrica corresponde a la velocidad de la onda de sonido.

Físicamente, una sección de tubería de un pie es representado por una bobina y dos capacitores eléctricos.

b) Elementos básicos del análogo.

b.1.- Simuladores de cilindro/émbolo de simple o doble acción, de cualquier tamaño y geometría.

b.2.- Simulador del cigüeñal que permite el paso de los cilindros/émbolos individuales, de acuerdo al movimiento del cigüeñal.

b.3.- Simulador de manejo del cigüeñal, con el cual, se se duplica cualquier velocidad de compresor/bomba deseada o o rango de velocidad.

b.4.- Simulador de terminación de líneas que proporciona la analogía de la presión estática y las impedancias de terminaciones características.

b.5.- Simulador del sistema de tuberías, duplicando tubería, depuradores, intercambiadores de calor, filtros acústicos, etc..

b.6.- Instrumentación de calibración, control y medición.

El modelo común del análogo cilindro/émbolo duplica cualquier medida de cilindro y émbolo desde presiones de vacío hasta ultrapresiones. Esta provisto para la conveniente



apertura y cierre de volúmenes de descarga, elevación de las válvulas e introducción de infinitos volúmenes ( mucho muy grandes ), en las válvulas para aislar el efecto de las pulsaciones sobre la operación del cilindro.

En el análogo de tubería se pueden representar tuberías de 1 pie y hasta secciones tan pequeñas de una pulgada de longitud.

El análogo de resistencia no lineal para la determinación de las presiones dinámicas del medidor de orificio, duplica la resistencia no lineal de cualquier orificio dado, perforaciones y restricciones. Además son utilizados para la representación apropiada de los reguladores de presión y válvulas de control, duplicando la impedancia de la válvula en cualquier punto de operación elegido.

El análogo del sistema de tuberías para bombas y compresores centrífugos, permite el estudio del efecto de un compresor centrífugo sobre las resonancias acústicas del sistema, los efectos de turbulencia inducida, el efecto de Strouhal en uniones y discontinuidades del sistema y también el diseño de medidores de flujo en plantas centrífugas.

#### C. Objetivos del método de diseño del SGA.-

a) Determinación de la respuesta acústica del sistema, incluyendo la amplitud y distribución espectral de las frecuencias de pulsaciones en todo el sistema, considerando las interacciones dinámicas entre cilindro-amortiguador-tubería y amortiguador-efecto de la tubería sobre el funcionamiento del compresor.

b) Determinación de la respuesta mecánica del sistema de tuberías, incluyendo las frecuencias mecánicas naturales y forma del cilindro del manifold del compresor y los límites permitidos de pulsación-fuerzas vibratorias inducidas por pulsación, basadas en los niveles de esfuerzo cíclico que ellas pueden producir.

c) Determinación de la amortiguación de pulsación requerida, basada en la respuesta acústica y mecánica y sus interacciones, usando técnicas de control, acústicas y mecánicas.

#### D. Datos alimentadores del SGA.

Las variables del análogo que son programadas en un problema de pulsación de gas en compresores recíprocos son:

- (i) Velocidad de la máquina.
- (ii) Arreglo del ángulo-manivela, cilindro-compresor, carrera, diámetro de varilla, espacios muertos y descargas.
- (iii) Presiones de operación de succión y descarga y temperaturas.
- (iv) Gravedad específica, relación de calores específicos y supercompresibilidad del gas comprimido.
- v) Longitud y diámetros internos del sistema completo de tuberías.

#### E. Datos obtenibles con el análogo SGA.

(i) Determinación de la respuesta acústica de la tubería.

Estos datos representan las características de transmisión de pulsación con los máximos correspondientes a las resonancias acústicas y regiones indicadoras de atenuación. La Fig. 65 representa el registro de los resultados con el análogo SGA.

(ii) Amplitudes y frecuencias de la pulsación. La Fig. 66 demuestra la similaridad entre las fuerzas vibratorias contra frecuencias en filtros de pulsación.

(iii) Gráficas presión-volumen (p-v), del compresor/bomba recíproca.

La Fig. 67 ilustra la gráfica (p-v) obtenida con el análogo SGA superponiéndola en una gráfica (p-v) ideal. Las variaciones de la gráfica real son debido a las pulsaciones en un 26% por las sobrecargas.

## F. Características de Transmisión-Frecuencia.

Las características de frecuencia-transmisión de cualquier sistema pueden ser observados con el análogo para cada frecuencia individual introducida en el sistema de tuberías.

Esta característica permite determinar lo siguiente:

- i) Frecuencia de corte del sistema.
- ii) Eficiencia de filtración del sistema.
- iii) Respuesta de cualquiera de los componentes de tubería del sistema para cualquier frecuencia generada.
- iv) Determinación de la aplicación correcta del filtro de pulsación. La Fig. 68 ilustra el comportamiento para la transmisión de frecuencia de un compresor reciprocante.

## IV.3 AMORTIGUADORES DE PULSACION PARA COMPRESORES.

### 3.1 Generalidades.

Para poder reducir los niveles pulsación a un grado que no afecte las mediciones ni a la planta de energía, se utilizan los llamados amortiguadores de pulsación, los cuales disminuyen o amortiguan la pulsación a un nivel muy inferior del valor de la pulsación sin amortiguamiento. En general un amortiguador de pulsación debe reducir la pulsación hasta un 0.5% o menos de la presión de operación y debe ser capaz de eliminar en un 95% las pulsaciones, dependiendo esto, de las características particulares de cada compañía. Esto significa que no se puede eliminar en su totalidad a la pulsación, por lo que, siempre estará presente en una planta de energía. Para esto, se establecen criterios, los cuales señalan los niveles de pulsación residual que estarán siempre presentes en una planta. Al aplicar los amortiguadores de pulsación se reducen los errores en la medición, fallas y posibles rompimientos del sistema de tuberías e internos de las unidades de potencia.

El diseño de los amortiguadores de pulsación se basa en dos estudios primordiales; caídas de presión y la teoría acústica. Estos amortiguadores de pulsación se pueden

clasificar en tres formas fundamentales:

- Amortiguamiento por un buen diseño de tuberías.  
( Tipo acústico ).
- Amortiguadores resistivos. (Caída de presión).
- Amortiguadores reactivos. (Acústicos).

### 3.2 Diseño de tuberías.

- Amortiguación de la pulsación por optimización de longitudes de tubería. (Pulsación no muy severa). -

La selección apropiada de longitudes de cabezales, medidores, etc., puede disminuir la pulsación reforzada debido a la resonancia.

Las tuberías pueden ser abiertas o cerradas en ambas terminales o abierta en una y cerrada en la otra. Fig. 69. La ecuación que define las resonancias acústicas para varias terminaciones de tubería es conocida como la ecuación de " Resonancias de Tubería de Organo ".

- a) Para secciones abiertas o cerradas en ambas terminales.

$$f = \frac{Na}{2L} \quad \dots (15)$$

- b) Para secciones abiertas en una terminal y cerrada en la otra.

$$f = \frac{(2N-1)a}{4L} \quad \dots (16)$$

donde: f es la frecuencia resonante acústica en hz.

a es la velocidad del sonido en el gas en pie/seg.

L es la longitud de la sección de tubería en pies.

N es la frecuencia fundamental y modos o armónicos más altos de resonancia acústica =1,2,3...

#### Ejemplo de diseño

Para ilustrar el control de la pulsación resonante reforzada por la selección apropiada de longitud de tubería, se muestra el caso siguiente:

Velocidad del compresor = 450 rpm.

Velocidad del sonido en el gas = 1200 pie/sog.

Compresor de un solo cilindro de simple acción.

Solución:

i) Cálculo de la frecuencia fundamental y sus armónicos.

$$f = \frac{\text{rpm} \cdot N}{60} = \frac{450 \cdot 1}{60} = 7.5 \text{ hz.}$$

por lo tanto, como los siguientes armónicos son múltiplos de la frecuencia fundamental, tenemos lo siguiente:

$$f_{\text{armónico}} = 15 \text{ hz.}$$

$$f_{\text{armónico}} = 22.5 \text{ hz.}$$

$$f_{\text{armónico}} = 30 \text{ hz.}$$

(ii) Cálculo de las correspondientes longitudes resonantes de la frecuencia fundamental y sus armónicos.

Longitud de la frecuencia fundamental o 1<sup>o</sup> armónico

$$L = \frac{Na}{2f} = \frac{1 \cdot 1200}{2 \cdot 7.5} = 80 \text{ pies.}$$

Longitud del 2<sup>o</sup> armónico.

$$L = \frac{1 \cdot 1200}{2 \cdot 15} = 40 \text{ pies.}$$

Longitud del 3<sup>o</sup> armónico.

$$L = \frac{1 \cdot 1200}{2 \cdot 22.5} = 26.7 \text{ pies.}$$

Longitud del 4<sup>o</sup> armónico.

$$L = \frac{1 \cdot 1200}{2 \cdot 30} = 20 \text{ pies}$$

Comparando estas longitudes resonantes con los elementos del sistema de tubería y medidor Fig. 70, tenemos que la longitud resonante de 20 pies del 4<sup>o</sup> armónico es igual a la longitud del cabezal del medidor de 20 pies, por lo consiguiente, existirá una condición de resonancia en esta sección de tubería en el 4<sup>o</sup> armónico de la velocidad del compresor. Para que no exista esta igualdad de longitudes incrementamos la longitud del cabezal de modo que quede entre el 3<sup>o</sup> y 4<sup>o</sup> armónico. Para este ejemplo, lo incrementamos 3.5 pies, quedando la longitud del cabezal de 23.5 pies, esta longitud del cabezal debe reducir la pulsación reforzada en el medidor. Ahora analizando la longitud del medidor de 55 pies deducimos que está muy cerca del segundo modo de resonancia en el 3<sup>o</sup> armónico del compresor, esto es:

$N = 2$  en el 2<sup>o</sup> modo de resonancia.

Longitud resonante del 2<sup>o</sup> modo =  $N\lambda / (2 * 2.25) = 53.3$  pies.  
resonancia en el 3<sup>o</sup> armónico.

Para solucionar esto, incrementamos la longitud del medidor en 10 pies, quedando de 65 pies.

Conclusión del diseño de tuberías. El diseño de tuberías consiste en tener desiguales las longitudes de tubería del medidor, con las longitudes de las frecuencias de pulsación generadas por el compresor. Asegura que se reduzca notablemente la pulsación en el medidor. La desventaja de este método, es que las condiciones pueden cambiar repentinamente y permitir que la tubería sea excitada por las pulsaciones y resulta muy costoso hacer cambios de tubería constantemente.

### 3.3 Amortiguadores de función resistiva.

Son métodos cuya eficiencia es función de la caída de presión y consisten de una reducción en el área de flujo, diseñados especialmente en la línea. Estos mecanismos son las placas de orificio, válvulas y tubos estranguladores.

La Fig. 71 es una gráfica típica de eficiencia contra pulsos de presión para este tipo de método de control.

Su principio de operación se basa en la disipación de energía en forma de fricción.

La forma más simple para este método de control, es una válvula colocada en el sistema en el punto donde se requiere control y la forma más elaborada es la colocación de un orificio dentro de una botella.

Estos tienen ciertas desventajas que superan a las ventajas de bajo costo y pequeño tamaño físico y son que su eficiencia está en función de la amplitud de la pulsación de gas, resultando en baja eficiencia y alta caída de presión, teniendo por consecuencia, limitado rango de operación y falta de audibilidad.

Estos métodos de control de pulsaciones de gas han sido usados bastante en el pasado, pero son encontrados ocasionalmente en la actualidad.

#### 3.4 Amortiguadores de función reactiva.

Son métodos de control cuya eficiencia está en función de la frecuencia de pulsación. Este método consiste en hacer cambios de diseño apropiados en los internos del compresor y en la tubería. La Fig. 72 ilustra algunos de los tipos de amortiguadores reactivos. En la Fig. 73 se muestra un equipo de bombeo sin amortiguador, en la Fig. 74 se muestra la colocación de un amortiguador en la descarga y en la Fig. 75, se muestra la colocación de un amortiguador en la succión y en la descarga de la bomba. Estos equipos los hay de muchas formas físicas, dependiendo de las características de la pulsación y del espacio disponible.

El principio de operación de estos dispositivos está en función de las características acústicas del fluido y del comportamiento de las unidades de potencia ( sobre todo compresores y bombas recíprocas ), de válvulas de control,

uniones, restricciones al flujo, etc..

Para diseñar un equipo de éstos es necesario hacer las siguientes analogías tanto acústicas como eléctricas.

### 3.4.1 Principio Físico.

Las ondas de presión viajan a la velocidad acústica en línea recta en ductos cerrados, encontrando en su camino tres tipos de impedancias, para lo cual, podemos hacer un análisis con las siguientes analogías.

i) La resistencia friccional es análoga a la resistencia eléctrica y al sonido.

Esta resistencia causa pérdida o disipación de la energía sumándose como amortiguamiento natural del sistema, limitando la amplitud de la pulsación. Esta analogía se usa para la tubería normal. Fig. 76.

ii) El estrangulamiento es análogo a la inercia acústica e inductancia eléctrica.

Este efecto tiende a prevenir un rápido cambio en la corriente y es una de las mayores impedancias para las altas frecuencias, ya que hace aumentar la caída de presión. Figs. 77 y 78. Esta analogía se usa para las partes donde la tubería se reduce en diámetro.

iii) Las cámaras son análogas a la capacitancia eléctrica y a la complianza acústica.

Almacenan energía y la liberan lentamente después de que llegan a su máxima capacidad de almacenamiento. Esta analogía se usa para las expansiones de volumen repentinas que puede encontrar un fluido. Figs. 79 y 80.

Los amortiguadores de función reactiva se dividen en las siguientes formas fundamentales.

- 1.- Botellas de volumen.
- 2.- De alto paso.
- 3.- Resonador Tuned Stub.
- 4.- Resonador Side Branch.
- 5.- De bajo paso.

se colocan cuando la pulsación no se pudo controlar con el diseño de tuberías ni con los amortiguadores resistivos.



Los amortiguadores de bajo paso se colocan cuando no se pudo controlar la pulsación con todos los anteriores diseños de amortiguadores.

#### 3.4.2 Diseño de botellas de volumen.

La instalación de botellas de volumen es una práctica convencional en el diseño para minimizar las pulsaciones. Se colocan en las conexiones de succión y descarga de un compresor. El volumen de ellas varía en un amplio rango, en muchos casos es de 5 a 20 veces el desplazamiento del compresor. Las Figs. 81 y 82 ilustran estos equipos.

Comunmente al utilizar estas botellas de volumen se debe de sobreadimensionar la tubería lateral por la adición de volumen de fluido al sistema de tuberías. Estos dispositivos son a veces muy satisfactorios, pero la mayoría de las veces tienen muchas desventajas como : son grandes volúmenes costosos, imprácticos de colocar, bajan la frecuencia natural del sistema haciéndola coincidir con la frecuencia de pulsación provocando vibración resonante severa, etc..

En el diseño de una botella se pueden establecer los siguientes criterios:

El diámetro de la botella debe ser el doble del diámetro de la tubería, la longitud dos veces el diámetro de la botella. Estas bases han servido y han dado muy buenos resultados.

La Fig. 83 muestra una carta de volumen de botella vs la amplitud del pulso. Utilizando la gráfica se puede calcular el volumen de una botella insertada en la línea entre el medidor y el compresor, y así poder diseñar una como la de la Fig. 82.

#### 3.4.3 Método de Hodgson.

Este es otro método de diseño para botellas de volumen y utiliza como variable primordial al volumen de tuberías entre la fuente de pulsaciones y los medidores.

### Ecuación de Hodgson.

La base de diseño de un amortiguador de un sistema para minimizar la pulsación es el Número de Hodgson ( $N_H$ ) cuya ecuación en unidades consistentes es:

$$N_H = \frac{\eta V_o \Delta P_o}{Q_o P_o} \quad \dots (17)$$

La misma ecuación pero en las unidades usadas en el ejemplo siguiente son:

$$N_H = \frac{3600 \eta V_o \Delta P_o}{Q_o P_o} \quad \dots (18)$$

donde:  $\eta$  es la frecuencia de pulsación en cps.

$V_o$  es el volumen entre la fuente de pulsación y la placa de orificio ( $m^3$ ).

$\Delta P_o$  es la caída de presión entre el compresor y la placa de orificio (atm).

$P_o$  es la presión absoluta (atm).

$Q_o$  es el gasto del flujo a condiciones de trabajo ( $m^3/hr$ ).

Los Números de Hodgson bajos son favorables para pequeños errores en el medidor, un valor de 1 a 3 es sugerido para dimensionar el volumen de la cámara de fluctuación de presiones insertada en la tubería. El Número de Hodgson también se utiliza como un método resistivo para el control de la pulsación. Con un Número de Hodgson bajo, se calcula la caída de presión adicional requerida para reducir la intensidad de pulsación, diseñando una restricción (generalmente una placa de orificio), que nos proporcione esa caída de presión adicional.

#### Reducción de las pulsaciones severas

Esta aplicación del método de Hodgson se realiza en casos donde la intensidad de la presión de pulsación (PPI) excede el

0.75 (o 0.4 según se determine por un manómetro PPI) reduciendo las pulsaciones severas a una magnitud suficiente para que el error RMS, ( error de la raíz cuadrada promedio ), no exceda el 1% .

A partir del conocimiento del  $N^2$  de Hodgson y del factor de forma de onda WF de las variaciones del flujo pulsante en la fuente es posible estimar el efecto RMS. El monograma de la Fig. 84 facilita este cálculo. Si se establece que el error RMS es mayor que 1% será necesario incrementar el  $N^2$  de Hodgson, modificando apropiadamente uno o más de sus terminos. Por lo general es más apropiado incrementar la caída de presión  $\Delta P_s$  entre la fuente de pulsaciones y la placa de orificio.

El método de Hodgson no será aplicable si existe resonancia en cualquier parte del sistema, incluyendo la fuente de pulsaciones, tuberías principales y la placa de orificio. Para evitar la resonancia , es necesario asegurar que las longitudes no sean la cuarta parte o múltiplos de la longitud de onda de las frecuencias susceptibles de ocurrir.

El método de Hodgson puede ser aplicado a la medición de flujo de líquido, si V es el volumen de la vasija amortiguadora.

-Procedimiento de cálculo utilizando el  $N^2$ -

(i) Presión  $P_s$  y el Gasto  $Q_s$ .

Estos son dos de los requerimientos principales con los cuales una planta puede ser diseñada, siendo fácilmente obtenibles. Los valores escogidos para  $Q_s$  (y consecuentemente para  $\eta$  y  $\Delta P_s$ ) deben corresponder a  $(1/\sqrt{2}) * Q_s(\max)$  para concordar con el cálculo normal práctico del flujo.

(ii) Frecuencia  $\eta$ .

Esta puede calcularse conociendo las características de la fuente de pulsación. En el caso de máquinas reciprocantes solo el número de cilindros, el modo de operación ( de simple o doble acción ) y la velocidad necesitan conocerse.

### iii) Volumen $V_g$

Este es estimado por la suma conjunta de todas las capacidades entre el compresor y la placa de orificio, incluyendo la capacidad de la tubería.

### iv) Caída de presión. $\Delta P_v$ .

Esta es la suma de las caídas de presión en las líneas de tubería y accesorios. Por conveniencia, las caídas de presión son expresadas en términos de la carga por velocidad  $(v^2/2g)$  del fluido. En unidades prácticas esto es igual a:

$$0.46 S_f v_e^2 \cdot 10^{-6} \text{ (atm),}$$

donde  $S_f$  es la densidad del fluido en  $(\text{kg/m}^3)$  y

$v_e$  es la velocidad del fluido en la tubería (pie/seg).

Las caídas de presión individuales pueden ser debidas a cualquiera de las siguientes causas:

-Pérdida de presión en tubos rectos debido a la fricción con la pared.-

La pérdida de presión en un tubo recto depende de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido, de la rugosidad de la pared del tubo y del diámetro y longitud de tubería.

Cuando estos valores son conocidos, la pérdida de presión puede obtenerse del monograma de la Fig. 85. La velocidad, densidad y viscosidad son tomadas conjuntamente en la forma siguiente  $(S_f v_e / \mu)$ , sobre la escala del lado derecho del monograma, donde  $\mu$  es la viscosidad en poises.

La rugosidad de la tubería puede ser estimada de el rango de valores típicos dados en el monograma. La escala central es usada para el diámetro de tubería y la escala en el lado izquierdo muestra la longitud de la tubería ( medida en diámetros ), en la cual, la pérdida de presión es igual a una carga por velocidad. La caída de presión debida a cualquier longitud de tubería dada, puede determinarse directamente. En conexión con el uso de la Fig. 85 debe notarse que si la rugosidad es peor que la condición de una tubería de acero moderadamente rugosa, no se obtiene una ventaja real

extrapolando el valor de  $SeV_c/\mu$  ; suponiendo un valor de  $3 \cdot 10^5$  da una precisión adecuada.

- Pérdida de presión en una contracción repentina.-

Esta puede ser tomada aproximadamente como 0.5 veces una carga por velocidad, calculada en base a la velocidad en la sección reducida.

- Pérdida de presión en codos y curvaturas.-

Para codos largos de  $90^\circ$  , la caída de presión es aproximadamente 0.5 veces una carga por velocidad sumándose a la pérdida por fricción normal en el tubo.

Para diferentes ángulos, la pérdida de presión es como sigue:

Angulo de curvatura	$90^\circ$	$60^\circ$	$40^\circ$	$30^\circ$	$22.5^\circ$
Pérdida de presión en velocidad de carga	1.3	0.7	0.3	0.2	0.1

- Pérdidas de presión en la válvulas -

Las pérdidas de presión en una selección representativa de válvulas de varios fabricantes son mostradas en la tabla 2.

La carga por velocidad apropiada es aquella basada en la velocidad en un tubo de la misma medida que el diámetro nominal ( $D_v$ ) de la válvula. Si es usada una válvula de diámetro nominal pequeño ( $D_{v1}$ ), la carga por velocidad como se lee de la tabla 2 debe ser multiplicada por la cuarta potencia de la relación de diámetros, ésto es,  $(D_v/D_{v1})^4$ .

-Pérdida de presión a través de un orificio circular-

La variación (con el valor  $m$ ), en la pérdida de presión a través de un orificio circular, se muestra en la tabla 3. Los valores estan relacionados a un punto suficientemente alejado corriente abajo de la placa de orificio, para que cualquier presión se recupere totalmente.

**TABLA 2- PERDIDA DE PRESION EN VARIOS TIPOS DE VALVULAS  
Y LLAVES DE PASO.**

DESCRIPCION DE LA VALVULA	FLUJO	ABERTURA			
		COMPLETA	3/4	1/2	1/4
<b>VALVULA DE GLOBO:</b>					
1 PG.....	NORMAL	4.6	4.8	6.7	28
	INVERSO	6.8	7.8	9.2	29
1 PG.....	NORMAL	6.1	6.6	8.9	27
	INVERSO	7.0	7.7	9.8	27
2 PG.....	NORMAL	6.4	7.2	12.8	40
	INVERSO	7.8	8.2	16.8	37
4 PG.....	NORMAL	8.1	9.0	10.8	29
	INVERSO	6.8	7.9	10.8	31
4 PG (DE ALTA EFICIENCIA)	NORMAL	8.8	8.8	6.6	15
	INVERSO	4.9	4.9	5.2	10
<b>V. DE CORREDERA:</b>					
4 PG (DE COMPUERTA)	-	0.088	0.14	1.87	18
4 PG (DE CORREDERA)	-	0.014	0.61	8.9	51
<b>V. DE DIAFRAGMA:</b>					
2 PG CUERPO DE ACERO	-	2.0	2.2	4.1	32
2 PG DE FIBRA DE VIDRIO	-	1.8	2.1	2.8	18
2 PG CUERPO DE CAUCHO	-	2.9	3.4	8.9	35
<b>LLAVE DE MACRO:</b>					
2 PG	-	0.9	8.8	76	-
1 PG	-	1.8	28	-	-
V. DE RETENCION 2 PG	NORMAL	2.4	2.7	4.8	18
260 ATM	INVERSO	2.8	2.8	5.0	23
V. DE RETENCION 2 PG	NORMAL	2.7	2.7	4.8	20
440 ATM	INVERSO	3.0	3.0	4.2	21
V. A PRUEBA DE AMONIACO	NORMAL	7.7	-	-	-
	INVERSO	8.9	-	-	-
V. DE ANGULO	-	3.0	-	-	-
VALVULA DE ESCAPE O Y	-	3.0	-	-	-
VALVULAS DE RETENCION	-	3.0	-	-	-
DE CHARNELA	NORMAL	1.5	-	-	-
DE DISCO	NORMAL	10	-	-	-
DE SOLA	NORMAL	65	-	-	-

TABLA 3	
m	Pérdida de presión en cargas por velocidad.
0.10-----	245
0.12-----	160
0.14-----	110
0.16-----	81
0.18-----	60
0.20-----	45
0.25-----	28
0.30-----	18
0.35-----	11
0.40-----	8
0.45-----	6
0.50-----	4
0.60-----	2

- Estimación del factor de forma de onda WF -

La forma de onda del flujo en la fuente de pulsaciones puede determinarse a partir de un diagrama indicador. El factor de forma de onda WF puede calcularse usando la fórmula siguiente:

$$WF = \frac{1}{t} \int_0^t \frac{(Q - \bar{Q})^2}{\bar{Q}^2} dt \quad \dots(19)$$

donde Q es el gasto instantáneo.

$\bar{Q}$  es el gasto promedio.

t es el tiempo de un ciclo.

En la Fig. 84 se dan unas pocas formas de onda típica, si la forma de onda estimada se aproxima a una de estas formas, entonces WF no debe ser calculado. En casos donde no ocurra una interrupción del flujo en cualquier parte de un ciclo, la forma de onda triangular mostrada en la Fig. 84 permite una precisión suficiente en la estimación de WF, esto es:

$$WF = \frac{(\dot{Q}_{max} - \dot{Q}_{min})^2}{12 \dot{Q}^2} \dots\dots\dots (20)$$

-Aplicación práctica del Método de Hodgson-

Ejemplo 1.- Medición del gasto de gas a 300 atm de un compresor.

Considere un compresor triplex de simple acción, velocidad de 113 rpm, el cual entrega gas a 300 atm manométricas, a 50°C a una torre de absorción de 3m<sup>3</sup> de capacidad, con una tubería de acero de 3 pg. rugosidad moderada de  $\delta=0.01$  y 200 pies de longitud, adaptada con 12 codos de 90° y con una válvula de retención completamente abierta a 440 atm. en la tubería de salida de la torre.

El gas tiene una densidad (S<sub>0</sub>) de 0.171 kg/m<sup>3</sup> y una densidad (S<sub>s</sub>) a las condiciones de trabajo de 40.3 kg/m<sup>3</sup>, la relación de densidades S<sub>s</sub>/S<sub>0</sub> será de 234, con una viscosidad  $\mu = 110 \cdot 10^{-6}$  poise. El máximo gasto es de 15000 m<sup>3</sup>/hr con valores para la placa de orificio de  $m=0.244$  y  $d_s=1.47$  pg, basado en las leyes de flujo estable.

El medidor de flujo es instalado en el lado corriente abajo de la válvula de retención, suficientemente alejado de ella, para que no exista interacción.

Los factores que requieren consideración son:

- a) El error RMS valorado por el método de Hodgson.
- b) La posible no aplicación de las leyes de flujo estable, usando el criterio de Strohual.

Podrán ocurrir errores insignificantes debido al cambio de el coeficiente de la placa de orificio C, o a efectos de expansión. Los valores numéricos de los parámetros en el número de Hodgson pueden ser determinados como sigue:

i) Caída de presión total ( $\Delta P_s$ ).

Esta es compuesta por la pérdida de presión en la tubería, en los doce codos, en la válvula, en la placa de orificio y en



la contracción en la salida de la torre.

Para determinar la pérdida de presión en la tubería es necesario primero suponer un valor para  $(Sv_s/\mu)$ .

Puesto que la tubería es de acero con rugosidad moderada ( $\delta r=0.01$ ) puede usarse directamente la Fig. 85. Tomando un valor de  $3 \cdot 10^8$  para  $Sv_s/\mu$ , alineando el punto apropiado para  $\delta r=0.01$  con 3 pg sobre el centro de la escala y extendiéndose hacia el lado izquierdo, se obtiene un valor de 35.

Para ilustrar con más detalle al método, el cual es aplicable a tuberías lisas y también involucra el valor actual de  $Sv_s/\mu$  para  $1/\sqrt{2} \cdot Q_{max}$ :

$$S_s = 40.3 \text{ kg/m}^3 \text{ (dato)}$$

$V_s$  se deriva como sigue:

$$v = Q_s/A \quad (\text{pie/seg})$$

$$Q_s = \frac{Q_{max} \cdot S_s}{\sqrt{2} \cdot S_s} \quad \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

El factor de conversión de m/h a ft/s es 1.8 por lo tanto.

$$v_s = \frac{15000}{\sqrt{2} \cdot 234} \cdot \frac{1.8}{3^2} = 9 \text{ pies/seg}$$

por lo tanto:

$$Sv_s/\mu = \frac{40.3 \cdot 9}{110 \cdot 10^{-6}} = 33 \cdot 10^8$$

Usando el valor de  $Sv_s/\mu$  en la Fig. 85, la longitud de tubería en la cual la caída de presión es igual a la

carga por velocidad, es de 37 D (aproximadamente 9.2 pies). Como la tubería tiene una longitud de 200 pies, la caída de presión total debido a la fricción en la tubería es de  $200/9.2$  o 22 cargas por velocidad.

Otras pérdidas de presión son:

0.5 \* carga por velocidad debido a la contracción de la salida de la torre.

0.5 \* 12 \* carga por velocidad debido a los 12 codos.

2.5 \* carga por velocidad debido a la válvula de retención completamente abierta. (de tabla 2 interpolando).

30 \* carga por velocidad debido a la placa de orificio (graficando  $m$  vs  $\Delta p$  e interpolando) con un  $m = 0.244$

Por lo tanto, la caída de presión total entre el compresor y la placa de orificio es:

$$22+0.5+6+2.5+30 = 61 * \text{carga por velocidad.}$$

ahora la carga por velocidad en (atm) esta dada por:

$$0.46 S v_e^2 * 10^{-6} = 0.46 * 40.3 * 9^2 * 10^{-2} = 1.5 * 10^{-2} \text{ (atm).}$$

entonces, la caída de presión total es igual a:

$$\Delta P_s = 61 * 1.5 * 10^{-2} = 0.091 \text{ (atm).}$$

(i)  $Q_s$  - Volumen de gas entregado por hora a condiciones de trabajo y ( $1/\sqrt{2}$  \* gasto máximo).

De los datos dados:

$$Q = \frac{15000}{\sqrt{2} * 234} = 45.7 \text{ m}^3/\text{h.}$$

(ii)  $V_s$  - Volumen de capacidad adicional en la línea.

La torre de absorción tiene una capacidad de 3  $\text{m}^3$ . Parte de este volumen lo ocupará el empaque, pero éste es compensado por la capacidad de la tubería. En el ejemplo presente se considera razonable ignorar ambos factores, solo se toma el volumen de la torre.

(v)  $\eta$  - Frecuencia de la pulsación.

$$\eta = \frac{113 * 3}{60} = 5.7 \text{ cps}$$

v)  $P_a$  - Presión absoluta.

Esta es de 301 atm. Por lo que sustituyendo valores, el Número de Hodgson, es:

$$N_h = \frac{3600 \eta V_a \Delta P_a}{Q_a P_a} = \frac{3600 * 5.7 * 3 * 0.091}{45.7 * 301} = 0.41$$

- Factor de Forma WF -

Los detalles de la forma de onda de un compresor podrían en general, obtenerse a través del ingeniero de planta. Para completar el siguiente ejemplo, se supone que el compresor entrega en un punto de apertura de válvula  $90^\circ$  después del centro muerto; la forma de onda del flujo será como la Fig. 86. La Fig. 84 muestra que WF está entre 0.5 y 1 por lo que se supone un valor de 0.7. (Una mayor precisión se obtiene si se calcula WF con la fórmula 20, obteniéndose un valor de 0.65). Por lo que de la Fig. 84, el efecto RMS es de alrededor del 2%.

-Modificaciones necesarias a la instalación para reducir el efecto RMS a 1%.-

La Fig. 84 muestra que con un factor de forma de onda de WF = 0.7, el  $N_h^2$  de Hodgson debe incrementarse a 0.6. Esto puede realizarse incrementando  $\Delta P$  por la colocación de una placa de orificio adicional en la línea. El valor  $m$  necesario es calculado como sigue:

Las caídas de presión correspondientes a valores  $N_h = 0.41$  y 0.6 son 61 y  $(61/0.41) * 0.6 = 90$  carga por velocidad respectivamente.

Entonces, la caída de presión adicional de 90-61 = 29 carga por velocidad deben perderse a través de la placa de orificio adicional. De la tabla 3, un valor de  $m=0.24$  se estima

como adecuado. Esta placa deberá instalarse en la línea de salida de la torre, corriente arriba de la placa medidora y suficientemente alejada de ella, (aproximadamente 25 D), para que no influya en la exactitud de la medición.

- Factores de corrección y tolerancias -

La instalación ha sido diseñada para incluir suficiente amortiguamiento para dar un efecto RMS de 1% a la mitad de la escala completa de presión diferencial o de  $(1/\sqrt{2} * Q_{max})$ .

Un factor de corrección de 0.99 debe, por lo tanto, aplicarse en el cálculo de la placa de orificio junto con una tolerancia suplementaria de  $\pm 0.5$ , la cual debe cubrir adecuadamente cualquier incertidumbre involucrada en la corrección.

Debe notarse que el valor de  $N_w$  es proporcional a la frecuencia y a la presión diferencial total; y es inversamente proporcional al flujo. Este crece hasta 1.2 con el flujo total, correspondiendo a un efecto de 0.3%. Por otro lado, a la mitad del flujo máximo  $N_w$  decrece hasta 0.3 dando un efecto de alrededor de 3.5%.

Criterio de Strouhal

De acuerdo al criterio de Strouhal las leyes de flujo estable se aplican si:

$$\frac{nd_n}{12v_{d(n)}} \leq 0.1$$

$$v_{d(n)} \text{ para } \frac{1}{\sqrt{2}} * Q_{max} = \frac{v_c}{m} = \frac{9}{0.244} = 37 \frac{\text{pie}}{\text{seg}}$$

Por lo tanto el Número de Strouhal es:

$$\frac{nd_n}{12v_{d(n)}} = \frac{5.7 * 1.47}{12 * 37} = 0.0185$$

este valor se encuentra dentro del límite permisible por las leyes de flujo estable basadas en el criterio de Strouhal.

- Ejemplo de cálculo 2 -

Estimación del error debido a las pulsaciones para una instalación de medición de gas circulando después de un Booster.

El gas es incrementado de 200 a 400 atm por un circulador de dos cilindros de doble acción. Un diagrama indicador muestra que la válvula de entrega comienza a abrir 40° después del centro muerto; entonces la forma de onda de flujo será como se muestra en la Fig. 87.

De este diagrama,  $Q_{max}$ ,  $Q_{min}$ , y  $\bar{Q}$  tienen un valor de 44, 27 y 35 respectivamente, por lo tanto, suponiendo una forma de onda triangular y la ausencia de resonancia:

$$WF = \frac{(44 - 27)^2}{12 \cdot 35^2} = 0.02$$

En el caso extremo, por lo tanto, de un orificio instalado tan cerca como sea posible al circulador, con un arreglo aceptable de tubería (correspondiendo a un Número de Hodgson cercano a cero), el efecto RMS no excedería el 1% y si aplicamos un factor de corrección de 0.99, la tolerancia del RMS no excedería el  $\pm$  0.5%.

Herning y Schmid (1930) presentaron cartas para compresores simplex de doble acción. Figs. 88 y 89, para la predicción del error de medición como una función del  $N^c$  de Hodgson y la relación del tiempo de descarga del pistón al tiempo total por embolada.

La tabla 4(a) da los mínimos Números de Hodgson requeridos para reducir el error de medición hasta 1%, como está dado por las cartas, (para relaciones de calor específico entre 1.28 y 1.37).

Schmid (1940) presentó cartas similares para un compresor

duplex de doble acción y para un compresor triplex de doble acción. (para una relación de calor específico de 1.37).

La tabla 4(b) da los mínimos Números de Hodgson correspondientes a un error en la medición de 1% para estos casos.

TABLA 4			
MINIMOS NUMEROS DE HODGSON.			
(a) COMPRESOR SIMPLEX DE DOBLE ACCION.			
$\beta$	N <sub>H</sub>	$\beta$	N <sub>H</sub>
0.167	1.91	0.667	0.60
0.222	1.00	0.888	0.48
0.50	0.50	1.0	0.34
(b) DUPLÉN DOBLE ACCION		TRIPLEX DOBLE ACCION.	
$\beta$	N <sub>H</sub>	$\beta$	N <sub>H</sub>
0.167	1.00	0.167	0.85
0.222	0.70	0.222	0.50
0.50	0.50	0.50	0.15
0.667	0.10	0.667	0.06
0.888	0.05	0.888	0.00
1.00	0.00	1.00	0.00

(s) de la tabla anterior es la relación del tiempo de descarga del pistón con el tiempo total por embolada y (N<sub>H</sub>) es el número de Hodgson.

#### 3.4.4 Amortiguadores de alto paso.

Estos dispositivos permiten el paso de las altas frecuencias y atenúan las bajas frecuencias de pulsación.

La Fig. 90 ilustra una curva típica de eficiencia contra frecuencia para este método de control.

La constitución de estos equipos de control es de una tubería perforada con una cubierta como casco exterior y pueden ser instalados en la lateral o reemplazar a la botella de volumen normal del compresor.

Este mecanismo es poco usado ya que tiene muchas desventajas, las cuales se pueden verificar en la tabla 5.

### 3.4.5 Absorvedores de pulsación.

#### A. Resonador Tuned Stub .

Este es un dispositivo abierto en una terminal y cerrado en la otra, su frecuencia resonante debe ser determinada como se muestra en la Fig. 91, de la siguiente ecuación:

$$f = \frac{(2n - 1)a}{4L} \quad \dots(21)$$

donde: f es la frecuencia en hz.

a es la velocidad del sonido en el gas en pie/seg.

L es la longitud de la sección de la tubería en pies.

n es la frecuencia fundamental y más altos modos de resonancia acústica = 1,2,3...

La Fig. 92 ilustra la geometría física de estos dispositivos. El diámetro del Resonador Tuned Stub no debe ser menor de la mitad del diámetro de la tubería a la cuál va unido.

- Ejemplo de diseño -

Si consideramos la velocidad del compresor de 450 rpm, la velocidad del sonido en el gas de 1200 pie/seg y el 2<sup>o</sup> armónico del compresor es de 15 hz, siendo este el único componente de pulsación presente con una amplitud excesiva, por lo tanto su longitud es:

$$L = \frac{(2n-1)a}{4f} = \frac{(2(1)-1)*1200}{4(15)} = 20 \text{ pies.}$$

Este ejemplo se demuestra en la Fig. 92.

#### B. Resonador Side Branch.

Estos amortiguadores de pulsación provocan poca caída de presión, tienen un rango de frecuencias limitado y pueden ser más efectivos con compresores de velocidad constante. La Fig. 93 es la curva característica de atenuación de estos equipos.

Físicamente están compuestos de una cámara de volumen de dos veces el diámetro de la tubería y un tubo estrangulador de

1/2 del diámetro de la tubería, y la longitud de botella y estrangulador deben ser iguales. Fig. 94.

La frecuencia resonante de estos equipos es:

$$f_h = \left[ \frac{a}{2\pi L} \right] \left[ \frac{D_{ch}}{D_b} \right] \quad \dots(22)$$

donde:  $f_h$  es la frecuencia resonante de Helmholtz en hz.  
 $a$  es la velocidad del sonido en el gas en pie/seg.  
 $D_{ch}$  es el diámetro interno del estrangulador en pg.  
 $D_b$  es el diámetro interno de la botella en pg.  
 $L$  es la longitud del estrangulador y botella en pies.

- Ejemplo de diseño -

Si  $a$  es igual a 1200 pie/seg y la frecuencia es de 15 hz como único componente de la pulsación, siendo el 2<sup>o</sup> armónico del compresor, calcular la longitud de la botella y el estrangulador.

$$L = \frac{1200}{2\pi \cdot 15} \cdot \frac{0.5 D_t}{2 D_t} = \frac{1200}{2\pi \cdot 15} \cdot \frac{1}{4} = 3.18 \text{ pies.}$$

$D_t$  es el diámetro de la tubería.

Por lo tanto, la longitud de botella es 3.18 pies igual a la del estrangulador. Esto se aprecia en la Fig.94.

### 3.4.6 Amortiguadores de bajo paso.

A.- Generalidades. Estos equipos pueden ir colocados en la succión y descarga de una unidad de potencia. Este equipo se usa cuando la pulsación es severa y no se pudo controlar mediante el diseño de tubería y el uso de los amortiguadores anteriores. Este tipo de amortiguadores es el más utilizado en la industria petrolera.

El amortiguador de pulsación de bajo paso logra hacer una transmisión lineal continua del fluido sin cambios de direcciones, casi no tiene limitaciones, excepto que el fluido



tiene que ser de naturaleza compresible, sin embargo, con las correlaciones de viscosidad apropiadas, esta limitación puede ser superada.

Su diseño se basa en lograr una caída de presión cercana al 0.1 % de la presión de descarga y son capaces de eliminar el 95 % del total de las pulsaciones. Estos equipos permiten el paso a través de ellos de las frecuencias bajas hasta un valor límite llamado frecuencia de corte y a partir de este límite ya no pasarán frecuencias mayores.

Existen dos tipos fundamentales y son:

(i) Filtros de Tipo  $\Pi$ . También son llamados en serie o simétricos. Consisten de dos botellas o cámaras en serie o en paralelo interconectadas por un tubo estrangulador. Figs. 95 y 96.

(ii) Filtro de tipo T. Consisten de una botella y un tubo estrangulador. Los hay en serie o de tubo interno. Fig. 97.

Estos dos tipos de amortiguadores no son las únicas configuraciones usadas, las puede haber de otras formas y pueden ser muy eficientes.

#### B.- Efectividad de los amortiguadores de bajo paso.

Las Figs. 98 y 99 muestran la efectividad del amortiguador tipo  $\Pi$  simétrico y se obtuvieron usando un Oscilógrafo Transductor de presión, antes y después de colocar el filtro.

La Fig. 100 muestra tres pruebas en diferentes sitios de recolección de gas. En ella se puede notar que para cada sitio con un tipo de gas a su temperatura y presión de flujo, es diferente el espectro de pulsación antes y después de colocarse el amortiguador de bajo paso.

La Fig. 101 también muestra la efectividad del amortiguador de pulsación de bajo paso antes y después de su colocación. Esta gráfica exhibe pulsaciones considerables en el medidor de orificio. En ella se puede apreciar que los picos de la curva A sin amortiguador correspondieron con los armónicos

de la velocidad del compresor, ésto es: 1<sup>o</sup> armónico o frecuencia fundamental (300 cpm), 2<sup>o</sup> armónico (600 cpm), 6<sup>o</sup> armónico (1800 cpm) y 10<sup>o</sup> armónico (3000 cpm). La curva B demuestra la atenuación que se obtuvo después de colocar el amortiguador.

La Fig. 102 ilustra una carta de reloj de una hora de un medidor de orificio, donde también se puede analizar la efectividad del amortiguador a diferentes velocidades del motor del compresor 245, 260, 280 y 295 rpm.

- Diseño de filtros de bajo paso.

- Normas de diseño. Para poder diseñar un amortiguador de bajo paso tipo  $\Pi$  se usan las reglas básicas siguientes:

1. Determinar la frecuencia de disturbio, la cual es función de la velocidad del compresor en (cps), llamada más específicamente frecuencia base o fundamental. La frecuencia fundamental para un cilindro de simple acción a 300 rpm es de 5 cps. La frecuencia fundamental para un cilindro de doble acción es de 10 cps.

2. La frecuencia fundamental del compresor debe ser mayor que la frecuencia de corte del filtro.

3. Otras frecuencias encontradas después de la frecuencia fundamental serán múltiples de esta frecuencia. Como lo muestra la Fig. 101.

4. Es casi imposible predeterminar las amplitudes de varias posibles frecuencias que puedan existir para cualquier compresor dado.

5. Las ondas de pulsación viajan a la velocidad del sonido a la temperatura y presión existentes y están gobernadas por la teoría de la onda plana.

6. La base analítica para el diseño de un amortiguador de bajo paso es la teoría acústica.

7. El ángulo de manivela tiene mucho que ver cuando se trabaja con más de un cilindro de simple acción,

particularmente cuando dos cilindros descargan juntos.

8. El amortiguador consistirá de dos secciones de igual longitud, ésto es, la longitud del tubo interconectante será igual a la longitud de cada cámara.

9. Se deberá calcular la frecuencia resonante fundamental del tubo interconectante, la cual varía si el tubo esta abierto de un lado y cerrado en el otro o cerrado en ambos extremos.

10. El filtro amortiguará la mayoría de las altas frecuencias, ésto es, solo permitirá el paso de las frecuencias bajas hasta la frecuencia de corte, excepto para algunas frecuencias periódicas conocidas como bandas de paso.

11. Se deberán localizar estas bandas de paso en relación a los armónicos de la frecuencia fundamental del compresor.

12. La longitud del tubo estrangulador debe ser considerablemente más corta que un cuarto de la longitud de onda de la pulsación.

13. El no amortiguar las altas frecuencias provocará que éstas puedan coincidir con un armónico de la frecuencia base y se inicie la resonancia.

14. Un amortiguador de pulsación de bajo paso se debe de diseñar sin exceso de caída de presión.

15. El cálculo de la frecuencia de corte del filtro de bajo paso se realiza con las siguientes ecuaciones:

$$f_c = \left[ \frac{c}{\pi L} \right] \left[ \frac{d_{ch}}{d_b} \right] \quad \dots(23)$$

donde:  $f_c$  es la frecuencia de corte del filtro (Hz).

$c$  es la velocidad del sonido en el gas (pie/seg).

$d_{ch}$  es el diámetro interno del tubo estrangulador (pg).

$d_b$  es el diámetro de la botella (pg).

$L$  es la longitud del estrangulador y la botella (pie).

$$f_c = \left[ \frac{c}{\pi} \right] \left[ \frac{A}{L V} \right]^{1/2} \quad \dots(24)$$

donde: A es el área del tubo estrangulador (pie<sup>2</sup>).

V es el volumen de la botella (pie<sup>3</sup>).

El valor de c se puede calcular de las siguientes formas:

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda f \quad \dots(25)$$

donde: λ es la longitud de onda (pie).

T es el periodo (seg).

f es la frecuencia (cps).

$$c = (R k g_c T)^{1/2} \quad \dots(26)$$

donde: R es la constante específica del gas  $\left[ \frac{\text{pie/Lbr}}{\text{Lbm/}^\circ\text{R}} \right]$

k es la relación de calores específicos.

T es la temperatura absoluta (°R).

g<sub>c</sub> es la constante dimensional  $\left[ \frac{\text{Lbm/pie}}{\text{Lbr/seg}^2} \right]$

$$c = \left[ \frac{1544 k g T}{M} \right]^{1/2} \quad \dots(27)$$

donde: M es el peso molecular del gas (Lb/mol-Lb).

g es la aceleración de la gravedad 32.2 (pie/seg).

**C.- Métodos de Diseño.** A continuación se exponen tres métodos de diseño de amortiguadores de bajo paso para bombas reciprocantes.

**a) Regla de campo.** Para utilizar este método se debe considerar lo siguiente:

- La frecuencia fundamental del compresor será casi igual o poco mayor que la frecuencia de corte.

- El diámetro de la botella del filtro es el doble del diámetro de la tubería.

-El diámetro del tubo estrangulador del filtro será la mitad del diámetro de la tubería.

**Ejemplo de cálculo.**

Determinar la longitud del tubo estrangulador y botellas de un filtro simétrico tipo  $\Pi$  con los siguientes datos:

Frecuencia fundamental del compresor 7.5 Hz.

Velocidad del sonido en el gas 1200 (pie/seg).

Velocidad del compresor 450 rpm.

Solución:

i) Obtención de la longitud del estrangulador L.

De la ecuación (23) despejamos L.

$$L = \frac{c \, d_b}{\Pi \, f_c \, d_b}$$

Considerando que la frecuencia de corte es la frecuencia fundamental.

$$L = \frac{1200 \text{ (pie/seg)} \, 1/2 \, d_t}{\Pi \, (7.5 \text{ Hz}) \, 2 \, d_t} = \frac{1200 * 1}{\Pi * 7.5 * 4} = 12.73 \text{ pies}$$

$$L = 12.75 \text{ pies.}$$

ii) Obtención de diámetros.

Para obtener los diámetros de botella y estrangulador necesitamos conocer el diámetro de la tubería, el cual debe ser un dato.

iii) Por consiguiente el filtro tipo  $\Pi$  simétrico tendrá las siguientes características:

- Dos botellas con longitud de 12.75 pies con un diámetro el doble que el de la tubería.

- Un estrangulador con longitud de 12.75 pies y diámetro de la mitad del diámetro de la tubería.

La configuración del amortiguador de pulsación simétrico

de bajo paso tipo  $\Pi$  obtenido con este método es mostrado en la Fig. 103. Este es un sistema efectivo de control de la pulsación.

b) Método de la Teoría Simplificada.

Este método ha sido usado satisfactoriamente en muchos diseños de filtros acústicos de bajo paso, pero, no dá mucha información. Algunas ventajas de esta teoría son su simpleza y rapidez de cálculo. Las mayores desventajas son que no dá la más exacta predicción de la frecuencia de corte e ignora las bandas de paso que pueda tener el amortiguador.

**Ejemplo de cálculo.**

Calcular los volúmenes de las botellas y las longitudes del estrangulador y las botellas de un amortiguador tipo  $\Pi$  con los siguientes datos:

Relación de calores específicos  $k = 1.213$

Temperatura  $T = 91^{\circ}\text{F}$

Peso molecular del gas  $M = 25$  (Lb/mol-Lb)

Se considera la longitud del tubo estrangulador de  $1/10$  o  $1/12$  de la longitud de onda.

Es un compresor simplex de doble acción a 300 rpm.

Solución:

1.- Cálculo de la velocidad acústica (c) con la ecuación (27).

$$c = \left[ \frac{1544 k g T}{M} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ \frac{1544 * 1.213 * 32.2 * (91 + 460)}{25} \right]^{\frac{1}{2}} = 1150 \frac{\text{pie}}{\text{seg}}$$

2.- Cálculo de la frecuencia de corte.

Como la frecuencia de corte debe ser menor que la frecuencia fundamental del compresor (5 cps para un cilindro de simple acción y 10 cps para un cilindro de doble acción), suponemos un valor  $f_c = 8.5$  cps.

3.- Cálculo de la longitud de onda . Con la ecuación (25):

$$\lambda = \frac{c}{f} = \frac{1150}{10} = 115 \frac{\text{pie}}{\text{ciclo}}$$

4.- Cálculo de la longitud del tubo estrangulador.

Como la longitud del tubo debe ser mucho más corta que un cuarto de la longitud de onda de pulsación (28.75 pies), afectamos a la longitud de onda por los factores dados.

$$L_a = (1/10) * \lambda = 115/10 = 11.5 \text{ pies}$$

$$L_a = (1/12) * \lambda = 115/12 = 9.5 \text{ pies}$$

$$\boxed{L = 10 \text{ pies} \ll 1/4 \lambda}$$

El valor de  $L_a$  es escogido como la longitud del tubo estrangulador. Esta longitud asegurará una buena eliminación de las pulsaciones de alta frecuencia y dejara pasar oscilaciones de baja frecuencia menores a la frecuencia de corte de 8.5 cps.

Con  $L = 10$  pies se selecciona un diámetro de estrangulador de 3 pg cedula 40, el cual asegurará una buena tolerancia en la caída de presión.

5.- Cálculo del área del tubo estrangulador.

$$A = \frac{\pi d}{4} = \frac{\pi (3.06) \text{ pg pie}}{4 * 144 \text{ pg}^2} = 0.0513 \text{ pie}^2$$

6.- Cálculo del volumen de la botella. De la ecuación (24)

$$V = \frac{c A}{\pi^2 f c^2 L} = \frac{1150 (\text{pie/seg}) * 0.0513 \text{ pie}}{\pi^2 * 8.5^2 (\text{cps})^2 * 10 \text{ pies}} = 9.52 \text{ pies}^3$$

Por consiguiente; se selecciona una botella con volumen de 9.52 pies<sup>3</sup> y longitud de 10 pg, si no la hay en el mercado, se obtiene el tubo de medidas más aproximadas a estos valores y se prueba que la caída de presión no sea excesiva.

7.- Conclusión. Como el amortiguador de pulsación de bajo paso debe ser simétrico, éste debe consistir de: dos botellas de 10 pg de longitud y 9.52 pies<sup>3</sup> de volumen interconectadas

por un estrangulador de 3 pg de diámetro y 10 pies de longitud.

El amortiguador diseñado así es parecido al de la Fig. 104 en donde se ilustra la gráfica de la teoría simplificada y en la cual se pueden analizar las limitaciones de este método.

### c) Método de la teoría refinada.

La frecuencia de corte es obtenida de la frecuencia fundamental del compresor. Con esta frecuencia fundamental y sus armónicos podemos localizar las bandas de paso, con las cuales se puede determinar la longitud del tubo estrangulador a ser usado en el filtro simétrico. Si estas dos variables, (frecuencia de corte y longitud del tubo estrangulador), son determinadas, una tercera variable, (el volumen), puede encontrarse con la ecuación (29).

Cuando estas cantidades han sido determinadas, el siguiente paso consiste en calcular los valores de un indicador llamado Cos W, luego los valores de relaciones transmisión de energía para un rango de frecuencias, después se grafican estos valores y así se puede hacer un análisis del comportamiento del amortiguador.

### ci.- Análisis de gráficas.

Para definir la frecuencia de corte se requiere del uso de un indicador llamado Cos W, el cual predice la frecuencia a la que se inicia la atenuación de la pulsación y también predice las frecuencias a las cuales la transmisión de las pulsaciones pueden ocurrir más intensamente. El indicador es:

$$\text{Cos W} = \cos(720 fL/c) - (\pi Vf/S_c) \text{sen}(720 fL/c) \dots (28)$$

donde: Cos W es un indicador.

f es la frecuencia (cps).

L longitud del tubo estrangulador y botella (pie).

c velocidad del sonido para fluido compresible (pie/s).

V es el volumen de la botella (pie<sup>3</sup>).

S es el área de flujo del tubo estrangulador (pie<sup>2</sup>).



El indicador  $\cos W$  es una función cíclica que toma valores positivos y negativos. Si el indicador está en  $+1 < \cos W < -1$  significará que existe la atenuación de las altas frecuencias de pulsación. Si el indicador se encuentra entre los valores  $\pm 1$  indicará que en este rango existe la transmisión de las ondas de pulsación que pueden pasar a través del amortiguador pero en frecuencias bajísimas.

Como se puede observar en la Fig. 105, el rango donde el indicador  $\cos W$  está entre  $\pm 1$  es una franja horizontal llamada banda de atenuación, en la cual se puede observar como las ondas pulsantes son seccionadas dando por resultado que solo una pequeña fracción de la onda, (la que pasa por esta banda de atenuación), es la que seguirá avanzando después del amortiguador. Este grupo de ondas seccionadas las cuales serán frecuencias periódicas son llamadas bandas de paso; así, tenemos que existen la 1<sup>er</sup> banda de paso, la 2<sup>da</sup> banda de paso, etc..

Por lo regular estas bandas de paso se localizan un poco más arriba de determinados números múltiplos o armónicos de la frecuencia fundamental del compresor.

Para graficar la Fig. 106 se usó la ecuación de la relación de transmisión de energía siguiente:

$$Pr = [ 1 + 4(\pi f / Sc)^2 \cos^2 W ]^{-1} \dots (29)$$

Cuyas unidades son iguales que en la ecuación (28).

Esta ecuación puede indicar qué tan buena es la atenuación y qué tan mala es la transmisión del amortiguador de bajo paso. Esta ecuación es una relación del flujo de energía promedio de la onda transmitida en la salida del amortiguador con el gasto de energía promedio de la onda incidente en la entrada del amortiguador.

Analizando la Fig. 106 podemos notar que la relación de transmisión de energía tiene un rango de valores entre 0 y 1 siendo todos positivos. Si tenemos una relación de 1.0 indicará total transmisión, lo cual es posible, de hecho, esta relación

puede alcanzar valores mayores de 1.0, lo cual, indicará una amplificación de la onda transmitida. Esta condición debe ser evitada a toda costa, ya que puede ocurrir una condición de resonancia en la tubería.

Los siguientes incisos son un análisis detallado de la Fig. 106:

1.- La forma en U de la gráfica localizada a la izquierda de la frecuencia de corte, representa la condición resonante para una combinación del tubo interconectante y la cámara más pequeña.

2.- El punto donde sucede el cambio de bajar y subir, ocurre generalmente a la mitad de la frecuencia de corte.

3.- Esta forma en U no es amplia en frecuencias, pero puede jugar un papel importante en el diseño.

4.- La forma en U debe ser situada abajo de la frecuencia fundamental del compresor, por lo general a  $1/2 f_c$ .

5.- Al subir la gráfica después de  $1/2 f_c$ , la transmisión alcanza un valor de 1, lo que significa total transmisión.

6.- Este pico en la relación de transmisión es extremadamente reducido en frecuencias.

7.- Después de este pico la relación de transmisión cae extremadamente rápido acercándose a su valor mínimo, (nunca llega a cero, con muy poca variación de frecuencia y muy cerca de la frecuencia de corte).

8.- A partir de este valor mínimo hay un rango de frecuencias (de 10 a 38 cps), donde la relación de transmisión se mantiene constante, hasta llegar a un rango reducido de frecuencias conocido como bandas de paso.

9.- De nuevo para esta condición resonante del amortiguador, la relación de transmisión de energía se aproxima a un valor de 1.0 indicando una transmisión casi total de las pulsaciones.

10.- Puesto que el indicador Cos W es una función cíclica, la existencia de éstas y otras condiciones resonantes

recurrentes del amortiguador no pueden ser excluidas.

11.-Estas condiciones deben ser investigadas para cada tipo de amortiguador. La exacta amplitud de la banda de paso no se conoce, una indicación de campo muestra que la 1<sup>er</sup> banda de paso no es muy amplia, usualmente de poca amplitud de ciclos y las subsiguientes bandas cubrirán más pocas frecuencias.

12.- Un lugar posible para la localización segura de la 1<sup>er</sup> banda de paso, es justo más arriba del décimo armónico de la frecuencia fundamental para un cilindro de simple acción y en el quinto armónico para cilindros de doble acción.

#### -Relación de transmisión en la teoría de áreas.

Los valores bajos de la relación de transmisión de energía que son posibles en las regiones de atenuación de pulsación, (de acuerdo con la ec. (29)), no han podido ser confirmados. Para confirmar ésto, se ha tenido un buen acercamiento con la teoría de transmisión de ondas de sonido en una tubería con un cambio de area en el conducto, cuya ecuación es:

$$Pr = \frac{4(S_2/S_1)}{(S_2/S_1+1)^2 \cos^2(720 fL/c) + (S_2/S_1+S_2/S_1)^2 \sin^2(720fL/c)} \quad (30)$$

La relación de transmisión de energía en la teoría de áreas, está expresada en términos de la relación de áreas, de este modo, la relación de la onda transmitida en la salida del amortiguador entre la onda transmitida en la entrada del amortiguador puede ser expresada por la ecuación (30). Fig.107.

Note que las 5 diferentes áreas son encontradas por la onda que va pasando a través del amortiguador. Se puede observar que las áreas de las cámaras son  $S_1=S_2$  y  $S_2$  es el área del tubo estrangulador, por consiguiente  $(S_1=S_2) > S_2$ , si  $S_2$  fuera el área más grande la misma teoría se podría aplicar.  $S_1$  y  $S_2$  se extienden indefinidamente en cada dirección y son

constantes, pero pueden ser de diferente área. Sin embargo, el mejor método es hacer las áreas  $S_2, S_4$  y  $S_6$  iguales.

El uso de la ecuación (30), tiene las tres limitaciones siguientes:

PRIMERA. Cuando el ángulo ( $720 \text{ fL/c}$ ) en grados es muy pequeño, la transmisión es esencialmente independiente de las áreas de flujo del amortiguador, conforme este ángulo se haga mayor, la transmisión es controlada por las áreas de flujo encontradas.

SEGUNDA. Cuando el seno ( $720 \text{ fL/c}$ ) es  $\pm 1$ , entonces la relación de transmisión de energía es dependiente sólo de las relaciones de áreas, así, la ecuación (30) quedaría:

$$Pr = \frac{4(S_6/S_4)}{(S_2/S_4 + S_8/S_4)} \quad \dots(31)$$

La relación puede alcanzar un valor indicando total transmisión cuando el área de flujo del tubo interconectante es la media geométrica de las áreas de flujo de las cámaras.

TERCERA. Cuando el seno ( $720\text{fL/c}$ ) es cero, entonces la ecuación de relación de transmisión de energía es:

$$Pr = \frac{4(S_6/S_4)}{(S_6/S_4 + 1)^2} \quad \dots(32)$$

La relación puede indicar transmisión total si las cámaras son iguales.

En resumen; la ecuación (30) no es aplicable siempre que la longitud de onda del sonido sea pequeña en comparación con el área de flujo o de cualquier dimensión del amortiguador.

La Fig. 108 muestra las gráficas de la ecuación (30) para una longitud constante del tubo interconectante y varias relaciones de áreas de flujo. Una observación muy importante es que con la mayor relación del área de flujo de las cámaras

y manteniendo el área constante del tubo interconectante, se obtiene la más pequeña relación de transmisión de energía y además la mayor atenuación.

Existen dos formas para obtener una pequeña relación de transmisión de energía o una mayor relación de áreas, la primera es manteniendo el área de flujo del tubo interconectante en el valor más pequeño indicado por el diámetro óptimo de tubería para el gasto y entonces incrementar el diámetro de las cámaras; y segunda, colocar el diámetro de la cámara en el límite deseado y reducir el diámetro del tubo interconectante. Todas estas recomendaciones están limitadas por los costos y las caídas de presión aceptables.

La Fig. 109, donde  $Pr$  es función de la relación de áreas no muestra la forma en U en el rango de 0 a  $f_c$  de la Fig. 106, ni el subsiguiente pico de transmisión, sino que, cae gradualmente desde la transmisión total hasta su valor mínimo a una velocidad estable. Esta figura y sus ecuaciones son verdaderas mientras el ángulo sea pequeño.

En la Fig. 110 se muestra la gráfica compuesta de las Figs. 106 y 109. En esta gráfica la línea sólida es el contorno que más se acerca a los datos reales. Hay que notar el hecho de que cuando el indicador  $\cos W$  (Fig. 105) tiene un valor de cero se esperará una transmisión total, ya que las regiones de frecuencias para las cuales se espera alta transmisión o poca atenuación, ocurre cuando el indicador tiene valores entre  $\pm 1$ .

Las formas de las dos curvas de transmisión acercándose a las frecuencias de la 1ª y 2ª bandas de paso son significativas. Una es relativamente amplia mientras la otra es relativamente angosta. Puesto que esta forma exacta no es conocida, el diseñador debe minimizar la importancia de las bandas de paso usando las longitudes de los tubos interconectantes en los lugares donde las bandas de paso estén arriba de los armónicos, como se mencionó previamente.

### c.2 Localización de las bandas de paso.

La localización de la 1ª banda de paso depende de la longitud del tubo interconectante y se puede encontrar a partir de la frecuencia resonante fundamental de ese tubo. Así se tiene:

i) Frecuencia resonante fundamental para tubos abiertos o cerrados en ambas terminales:

Localización de la 1ª banda de paso  $f_r = c/2L$  .

Localización de la 2ª banda de paso  $f_r = c/L$  .

ii) Frecuencia resonante fundamental para tubos abiertos en un extremo y cerrados en el otro.

Localización de la 1ª banda de paso  $f_r = c/4L$  .

donde:  $f_r$  es la frecuencia resonante (Hz).

$c$  es la velocidad acústica (pie/seg).

$L$  es la longitud del tubo estrangulador (pies).

c.3 Conclusión. La mejor atenuación o menor relación de transmisión de energía que puede ser esperada de estas curvas será la relación más baja que sea considerada por la curva de transmisión basada en la teoría de áreas y ésta puede ocurrir en donde la frecuencia corresponda a esta relación.

Para un diseño económico es importante seleccionar una frecuencia de corte con la cual se obtengan las cámaras más pequeñas posibles. A menores frecuencias de corte se tendrán mayores cámaras, lo cual, no es económico. Para tener las cámaras más económicas hay dos formas:

-Variar el área de flujo del tubo estrangulador para tener una caída de presión aceptable.

- Incrementando la longitud del tubo estrangulador, lo cual permitira que las bandas de paso ocurran a bajas frecuencias.

Así, de este modo, hay un sin número de combinaciones de variables, por lo que, cada amortiguador tiene su propio análisis.

### 3.5 Características generales de algunos métodos de control.

La tabla 5 es un resumen de las características generales de varios amortiguadores de pulsación. Cada amortiguador tiene un uso definido dependiendo de las circunstancias existentes alrededor del problema de pulsación.

Los amortiguadores de alto y bajo paso tienen amplia utilidad, el de bajo paso es más adaptable para varias situaciones de diseño. La característica recurrente está en función de la geometría del amortiguador y sus magnitudes y frecuencias no son siempre predecibles por simples teorías.

En la tabla 5, podemos observar que el amortiguador resistivo es efectivo en reducir las pulsaciones hasta un límite aceptable, pero trae como consecuencia una mayor caída de presión, ocasionando mayores costos de operación al aumentar la potencia de las bombas necesaria para contrarrestar esa caída de presión.

El resonador es útil, pero no práctico, puesto que por lo regular dentro de una tubería nunca se tiene una velocidad constante debido al flujo turbulento, pulsaciones, etc..

El amortiguador de alto paso también es útil, pero su inconveniencia consiste en tener poca eficiencia para reducir las pulsaciones, ya que deja pasar altas frecuencias, las cuales pueden inducir pulsación en el fluido y resonar mecánicamente con la tubería creando problemas de vibración.

El amortiguador de bajo paso es el más aceptable.

**TABLA 5. CARACTERISTICAS GENERALES  
DE VARIOS TIPOS DE AMORTIGUADORES**

AMORTIGUADOR	VENTAJAS	DESVENTAJAS
RESISTIVO.....	..Esencialmente insensitivo a la frecuencia.	.....Baja eficiencia alta caída de presión
RESONADOR.....	..Despreciable caída de presión. Alta eficiencia	.....Limitado rango de frecuencia. Requiere operación a vel. cte. Limitadas configur.
ALTO PASEO.....	..Baja caída de presión Alta eficiencia. Amplitud rango de frecuencia.	.....Frecuencia de alto paso. Amortiguador recurrente. Configuraciones limitadas.
BAJO PASEO.....	..Baja caída de presión Amplitud rango de frecuencias. Alta eficiencia. Adaptable para cualquier configuración.	.....Paso de frecuencias bajas. Amortiguador recurrente.

#### IV.4 AMORTIGUADORES DE PULSACION USADOS EN BOMBAS.

##### 4.1 Tipos de amortiguadores.

El propósito primordial del control de las pulsaciones en las bombas es atenuar o filtrar cualquier variación en la presión generada por la bomba, la cual crea en el sistema de tuberías, fuerzas que causan vibración y ruido. La tabla 6 compara las frecuencias de pulsación de la bomba con la frecuencia natural del tramo de tubería.

La comparación de los datos de la tabla 6 muestran periodos de vibración de tramos típicos de tubería que son de bajo orden de frecuencia, ( 1.9 a 12.5 Hz en los casos de la tubería de la tabla 6 ), y ellos están muy cercanamente relacionados a la frecuencia fundamental y al 2<sup>do</sup> y 3<sup>er</sup> armónico de las bombas recíprocantes. (En la tabla 6 , de 1.7 a 4.7 Hz). Esas frecuencias bajas son las más destructivas, pero pueden ser prácticamente eliminadas con el uso de amortiguadores de pulsación.



TABLA 6. FRECUENCIA DE LA BOMBA Y DE PULSACION						
Duplex			Triplex		Quintuplex	
RPM	f-BOMBA	f-PULSO	f-BOMBA	f-PULSO	f-BOMBA	f-PULSO
100	1.7 hz	6.8 hz	1.7 hz	5.1 hz	1.7 hz	8.5 hz
200	3.4	13.6	3.4	10.2	3.4	17.0
300	5.1	20.4	5.1	15.3	5.1	25.5
400	6.8	27.2	6.8	20.4	6.8	34.0
500	8.5	34.0	8.5	25.5	8.5	42.5

f-pulso = rpm de la bomba \* No. de cilindros/60

FRECUENCIA NATURAL DE LA TUBERIA

Tubo	2 pg. 5 Lb/pla	3 pg. 19 Lb/pla
30 pies	2.9 hz	9.8 hz
	4.8 hz	12.8 hz
	1.9 hz	6.8 hz

En la industria petrolera, hay dos tipos básicos de amortiguadores de pulsación para bombas que son:

- \* TIPO FILTRO ACUSTICO.
- \* TIPO ABSORVEDOR DE ENERGIA.

#### 4.2 Filtros acústicos.

Los filtros acústicos para bombas son mecanismos hechos de elementos de tubería que operan llenos de líquido. Con el diseño apropiado, el componente pulsante del flujo puede ser absorbido por la compresibilidad del líquido bombeado contenido en una cámara de razonable tamaño. Por ello los filtros acústicos consisten de volúmenes y estranguladores, los cuales usan técnicas de filtración reactiva para atenuar las pulsaciones. Ellos reducen significativamente la transmisión de pulsaciones de la bomba en los sistemas de tubería de succión y descarga.

La Fig. 111 muestra varios filtros acústicos que consisten de dos volúmenes conectados por un estrangulador de pequeño diámetro, mientras que en la Fig. 112 se muestra un filtro acústico simple, que consiste de un volumen conectado a una tubería por un estrangulador.

Los filtros acústicos han sido aplicados con éxito en bombas que manejan unos pocos galones por hora y en aquellas que manejan muchos galones por minuto. Estos no son los límites que deben ser usados en el diseño de un filtro, ya que teóricamente es posible obtener diseños de filtros eficientes fuera de estos valores.

Las botellas son generalmente cilíndricas en su contorno, fabricadas de tubería y con tapas de tubo, también han sido usadas botellas de forma esférica. Las botellas (en la succión y descarga), deben ser conectadas tan cerca como sea posible a la bomba. Es preferible que esta conexión se haga en el punto medio de la botella.

Los tubos estranguladores deben ser cortos, muy raras veces necesitan exceder de los 4 pies de longitud. Para hacer al tubo estrangulador más efectivo, se debe tener una buena diferencia en diámetro entre el tubo estrangulador y la tubería. Lo usual es un relación de 1 : 2.

#### 4.3 Diseño de filtros acústicos.

Se presentan a continuación dos métodos de diseño de filtros acústicos. Uno basado en técnicas analíticas y el otro desarrollado mediante una analogía eléctrica.

##### a) Diseño Analítico.

Para un filtro acústico volumen-estrangulador-volumen como el mostrado en la Fig. 111, se utiliza la siguiente ecuación para calcular la frecuencia resonante:

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{2} \left[ \frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} + \frac{\mu_3 + \mu_4}{V_2} \right] \pm \sqrt{\left[ \frac{\mu_1 + \mu_2}{V_1} - \frac{\mu_3 + \mu_4}{V_2} \right]^2 + \frac{4\mu_2}{V_1 V_2}}}$$

ecuación (33) donde el elemento  $\mu_j$  se calcula:

$$\mu_j = \frac{A_j}{L_j + \frac{1}{2} \sqrt{\pi A_j}} \quad j = 1, 2, 3, \dots \quad \dots (34)$$

donde:  $V$  es el volumen (pie<sup>3</sup>).  
 $f$  es la frecuencia resonante (hz).  
 $L$  es la longitud del tubo estrangulador (pie).  
 $A$  es el área del tubo estrangulador (pie<sup>2</sup>).  
 $c$  es la velocidad del sonido (pie/seg).  
 $\mu$  es un parámetro acústico.

Para volúmenes iguales la frecuencia resonante es aproximadamente:

$$f = \frac{c}{\pi \sqrt{2}} \sqrt{\frac{\mu_2}{V_1}} \quad \dots (35)$$

El filtro debe ser diseñado para tener una frecuencia resonante (llamada frecuencia de corte), no mayor de 1/2 de la frecuencia más baja que se desea reducir.

Un caso especial para filtros simétricos llenos de líquido se obtiene eligiendo longitudes iguales de cámaras y estrangulador. Esto reduce la ecuación (33) a:

$$f = \frac{c d}{\pi \sqrt{2} L D} \quad \dots (36)$$

donde:  $d$  es el diámetro del estrangulador (pg).  
 $L$  es la longitud del estrangulador (pie).  
 $D$  es el diámetro de las cámaras (pg).

Normalmente un buen diseño de filtro tendrá una frecuencia resonante menor de 1/2 de la frecuencia de la bomba y tendrá

una mínima caída de presión. Por ejemplo, una bomba triplex de simple acción, operando a 600 rpm genera pulsaciones a todos los múltiplos de 10 Hz. Las amplitudes más grandes normalmente podrán ser a los 30, 60, 90 Hz, etc.. La frecuencia resonante del filtro debe fijarse a 15 Hz o menos.

Ejemplo: Para agua, en la cual la velocidad del sonido es 3200 pies/seg y una botella de diámetro interior de 19 pg. De la ecuación (36) se tiene:

$$\frac{L}{d} = \frac{c}{\pi \sqrt{2} f D} = \frac{3200}{\pi \sqrt{2} (15) (19)} = 2.53 \frac{\text{pie}}{\text{pg}}$$

Si el diámetro del estrangulador es seleccionado  $d = 1.049$  pg, entonces la longitud de cada botella de volumen y tubo estrangulador es de 2.65 pies.

#### b) Diseño con analogía eléctrica.

Puesto que existe una analogía entre los sistemas eléctricos y acústicos se pueden usar filtros eléctricos, (hechos con bobinas de inductancia, condensadores y resistencias), para diseñar filtros acústicos.

Las botellas son análogas a los condensadores, los tubos estranguladores son análogos a las bobinas de inductancia y la resistencia acústica es análoga a la resistencia eléctrica. Un condensador o una botella almacenan energía y la descargan lentamente después de que la carga máxima es alcanzada. Esta acción nivela el flujo de energía entre las cargas máximas.

#### b.1 Definición de variables.

Olson define la capacitancia acústica de un volumen en términos de la densidad de masa como sigue:

$$C = Vg/\rho c^2 \quad \dots (37)$$

donde: C es la capacitancia acústica (pie<sup>5</sup>/Lb).  
 V es el volumen de la botella (pie<sup>3</sup>).  
 g es la constante gravitacional 32.2 pie/seg.

$\rho$  es la densidad del fluido (Lb/pie<sup>3</sup>).

$c$  es la velocidad acústica (pie/seg).

Puesto que  $c = (k'g/\rho)^{1/2}$ , la capacitancia de la botella en términos del módulo de volumen efectivo  $k'$  es:

$$C = V/k' \quad \dots(38)$$

Un segundo elemento del filtro acústico es el tubo estrangulador, análogo a la inductancia eléctrica. Olson define la inductancia acústica de un tubo circular en términos de la densidad de masa como sigue:

$$L = \rho l/gB \quad \dots(39)$$

donde:  $L$  es la inductancia acústica (Lb-seg<sup>2</sup>/pie<sup>5</sup>).

$l$  es la longitud del tubo estrangulador (pie).

$B$  es el área transversal del tubo (pie<sup>2</sup>).

Reduciendo el área  $B$  o incrementando  $l$  se puede reducir la pulsación a niveles aceptables, pero no es práctico porque se causa una excesiva caída de presión.

Una tubería tiene la habilidad de impedir el reforzamiento de la presión o agitación. Esta impedancia a la agitación es una resistencia pura, ya que los cambios de presión y flujo están en fase. Olson define esta resistencia acústica como sigue:

$$R_A = P/U \quad \dots(40)$$

donde:  $R_A$  es la resistencia acústica (Lb-seg/pie<sup>5</sup>).

$P$  es la presión (Lb/pie<sup>2</sup>).

$U$  es el volumen de flujo (pie<sup>3</sup>/seg).

La resistencia de agitación de la tubería puede ser obtenida de la ecuación de martilleo de agua (water hammer). En los cálculos de martilleo de agua, cuando se considera el cierre rápido de una válvula, el aumento máximo de la presión arriba de la presión de flujo es:

$$P = \rho c U/gA \quad \dots(41)$$

Entonces la resistencia acústica definida por Olson queda:

$$R_a = \rho c/gA \quad \dots(42)$$

donde:  $A$  es el área transversal de la línea ( $\text{pie}^2$ ).

Un filtro de bajo paso es una combinación de capacitancia, inductancia y resistencia, en el cual pasan las pulsaciones con frecuencias desde cero hasta la frecuencia de corte, a partir de la cual la pulsación es reducida.

Ludwing, en su artículo "Diseño de amortiguadores de pulsación para bombas recíprocas de alta velocidad", determina la cantidad de pulsación que pasa a frecuencias diferentes, con la expresión:

$$\frac{P_L}{P_o} = \sqrt{\frac{1}{\left[\left(\frac{\omega L}{R_a}\right)^2 \left(\frac{C R_a^2}{L}\right) - 1\right]^2 + \left(\frac{\omega L}{R_a}\right)^2 \left(\frac{C R_a^2}{L}\right)^2}} \quad \dots(43)$$

donde:  $P_L$  es la presión pulsante máxima en la línea, con cámara de volumen, tubo estrangulador y resistencia considerada.  $\text{Lb}/\text{pie}^2$ .

$P_o$  es la presión pulsante máxima sin cámara de volumen y tubo estrangulador.  $\text{Lb}/\text{pie}^2$ .

$$\omega = 2\pi f.$$

$f$  es la frecuencia de pulsación, cps.

Los demás términos están previamente definidos.

La relación  $P_L/P_o$  define la transmisión. Un valor de 1.0 significa que el 100 % de la pulsación está pasando a través del filtro. Un valor de 0.1 podría significar que está pasando el 10 % de la pulsación.

La transmisión  $P_L/P_o$  varía con la frecuencia, de modo que la curva de transmisión puede ser representada graficando  $P_L/P_o$  contra frecuencia. Con la selección apropiada de los elementos que hacen al filtro, la transmisión de pulsación puede ser controlada hasta un valor deseado de la frecuencia base. Esto puede significar evaluar varias configuraciones de filtros.

Un criterio de diseño es tener la transmisión  $P_t/P_o$  igual o menor que 0.20 a la frecuencia fundamental de la bomba.

La Fig. 113 muestra la eficiencia de un filtro acústico en una instalación donde fué posible conectar y desconectar el filtro del sistema. La pulsación a la frecuencia fundamental de la bomba fué de 12.5 lb/pg<sup>2</sup> sin el filtro y de 1.0 lb/pg<sup>2</sup> con el filtro. La transmisión  $P_t/P_o = 0.08$  indica que este filtro removió el 92 % de la pulsación. Los cálculos del diseño predijeron una transmisión  $P_t/P_o = 0.05$ .

### b.2 Consideraciones sobre la caída de presión.

La mayor caída de presión que ocurre en un filtro acústico es atribuible al tubo estrangulador. Las pérdidas de presión consideradas son la suma de las debidas al flujo a través del estrangulador, al flujo a través de ángulos o codos, los cuales pueden ser incluidos en el tubo estrangulador, las pérdidas de entrada debido al cambio de diámetro entre el tubo estrangulador y la tubería.

Las limitaciones físicas que pueden afectar la caída de presión deben ser consideradas en el diseño de un filtro acústico. Una de ellas es el tamaño físico del filtro.

Se pueden usar botellas más pequeñas si la contribución del elemento inductivo es incrementada. El efecto inductivo puede ser incrementado reduciendo el área de flujo y alargando el tubo estrangulador. Estos cambios contribuyen a una mayor caída de presión.

Otra forma para reducir los volúmenes capacitantes es aumentar la resistencia acústica  $R_a$  de la línea de tubería, esto se logra reduciendo la línea, particularmente si se está diseñando un nuevo sistema.

La experiencia muestra que la caída de presión a través del tubo estrangulador puede ser mantenida hasta 1 % de la presión absoluta de la línea o menor. Es una suposición normal incluir 2 codos en el diseño del tubo estrangulador.

### b.3 Ejemplo de aplicación.

Los siguientes cálculos ilustran un procedimiento para diseñar un filtro acústico, suponiendo que se tiene una bomba triplex de 2 pg por 3 1/2 pg, operando a 274 rpm, con un gasto de 33.4 gpm. Un fluido de gravedad específica de 0.53 y una viscosidad de 0.09 cp medida a 1270 lb/pg<sup>abs.</sup> y 60 °F. La bomba descarga a una tubería cédula 40 de 1 1/2 pg (diámetro nominal interno), diámetro ext. real D = 1.610 pg a 1270 lb/pg<sup>abs.</sup> y 60 °F. Se tiene un estrangulador de diámetro 1.049 pg, de rugosidad de  $\epsilon = 0.00225$ , un Módulo de elasticidad del acero  $E = 29.5 \cdot 10^6$ , una relación de Poisson para el acero  $\nu = 0.3$ . Se cuenta con una botella de 12 pg de diámetro y 3 pies de longitud.

#### Diseño del filtro acústico para la descarga de la bomba

1.- Área de flujo de la tubería.

$$A = \pi (1.610 \text{ pg} \cdot \text{pie} / 12 \text{ pg})^2 / 4 = 0.0141 \text{ pie}^2.$$

2.- Área de flujo del estrangulador (1 pg cedula 40).

$$B = \pi (1.049 \text{ pg} \cdot \text{pie} / 12 \text{ pg})^2 / 4 = 0.0060 \text{ pie}^2.$$

3.- Módulo efectivo de volumen.

$$k' = k / [1 + (kD/Eh)(1 - \nu^2)]$$

$$k' = 3.458 \cdot 10^6 \text{ lb/pg}^2 = 4.98 \cdot 10^6 \text{ Lb/pie}^2$$

donde:  $k = 35,000 \text{ lb/pg}^2$  a 60 °F (de la Fig. 114).

$h$  espesor de pared del tubo = 0.145 pg.

4.- Volumen capacitante.

$$V = 3 \text{ pies} (\pi (12 \text{ pg} \cdot \text{pie} / 12 \text{ pg})^2) / 4 = 2.356 \text{ pie}^3$$

5.- Densidad.

$$\rho = 62.4 \text{ Lb/pie}^3 \cdot 0.53 = 33.07 \text{ Lb/pie}^3$$

6.- Velocidad acústica.

$$c = (k'g/\rho)^{1/2} = [4.98 \cdot 10^6 (32.2) / 33.07]^{1/2}$$

$$c = 2202 \text{ pie/seg}$$



7.- Frecuencia fundamental para una bomba triplex de simple acción operando a 274 rpm.

$$f = 274 \cdot 3/60 = 13.7 \text{ cps}$$

8.- Longitud de onda.

$$\lambda = (2202 \text{ pie/seg}) / 13.7 \text{ cps} = 160.7 \text{ pies}$$

9.- Longitud del tubo estrangulador. Eligiendo la longitud del tubo estrangulador mucho más corta que la longitud de onda.

$$\text{Elección } l = 2 \text{ pies.}$$

10.- Gasto (máximo).  $Q = 33.4 \text{ gpm}$

11.- Capacitancia de la botella.

$$C = \frac{V}{k'} = \frac{2.356 \text{ pie}^3}{4.98 \cdot 10^6 \text{ Lb/pie}^2} = 0.473 \cdot 10^{-6} \frac{\text{pie}^3}{\text{lb}}$$

12.- Inductancia del tubo estrangulador.

$$L = \frac{\rho l}{gB} = \frac{33.07 \text{ Lb/pie}^2 \cdot 2 \text{ pies}}{32.2 \text{ pie/seg}^2 \cdot 0.006 \text{ pie}^2} = 342.3 \text{ Lb-sec}^2/\text{pie}^5$$

13.- Resistencia de agitación de la tubería.

$$R_A = \frac{\rho c}{gA} = \frac{33.07 \text{ Lb/pie}^2 \cdot 2202 \text{ pie/seg}}{32.2 \text{ pie/seg}^2 \cdot 0.0141 \text{ pie}^2} = 160390 \text{ Lb-sec/pie}^5$$

14.- Parámetro.

$$\frac{CRA^2}{L} = \frac{(0.473 \cdot 10^{-6} \text{ pie}^3/\text{Lb}) (1.604 \cdot 10^6 \text{ Lb-sec/pie}^5)^2}{342.3 \text{ Lb-sec}^2/\text{pie}^5} = 35.55$$

15.- Relación de transmisión.

$$\frac{P_L}{P_o} = \sqrt{\frac{1}{\left[ \left( \frac{\omega L}{R_A} \right)^2 \left( \frac{CRA^2}{L} \right) - 1 \right]^2 + \left( \frac{\omega L}{R_A} \right)^2 \left( \frac{CRA^2}{L} \right)^2}}$$

f	$\omega L/RA$	$P_t/P_o$
5	0.067	0.40
10	0.134	0.209
13.7	0.184	0.153
15	0.201	0.140
20	0.268	0.104
25	0.335	0.081
30	0.402	0.066

Los valores de la tabla anterior están graficados en la Fig. 116.

16.- Parámetros de la caída de presión.

Cálculo de Número de Reynolds,  $N_{re}$ .

$$Q = 33.4 \text{ gpm} / (60 \text{ seg/min}) * (7.48 \text{ gal/pie}^3) = 0.0744 \text{ pie}^3/\text{seg}$$

$$v = (0.0744 \text{ pie}^3/\text{seg}) / 0.0141 \text{ pie}^2 = 5.28 \text{ pie}/\text{seg}$$

$$\mu = 0.09 \text{ cp} (2.09 * 10^{-6}) = 1.88 * 10^{-6} \text{ Lb-seg}/\text{pie}^2$$

$$N_{re} = \frac{\rho v D}{\mu g} = \frac{33.07 * 5.28 (1.049/12)}{(32.2 * 1.88 * 10^{-6})} = 2.52 * 10^5$$

Para acero comercial  $\epsilon = 0.00015$  pies,  $D = 1/2$  pg y con

El Factor de fricción para el cálculo de  $N_{re}$  se obtiene de la figura 115.

$$\text{Factor de fricción } f_f = 0.0235$$

17.- Ecuaciones de caída de presión. ( Referencia 14).

Ecuación de Darcy para pérdida de carga. (Flujo en tubería).

$$h_L = (f_f L/D) (v^2/2g)$$

Pérdida de carga en la entrada o salida del tubo. (Flujo en accesorios).

$$h_L = K v^2/2g$$

Para un codo soldado a  $90^\circ$   $K_R = 14 f_f$

Para flujo saliendo de un ducto de diámetro menor a uno mayor o expansión súbita, (borde afilado)  $K_R = 1.0$

Para flujo entrando a un diámetro menor o contracción súbita, (borde afilado)  $K_R = 0.5$

$$\text{Caída de presión total } \Delta P = \Sigma H_f \rho / 144 \text{ lb/pg}^2$$

18.- Cálculo de la caída de presión  $H_f$ . Pérdida de carga debido al tubo estrangulador.

$$H_f = h(\text{tubo } 1 \text{ pg ced. } 40) + 2h(\text{codo de } 1 \text{ pg}) \\ + h(\text{caída de presión en la entrada}) + h(\text{caída de presión en la salida})$$

$$h(\text{tubo } 1 \text{ pg ced. } 40) = f v^2 L / 2gD \\ = 0.0235(5.28)^2 \cdot 2.0 / 2(32.2)(1.049/12) \\ = 0.233 \text{ pies}$$

$$2h(\text{codo de } 1 \text{ pg}) = 2(14 \text{ ft}) v^2 / 2g \\ = 14(0.0235)(5.28)^2 / 32.2 = 0.285 \text{ pie}$$

$$h(\text{caída de presión a la entrada}) = k v^2 / 2g \\ = 1.0(5.28)^2 / 2(32.2) = 0.434 \text{ pie}$$

$$h(\text{caída de presión a la salida}) = k v^2 / 2g \\ = 0.5(5.28)^2 / 2(32.2) = 0.216 \text{ pie}$$

Caída de presión total:

$$\Delta P = \Sigma H_{fp} / 144 = 1.167 \text{ pie}(33.07 \text{ Lb/pie}^2) / 144 \text{ pg}^2 / \text{pie}^2 \\ \Delta P = 0.268 \text{ Lb/pg}^2$$

Conclusión. Si la presión de la tubería de descarga es de 1270 Lb/pg<sup>2</sup> abs., puesto que la caída de presión a través del estrangulador debe ser menor al 1% de la presión absoluta de la tubería de descarga, tenemos que el ejemplo sí cumple el requisito, ya que el resultado obtenido es menor que el 1% de la presión de trabajo, es decir:

$$0.268 \text{ Lb/pg}^2 \lll 12.7 \text{ Lb/pg}^2$$

por lo tanto, se puede aplicar este amortiguador para reducir las pulsaciones de esta bomba.

#### 4.4 Amortiguadores tipo absorbedor de energía.

El amortiguador de gas tipo absorbedor de energía puede ser del tipo de las Figs. 117 y 118. su composición geométrica está basada en una envoltura o vejiga llena con gas.

Este dispositivo reduce eficientemente las pulsaciones que lleguen a la bomba reciprocante o que salgan de la misma. El amortiguador de gas tipo bolsa es el que más se usa en bombas reciprocantes, aun más que los filtros acústicos. Casi siempre que se piense que existe pulsación en una estación de bombeo se deberá de hacer un reporte de las pulsaciones presentes para obtener un buen control de estas.

El diseño de estos dispositivos requiere que se tenga conozca la presión de precarga de gas que llevará la vasija, si no está bien determinada, no se pueden esperar buenos resultados.

Uno de los aspectos más importantes de éstos equipos es su habilidad para atenuar los pulsos de baja frecuencia tales como los generados por el movimiento rotatorio de la bomba y la combinación del flujo de cada uno de los cilindros de la bomba. Con bombas grandes de 500 rpm y arriba de los 50 Hz los amortiguadores del tipo absorbedor de energía se vuelven menos eficientes.

Si es apropiadamente seleccionado, localizado y ajustado, puede ser usado en sistemas de bombas de desplazamiento positivo para prevenir la cavitación y el martilleo de agua, amortiguar pulsaciones y reducir agitaciones de presión. El dimensionamiento o la localización inapropiadas, puede agravar los problemas existentes o causar algunos adicionales. La mejor localización de los amortiguadores es tan cerca a la bomba como sea posible.

Es evidente que puede haber lugar para instalar ambos tipos de amortiguadores. En la Fig. 119 se compara la efectividad de los tipos de amortiguadores más populares en una bomba típica y en la Fig. 120 se tabulan tales factores de operación.

Sin entrar en detalle, hay aproximadamente 30 mecanismos diferentes para el control de la pulsación y todos ellos son variaciones de los dos tipos básicos. Muchos de ellos podrán funcionar sobre bases teóricas pero son imprácticos al ponerlos

en operación. Figs. 121 y 122.

El amortiguador tipo absorvedor de energía debe ser excluido de las bombas con temperaturas mayores a 300 °F debido al efecto de alta temperatura en todos los elastómeros, ya que puede haber ataque químico en la vejiga de elastómero.

Los amortiguadores tipo vejiga de gas presentan dos objeciones:

- a) Mantenimiento impráctico del volumen de gas apropiado.
- b) Pérdida de gas por absorción en el líquido.

La objeción al mantenimiento del volumen de gas deberá superarse usando un control de nivel de líquido o con inyección continua de gas. Por supuesto, la continua introducción de gas en el proceso podrá eliminar la objeción de la absorción de gas en el líquido. En cuanto al problema de la absorción de gas en el líquido, éste no es tan severo como parece a simple vista. Por ejemplo, la absorción de Nitrógeno en agua es limitada y algunos amortiguadores de gas sobre líquido a baja presión usan una cantidad insignificante de gas compensador.

Como usuario de una bomba se debe considerar el efecto de ciertos amortiguadores del tipo acústico que imponen una contrapresión y una posible sobrecarga en la bomba.

#### 4.5 Estabilización en la succión.

En el sistema de succión debido a las longitudes relativamente cortas y al gran diámetro de la tubería usada, las presiones inducidas en el flujo generadas son de baja magnitud, pero las fuerzas de aceleración son el mayor disturbio. En bombas con tubería de succión corta se pueden encontrar pulsos de presión mayores de 25 lb/pg<sup>2</sup>.

Para el funcionamiento más económico y eficiente de la bomba, particularmente en la operación a mayores velocidades para mayores capacidades, el sistema de succión requiere una atención especial.

Un amortiguador de gas pequeño del tipo absorvedor de

energía en la succión aliviará la pequeña cantidad de pulsaciones inducidas en el flujo. En el caso de pulsaciones de alta frecuencia inducidas por aceleración, se descubrió que en un largo sistema de succión, se tienen los mismos efectos como si se tuviera el tanque de succión cercano a la bomba, instalando un estabilizador en la succión. Fig. 118.

El estabilizador de la succión consiste de un volumen agrupado (vasija), con conexiones internas y externas en una configuración de flujo continuo, un deflector para interferir aun más con el paso de ciertas frecuencias de la bomba al sistema y un amortiguador pequeño tipo gas como el referido anteriormente. La razón y ventaja del uso de una vejiga llena de gas en un estabilizador, es que proporciona un mecanismo almacenador de energía, para atenuar las características de baja frecuencia del flujo inherente de una bomba reciprocante y es más deseable en instalaciones de bombas múltiples. Se requiere que el flujo pase a través de un gran volumen para controlar los disturbios de las ondas de presión de alta frecuencia, resultantes de la aceleración del líquido.

#### 4.6 Estabilización en la descarga.

Mientras que en una bomba con tubería de succión corta se pueden encontrar pulsos mayores de  $25 \text{ lb/pg}^2$  en la descarga, las pulsaciones inducidas en el flujo alcanzan hasta  $460 \text{ lb/pg}^2$ . La contribución de la aceleración en la variación de presión en la succión es un pequeño porcentaje (2.5 %) de la presión de descarga total.

La aplicación de amortiguadores tipo vejiga llena de gas, Figs. 117 y 121, es una práctica generalmente aceptada en el servicio normal, particularmente cuando varias bombas están descargando dentro del mismo sistema. Cualquier grado práctico de atenuación de las pulsaciones de descarga inducidas en el flujo, puede lograrse con la selección apropiada del tamaño del amortiguador y por la presión de precarga del gas apropiado.

#### 4.7 Método de diseño.

##### 4) Cálculo del volumen del amortiguador.

$$Vg = ksD^3P_4/TP_0 \quad \dots(44)$$

donde:  $Vg$  es el volumen del amortiguador (gal).  
 $k$  es una constante del tipo de bomba (tabla 7).  
 $s$  es la carrera del pistón de la bomba (pg).  
 $D$  es el diámetro del pistón de la bomba (pg).  
 $P_4$  es la presión de descarga promedio ( $Lb/pg^2$ ).  
 $T$  es el total de la pulsación residual permitida (ejemplo: si es 5 % usar (5)).  
 $P_0$  presión de precarga del amortiguador ( $Lb/pg^2$ ).

44) Cálculo del volumen equivalente de varios amortiguadores (a, b y c) con diferentes presiones de precarga, donde  $P_{ca} < P_{cb} < P_{cc}$  (para el efecto equivalente usar  $P_{ca}$ )

$$V_e = (P_{ca} V_{ga}/P_{ca}) + (P_{cb} V_{gb}/P_{ca}) + (P_{cc} V_{gc}/P_{ca}) \dots(45)$$

donde:  $V_e$  es el volumen equivalente de varios amortiguadores (gal).  
 $P_{ca}, b, c$  presión de precarga de cada amortiguador a, b y c ( $Lb/pg^2$ ).  
 $V_{ga}, b, c$  volumen de cada amortiguador (gal).

44) Cálculo de la pulsación de presión total. (PTP).

$$\Delta P = (1+A)^2(P_4+14.7) - (1-B)^2(P_4+14.7) \quad \dots(46)$$

donde:  $\Delta P$  es la pulsación de presión total (PTP) ( $Lb/pg^2$ ).  
 $A$  flujo máximo instantáneo adimensional (tabla 7).  
 $B$  Flujo mínimo instantáneo adimensional (tabla 7).

La formula 44 puede ser usada para calcular el volumen en galones del amortiguador, insertando el grado de pulsación residual permisible, (generalmente de 3 a 6 %), y el valor de la presión de precarga.

**TABLA 7. FACTORES PARA EL DIMENSIONAMIENTO DE UN AMORTIGUADOR.**

TIPO BOMBA	variación del flujo			A	B	K
	MAX	MIN	TOT			
SIMPLEX SA	50	100	150	0.58	1.0	0.67
SIMPLEX DA	29	100	129	0.29	1.0	0.55
DUPLEX SA	29	100	129	0.29	1.0	0.55
DUPLEX DA	24	22	46	0.24	0.22	0.196
TRIPLEX SA	6.0	17.0	23	0.06	0.17	0.098
TRIPLEX DA	6.0	17.0	23	0.06	0.17	0.196
QUINTUPLEX SA	2.0	5.0	7	0.02	0.05	0.080
QUINTUPLEX DA	2.0	5.0	7	0.02	0.05	0.060
SEPTUPLEX SA	1.2	2.6	3.8	0.012	0.026	0.017
SEPTUPLEX DA	1.2	2.6	3.8	0.012	0.026	0.026
NONUPLEX SA	0.6	1.5	2.1	0.006	0.015	0.009
NONUPLEX DA	0.6	1.5	2.1	0.006	0.015	0.018

La presión de precarga de un amortiguador tipo vejiga de gas, es la presión a la cual un gas, generalmente nitrógeno seco, es inyectado dentro de la vejiga a través de algún tipo de conector y válvula. La presión de precarga más deseable es de 60 a 70 % de la presión de descarga promedio o el límite permitido por el diseño de la vejiga.

Si la precarga es alta, hay peligro de que la válvula antisalida, (si está equipada), sea destruída por el continuo cierre a cada pulsación. Una presión de precarga menor que el 25 % de la presión de descarga promedio, debe ser evitada para prolongar la vida de la vejiga y no disminuir su grado de flexibilidad. Una presión de precarga baja reduce el tamaño efectivo del amortiguador.

Para un amortiguador tipo gas sobre líquido, se pueden usar los mismos cálculos de dimensionamiento usando una precarga teórica del 100 %.

Desventajas. La experiencia muestra que los pulsos de alta frecuencia generados por aceleración no pueden ser atenuados con el uso de mecanismos tipo vejiga de gas convencionales, debido a que ellos no pueden reaccionar rápido para absorber la agitación. Sin embargo, se pueden conseguir los mismos efectos en la bomba como si se descargara a un tanque conectado cerca.



colocando un volumen abultado en forma de vasija relativamente pequeña cerca de la salida de la bomba, en línea con el tubo estrangulador.

Colocando una vejiga llena de gas en tal mecanismo, la atenuación del flujo y aceleración generados por los pulsos puede ser grandemente mejorada. Tal mecanismo se muestra en la Fig. 123.

#### 4.8 Multiplicidad de amortiguadores tipo vejiga de gas.

Para bombas recíprocas con largas tuberías de servicio el uso de dos o más amortiguadores en la descarga, (con la suma de los volúmenes de todos los amortiguadores igual al volumen requerido para el servicio), debe ser considerado por las siguientes razones:

1.- Existe un periodo de tiempo crítico, (de varios minutos hasta unas horas), durante el cual las pulsaciones no podrán ser controladas con el uso de un solo amortiguador tipo bolsa. Esto sucede porque al arranque de la bomba existirá un periodo de tiempo durante el cual se tendrá que esperar a que la presión en la línea se refuerce hasta el valor de la presión de operación y por consecuencia la presión de operación de la línea será menor en casi el 60 % que la presión de precarga óptima del amortiguador. Para controlar esto se recomienda usar dos amortiguadores, (el segundo es precargado hasta la mitad del primero).

2.- Cuando la bomba maneja alternadamente líquidos con diferentes viscosidades, traerá consigo que también esté variando la presión de bombeo (menor presión para líquidos poco viscosos y mayor para líquidos más viscosos) y puede llegar a ser menor que la presión de precarga óptima para un amortiguador a la presión máxima de la tubería. Para esto se recomienda también un segundo amortiguador precargado a una presión más baja que el primero, resultando en una protección para un amplio rango de presiones en la tubería.

3.- Si llegara a fallar un amortiguador por la pérdida de precarga o falla de la vejiga, automáticamente el servicio de los otros amortiguadores protegerán a la tubería.

La Fig. 124 muestra la efectividad al usar varios amortiguadores tipo gas en tuberías largas o en otras aplicaciones donde hay grandes periodos de operación a varias presiones.

La Fig. 125 puede ser usada para estimar el volumen requerido de nitrógeno a alta presión en varios tamaños de amortiguadores precargados tipo gas. La gráfica esta basada en la cantidad de gas contenido en el popular cilindro " T " de 300 pies<sup>3</sup> de capacidad.

Se deben recordar las dos reglas básicas de la precarga:

1.- No deberá existir presión de la bomba o del sistema sobre el amortiguador durante la precarga.

2.- La presión de precarga deberá ser aproximadamente el 60 o 70 % de la presión de succión o descarga promedio.

#### 4.9 Aplicación del Amortiguador de Pulso tipo bolsa en la perforación.

En la perforación se usan bombas reciprocantes de alta presión para bombear el lodo y por consecuencia traen consigo pulsaciones muy grandes que provocan vibración, daños por continuos golpes a la sarta de perforación, chicoteo y hasta rompimiento de las líneas de alta presión y accesorios. Para prevenir estas indeseables pulsaciones se puede usar el Acumulador Hidroneumático tipo bolsa o Amortiguador de Pulso.

Este equipo se diseñó porque las cámaras de gas normales llamadas "acumuladores neumáticos no separados", (neumáticos porque el aire o nitrógeno amortigua el pulso y no separados porque el gas y lodo bombeado están en contacto directo), pierden rápidamente la precarga del gas, lo que baja su eficiencia. Hay también cámaras de gas tipo fuelle, pero no han

sido del todo satisfactorias para aminorar la pulsación, ya que son muy costosas en operación y mantenimiento.

El amortiguador tipo bolsa es un mecanismo en el cual la energía potencial es almacenada en una cámara de gas cerrada totalmente con paredes flexibles, conteniendo dentro una cámara de fluido con paredes rígidas. Está diseñado para una presión máxima de trabajo de  $3000 \text{ lb/pg}^2$ . Fig. 126.

Opera sobre las bases de la ley de Boyle para gases, la cual, establece que el producto de la presión y el volumen para un gas dado a una temperatura dada es constante. La bolsa es precargada con aire o nitrógeno a una presión predeterminada y tiene una capacidad de 10 galones.

El primer volumen de lodo en el amortiguador de pulso debe desplazar un volumen de gas igual al de la bolsa, por lo tanto, debe entrar a la presión de precarga. Cuando más lodo es bombeado, el gas es más comprimido de forma tal que la presión de éste será siempre igual a la presión del lodo y la bolsa de gas flotará en equilibrio.

La expansión de la bolsa-separador sigue la fórmula de Barlow para un esfuerzo cíclico, la cual establece que: " el esfuerzo en un círculo es directamente proporcional a su diámetro y espesor de pared ". Como resultado, cuando la bolsa se expande, ésta se restringe alrededor de su cima, es mayor su diámetro, es más delgada su pared y se estrecha hacia abajo gradualmente hasta empujar a la bolsa hacia afuera contra los lados de las paredes de la cubierta. De éste modo, se comprime cada porción de lodo dentro del amortiguador, teniendo una alta eficiencia volumétrica y previene los choques de los pulsos. Fig. 127. El gas de la bolsa se puede comprimir hasta una relación de 5:1.

El mantenimiento de la precarga adecuada del gas es muy importante para la efectividad contra el golpe del pulso. Como ejemplo tomamos el siguiente caso extremo.

Suponiendo que la presión inicial en el compartimiento del

gas es igual a la presión de operación, el acumulador no funcionará por las dos razones siguientes:

a) Podría actuar como un fuelle muy rígido, puesto que el gas fué con anterioridad altamente comprimido.

b) La compresión adicional puede exceder la presión de trabajo de seguridad del instrumento.

Por lo anterior es más favorable bajar la presión de precarga comparada con la presión de operación. La precarga del amortiguador de pulso tipo bolsa separado debe estar entre 40 y 80 % de la presión de bombeo. Si el acumulador está actuando muy lentamente, puede ser porque la bomba no está bombeando (durante un escape). Para verificar ésto se deberá rectificar la precarga del acumulador.

Puede ser que la bolsa precargue muy poco, entonces se deberá verificar la varilla de la válvula de cierre del acumulador por si hay fuga de gas.

Este amortiguador solo pesa 185 Lbs por lo que es fácil de instalar. Se debe de instalar en la unidad de bombeo tan cerca a la descarga como sea posible y con una inclinación de  $45^{\circ}$  unido al tubo de descarga de la bomba. Fig. 128.

Esta cercanía es para amortiguar las pulsaciones lo más rápido posible. El ángulo de  $45^{\circ}$  previene que el lodo se sedimente en la cubierta y permite a la válvula de disco operar más fácilmente.

La Fig. 129 muestra la eficiencia de este amortiguador, se puede observar en ella el comportamiento antes y después de colocar el amortiguador. Con su colocación se reduce hasta un 75 % la vibración durante las operaciones de perforación.

#### 4.10 Reporte de la pulsación.

De acuerdo con los datos de la Fig. 130 se tienen dos casos; uno sin uso de amortiguador y otro con amortiguación. El reporte para estos casos se hace de la siguiente manera:

a) Presión de pulsación residual en (%).

a.1 Caso I. Sin amortiguación .

$$\Delta P_r = P_{\max} - P_{\min} = (1140 - 680) \text{ lb/pg}^2 = 460 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Pulsación residual caso I (\%)} = \frac{\Delta P}{P_{\text{prom.}}} * 100 = \frac{460}{1000} * 100 = 46 \text{ (\%)}$$

a.2 Caso II. Con amortiguación.

$$\Delta P_{r2} = (1021 - 951) \text{ lb/pg}^2 = 70 \text{ lb/pg}^2$$

$$\text{Pulsación residual caso II (\%)} = \frac{70}{1000} * 100 = 7 \text{ (\%)}$$

b) Atenuación o supresión (%).

$$\text{Atenuación de la pulsación} = \frac{\Delta P_r - \Delta P_{r2}}{\Delta P_r} * 100 = \frac{460 - 70}{460} = 85 \text{ (\%)}$$

c) Relación de transmisión (%).

$$\frac{\Delta P_{r2}}{\Delta P_r} * 100 = \frac{70}{460} * 100 = 15 \text{ (\%)}$$

Nota: Cualquier referencia respecto al grado de pulsación debe aplicarse al total de la forma de onda en términos de presión (o porcentaje). Por ejemplo en el caso I, el total de pulsación de 460 lb/pg<sup>2</sup> infiere que el contorno llega de 680 lb/pg<sup>2</sup>, (32 % abajo del promedio); hasta 1140 lb/pg<sup>2</sup>, (14 % arriba del promedio).

FIGURA 59  
Pulsómetro mecánico.

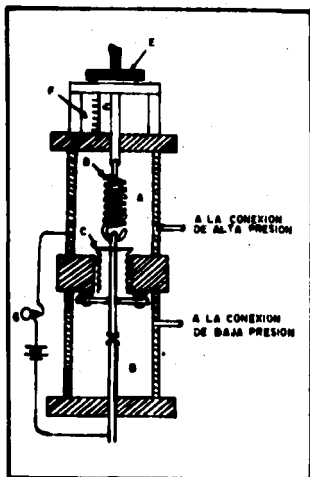
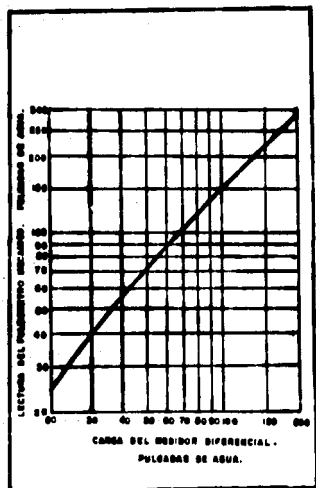


FIGURA 60  
Relación entre la diferencial  
del medidor y la lectura del  
Pulsómetro para un error del 1 %.

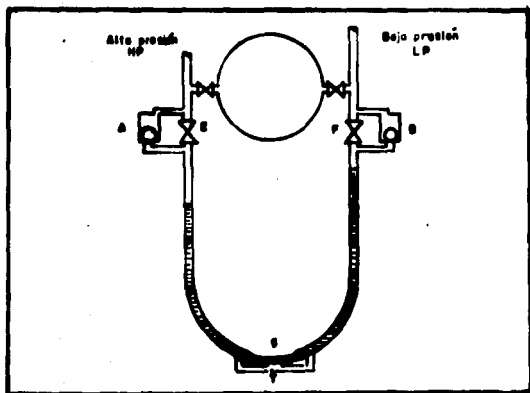


FIGURA 61  
Diagrama del manómetro P.P.I..

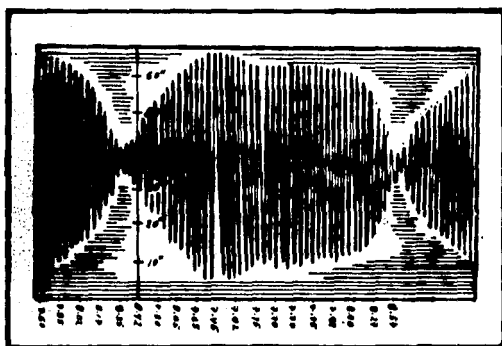


FIGURA 62  
Registro de un Oscilógrafo-Transductor que muestra pulsación en una gráfica de 1 pg/seg de velocidad.

NIVELES DE PULSACION RESIDUAL PERMISIBLES.

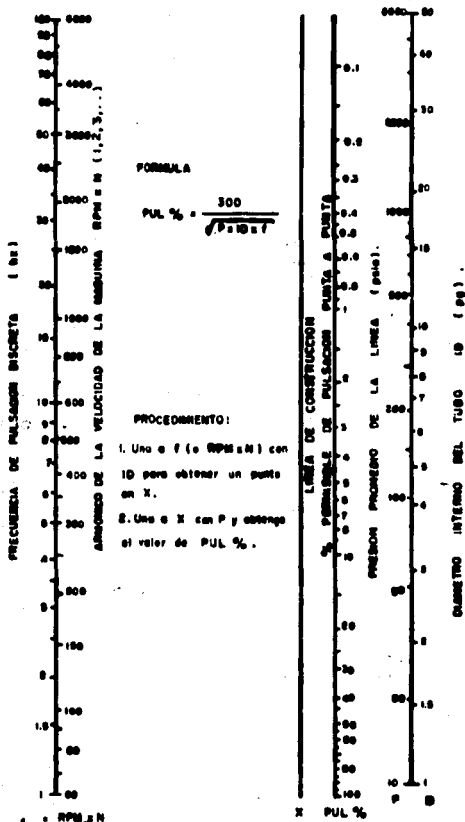


FIGURA 63  
 Monograma para determinar los niveles de pulsación residual permisibles.



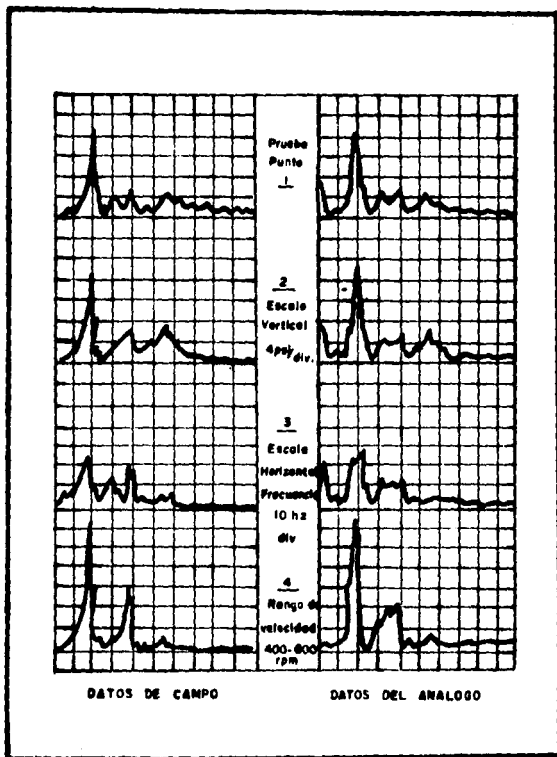


FIGURA 6-4  
 Comparación de las pulsaciones medidas en el campo y las  
 predecidas por el Analogo SGA en una planta de  
 procesamiento de gas.

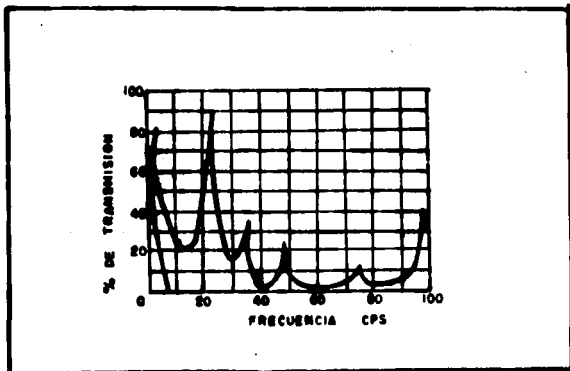


FIGURA 65  
Análisis de la respuesta acústica de la tubería.

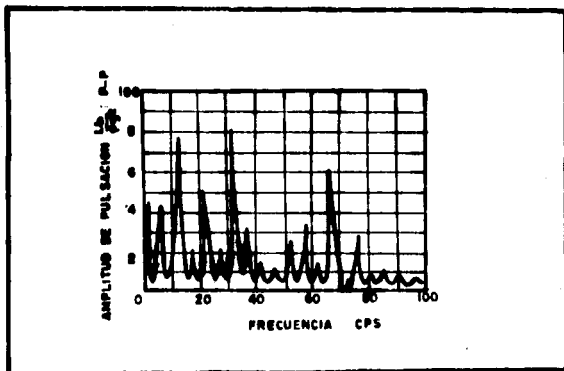


FIGURA 66  
Análisis típico de los datos de pulsación.

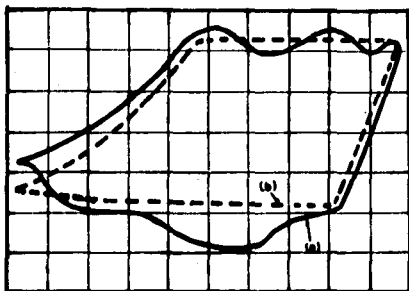


FIGURA 67  
Gráficas P-V ideal y real.

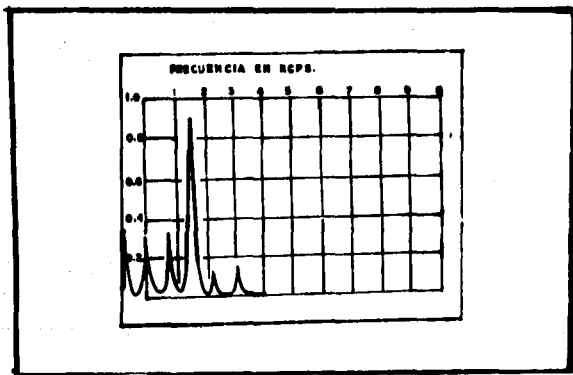


FIGURA 68  
Análisis de la frecuencia de una forma compleja de  
onda de presión.

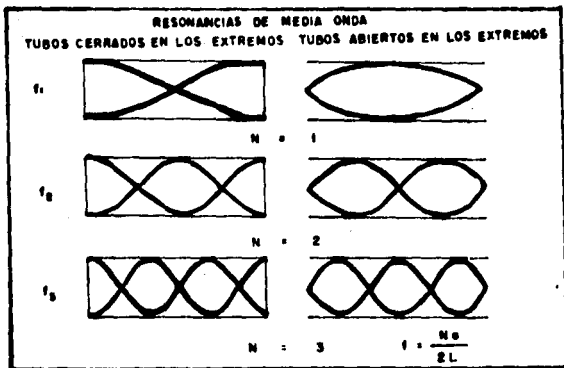


FIGURA 69  
Modos de resonancia de la tubería órgano.

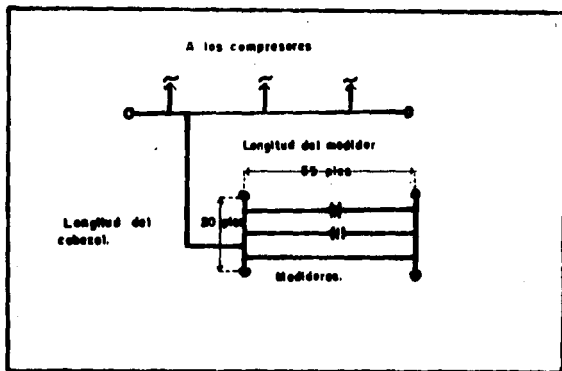


FIGURA 70  
Sistema del ejemplo de diseño.

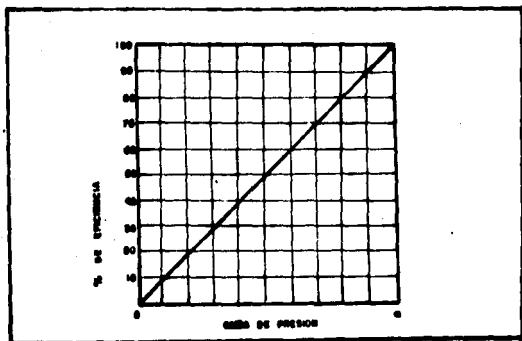
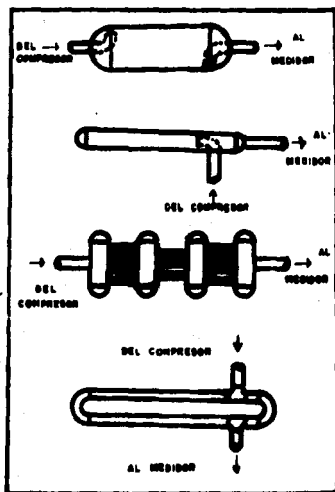


FIGURA 71

El amortiguador resistivo tiene una relación lineal de presión-eficiencia.

FIGURA 72  
Algunos de los mecanismos usados para minimizar la pulsación.



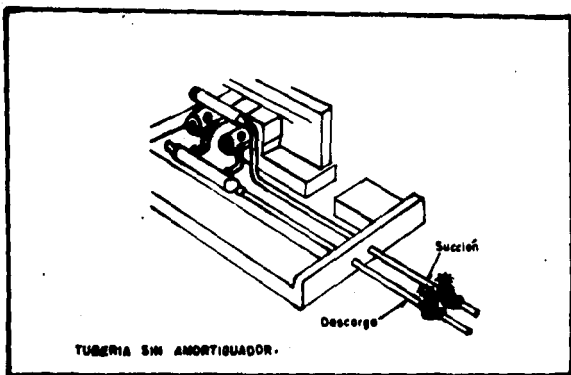


FIGURA 73

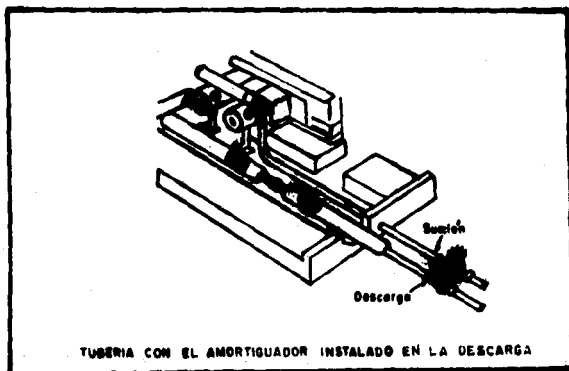


FIGURA 74

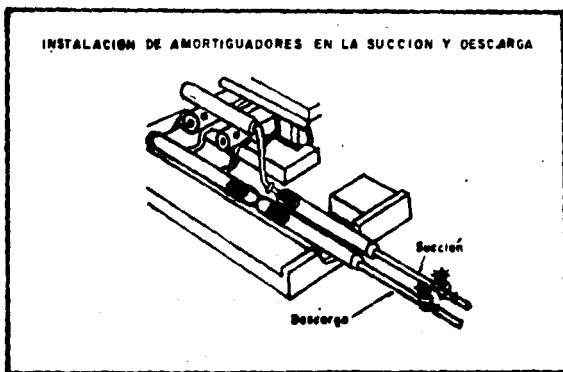


FIGURA 75

Amortiguador instalado tanto en la succión como en la descarga.

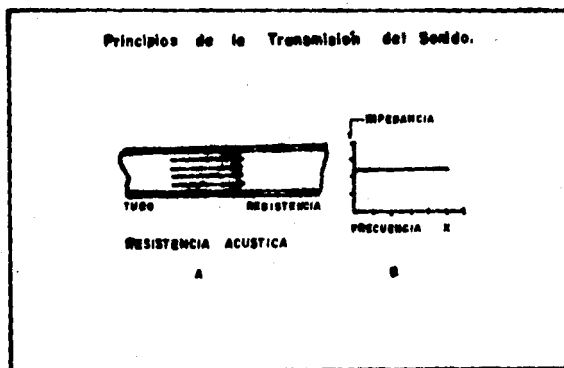


FIGURA 76

La resistencia friccional es análoga a la resistencia eléctrica.

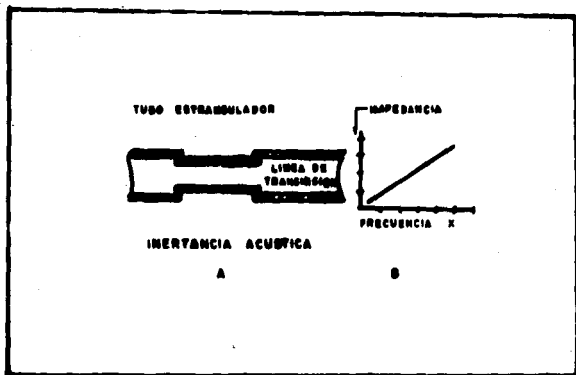


FIGURA 77

Inductancia acústica de un tubo estrangulador.

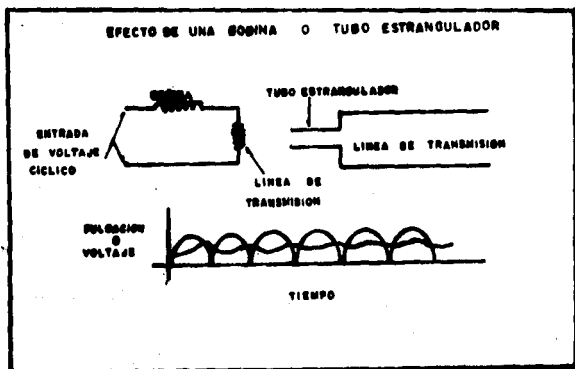


FIGURA 78

Analogía de un tubo estrangulador y una bobina.



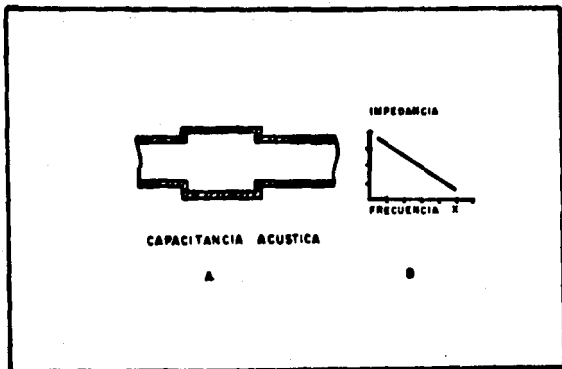


FIGURA 79  
Capacitancia acustica de una botella.

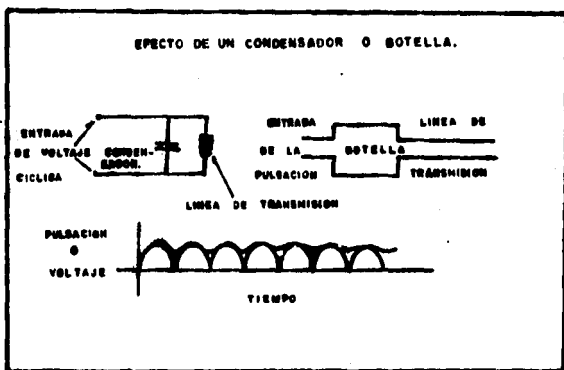


FIGURA 80  
Efecto de una botella o un condensador.

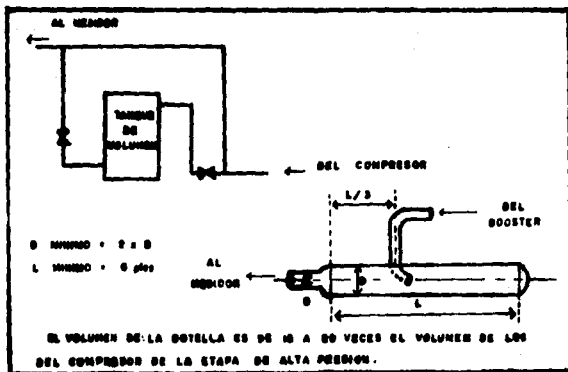


FIGURA 81

Colocación de un tanque o botella de volumen.

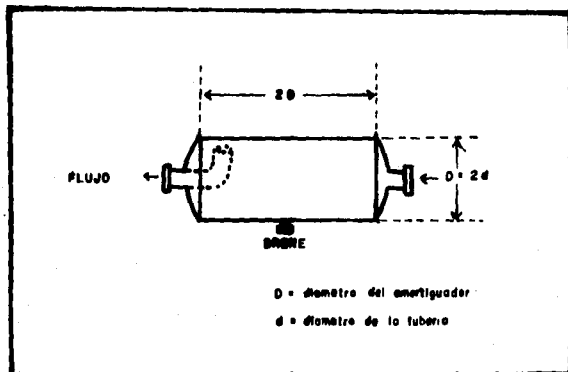
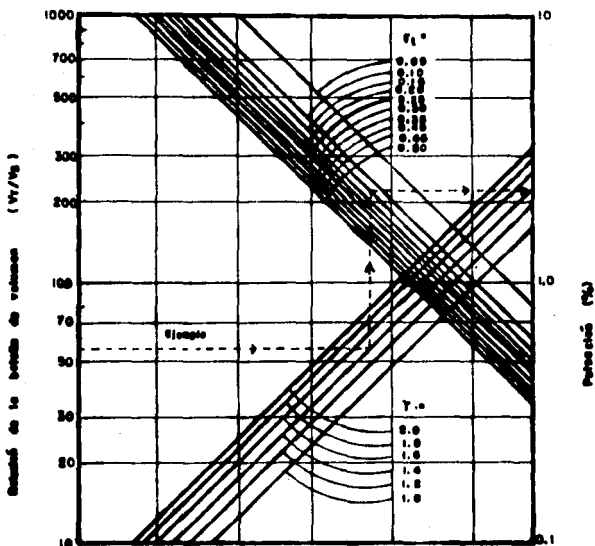


FIGURA 82

Botella de volumen.

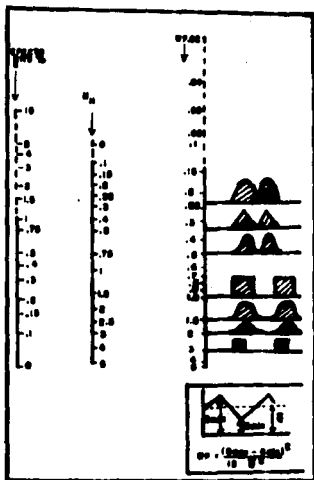


- $V_t$  = Volumen de la botella  
 $V_g$  = Volumen de gas por embolada  
 $r_1$  = Relación entre el tiempo de apertura de la válvula y el periodo del pistón  
 Pulsación (%) =  $\frac{\text{Pulsación punta a punta}}{\text{Pulsación absoluta promedio}} \times 100$   
 $\gamma$  = Relación de secciones específicas

FIGURA 63

Gráfica del Volumen de la botella vs amplitud del pulso para un amortiguador de una sola botella.

FIGURA 84  
 Relación entre la forma de  
 onda, el Número de Hodgson  
 y el efecto RMS.



LONGITUD DEL TUBO (en pulgadas) en que se

PRENDE UNA VELOCIDAD DE ONDA.



DIAMETRO DE LA VELOCIDAD (en in.)

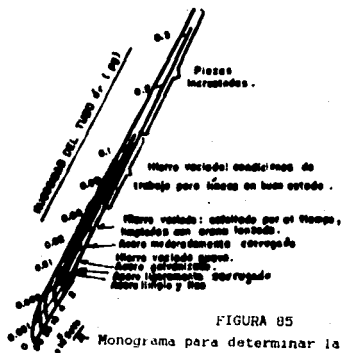


FIGURA 85  
 Monograma para determinar la pérdida  
 de presión en tubos rectos.

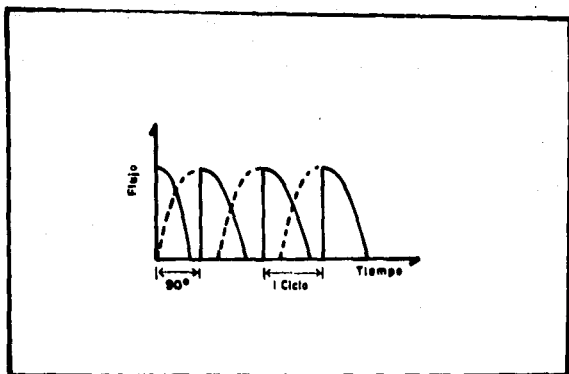


FIGURA 86  
Forma de onda del flujo.

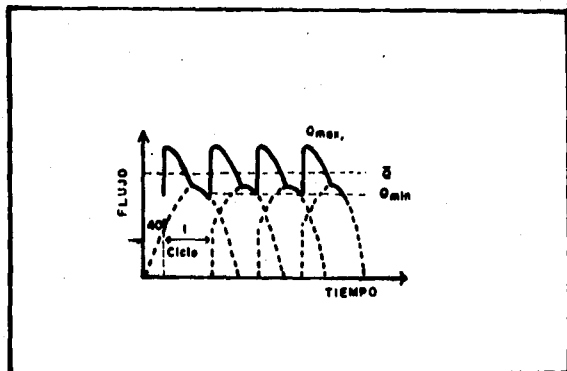


FIGURA 87  
Forma de onda del flujo. (Ejemplo 2).

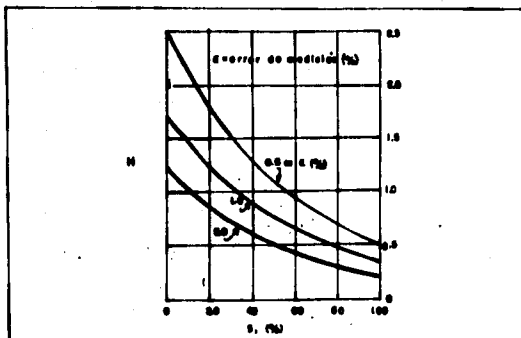


FIGURA 88

Error de medición para varios Números de Hodgson y frecuencias de corte.

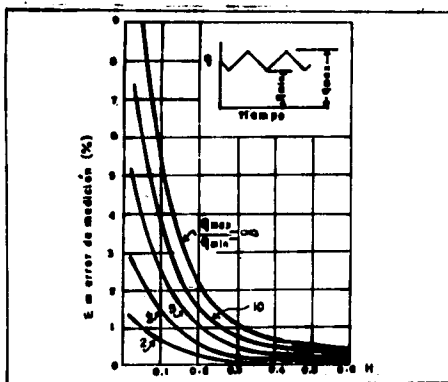


FIGURA 89

Error de medición para varios Números de Hodgson y relaciones entre gasto máximo y mínimo.

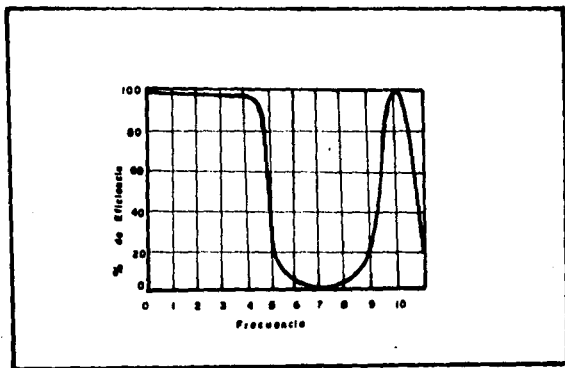


FIGURA 90

Curva típica característica de un amortiguador de alto paso.

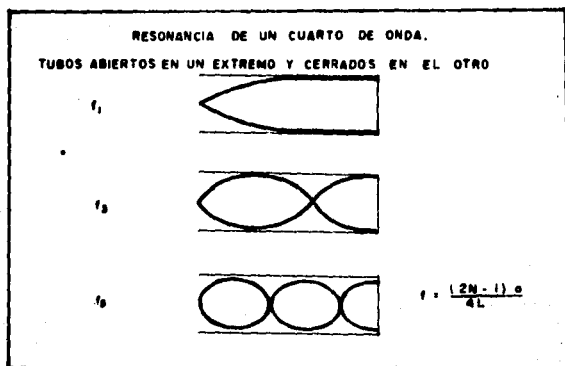


FIGURA 91

Modos de resonancia en tubería órgano.

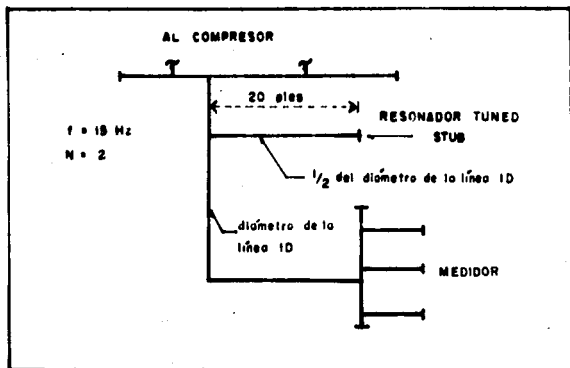


FIGURA 92

Control de la resonancia con absorbedores de pulsación.

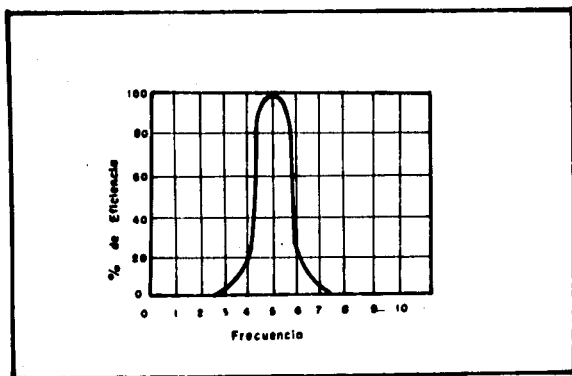


FIGURA 93

Curva característica de atenuación de un Resonador.



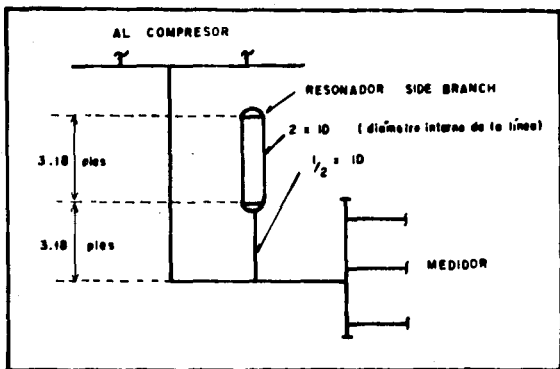


FIGURA 94  
Control de la resonancia con un Resonador

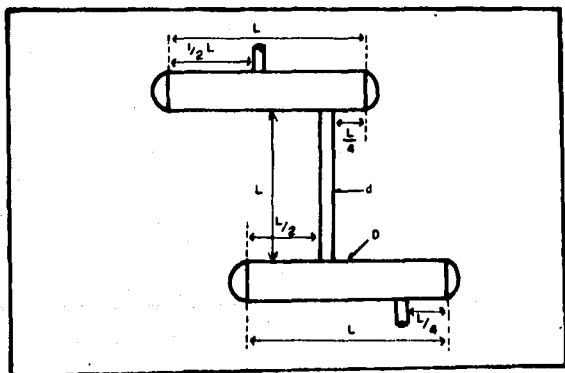
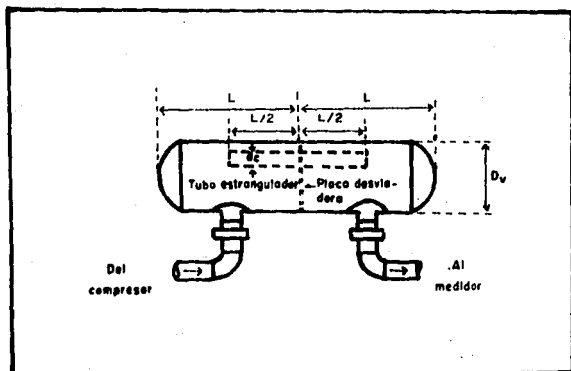
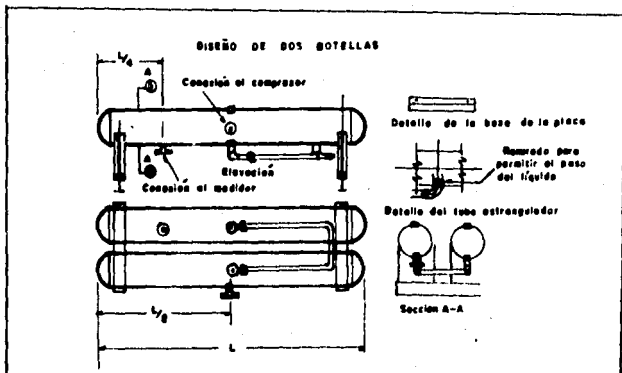


FIGURA 95  
Filtro de tipo  $\Pi$ .



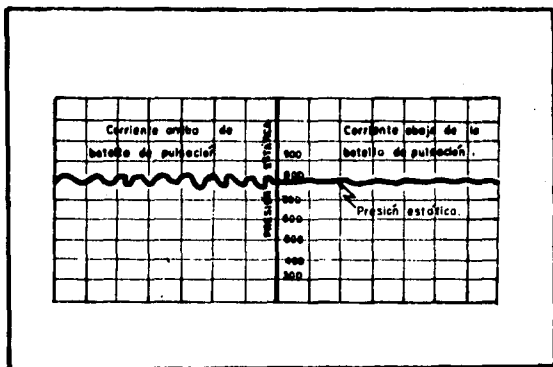


FIGURA 98

Efecto de un filtro tipo II sobre la presión estática.

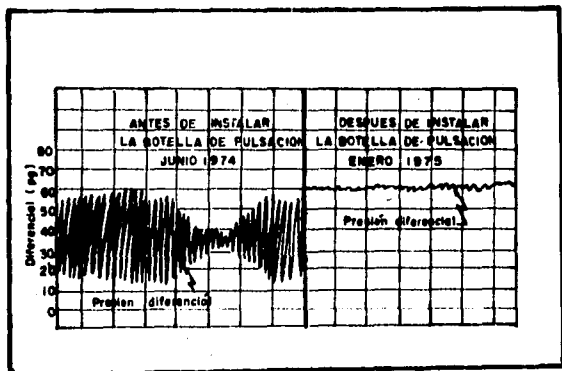


FIGURA 99

Efecto de un filtro tipo II sobre la presión diferencial.

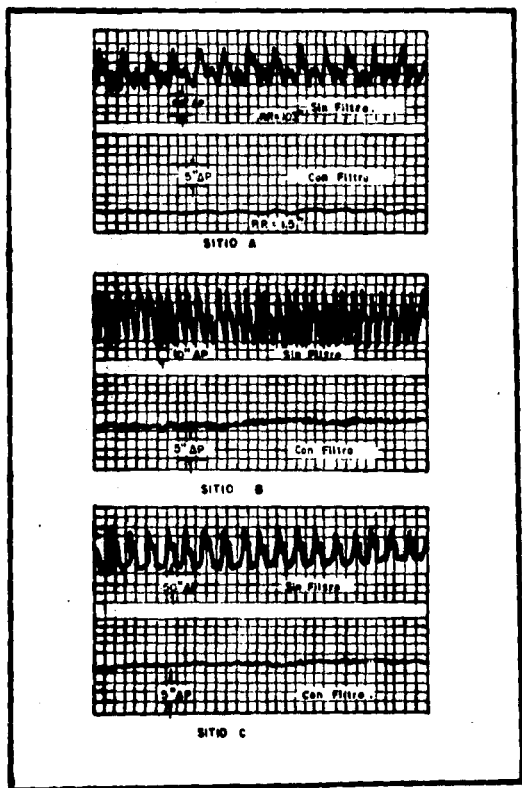


FIGURA 100

Supresión de la pulsación con un filtro de bajo paso.

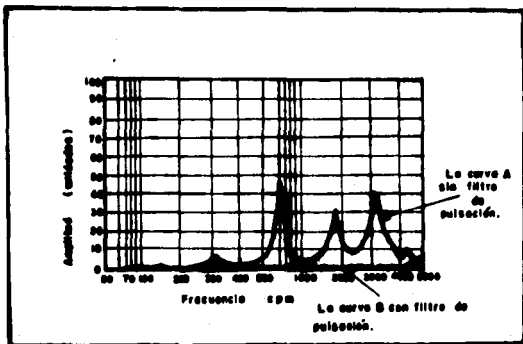


Figura 101  
Efecto de un filtro de bajo paso.

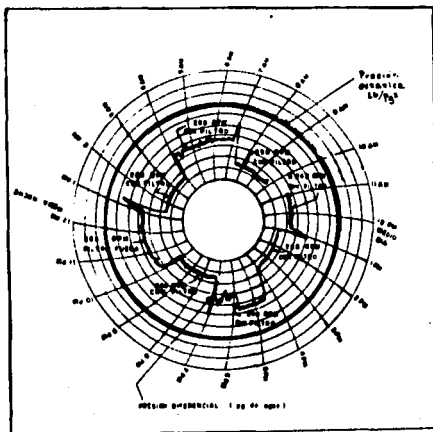


FIGURA 102  
Carta de la secuencia de prueba.

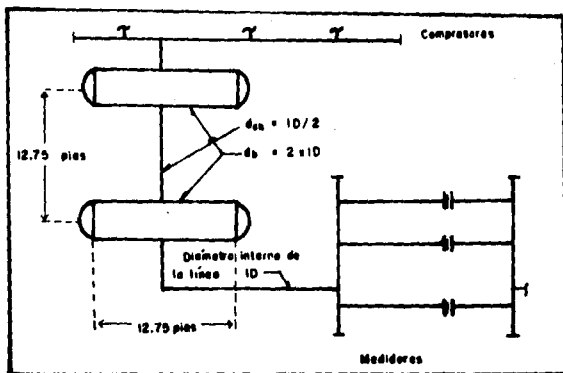


FIGURA 103  
Filtro de bajo paso tipo  $\Pi$  simétrico.

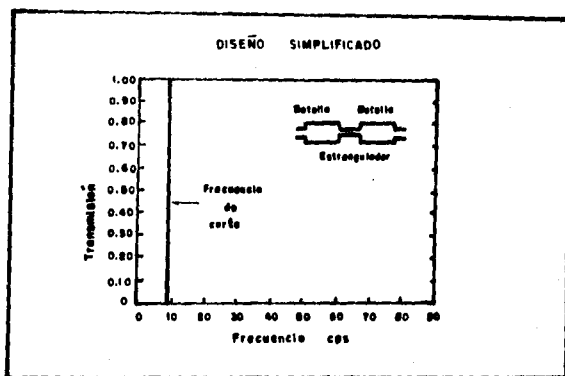


FIGURA 104  
Frecuencia de corte.

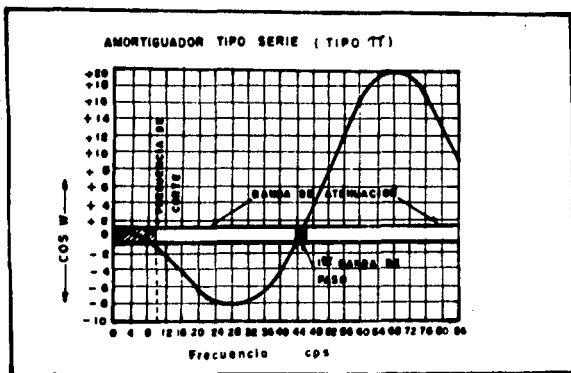


FIGURA 105  
Gráfica del indicador COS W.

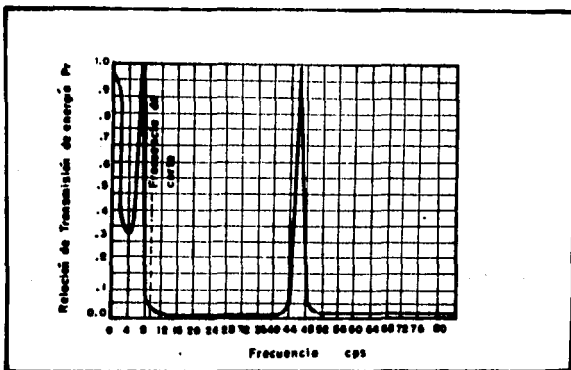


FIGURA 106  
Relación de transmisión de energía vs frecuencia  
para un amortiguador en serie.

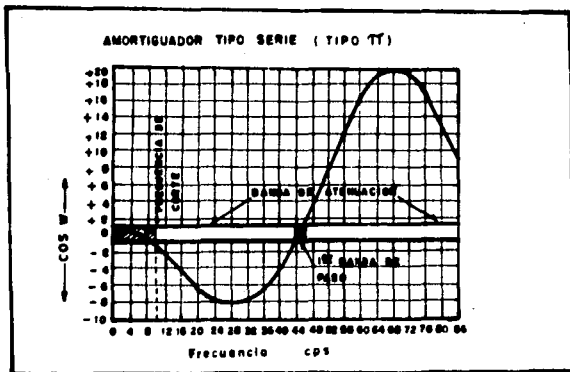


FIGURA 105  
Gráfica del indicador COS W.

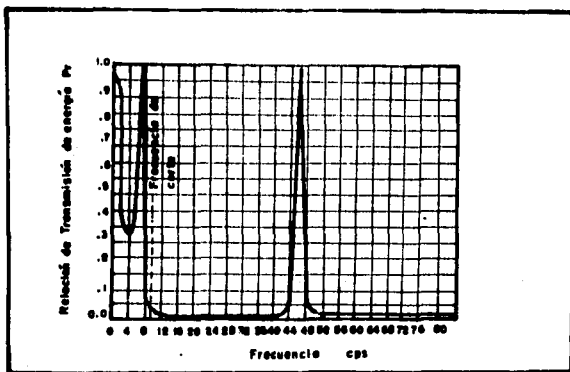


FIGURA 106  
Relación de transmisión de energía vs frecuencia  
para un amortiguador en serie.



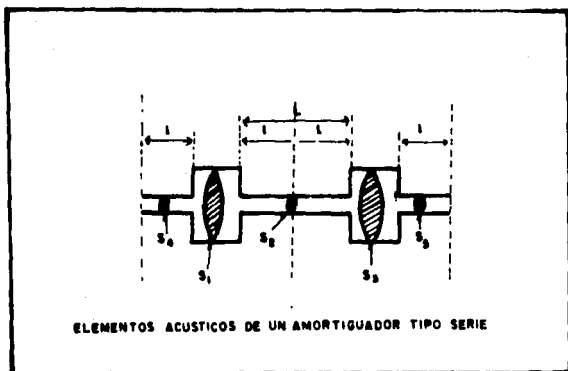


FIGURA 107  
 Areas de flujo de un amortiguador.

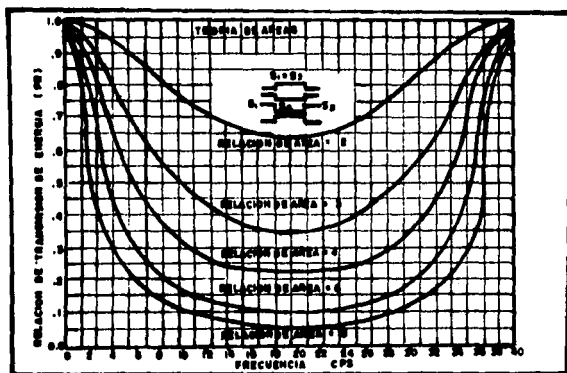


FIGURA 108  
 Variación de la relación de transmisión de energía con la frecuencia para cinco relaciones de Areas.

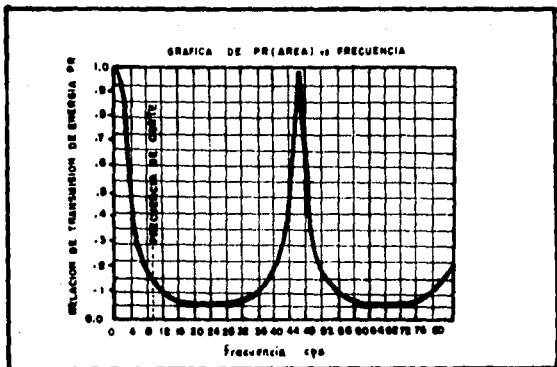


FIGURA 109  
Relación de transmisión de energía vs frecuencia para un amortiguador en serie.

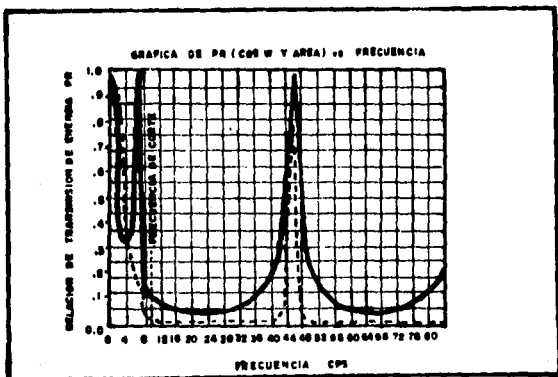


FIGURA 110  
Curva compuesta de transmisión para un amortiguador colocado en serie.

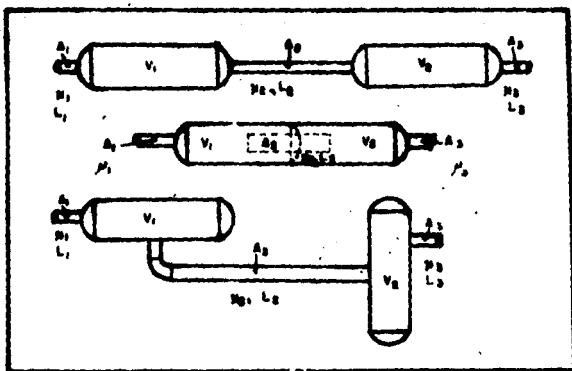


FIGURA 111  
Filtros acústicos.

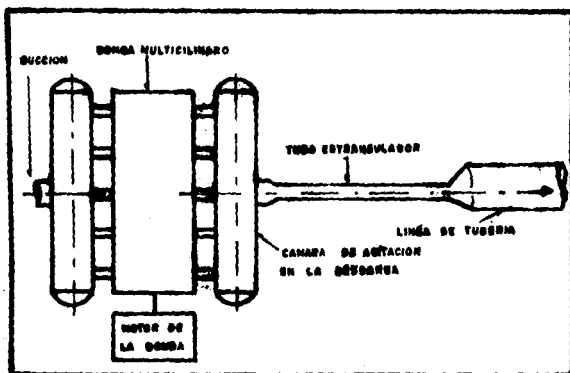


FIGURA 112  
Filtro acústico simple.

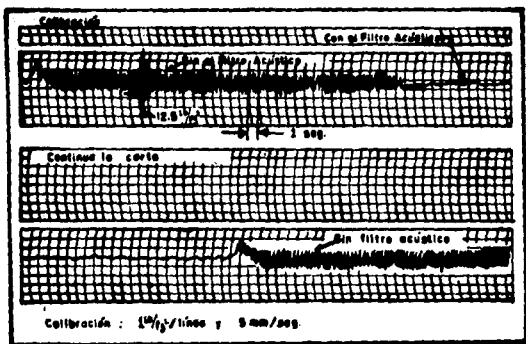


FIGURA 113  
Efectividad de un filtro acústico.

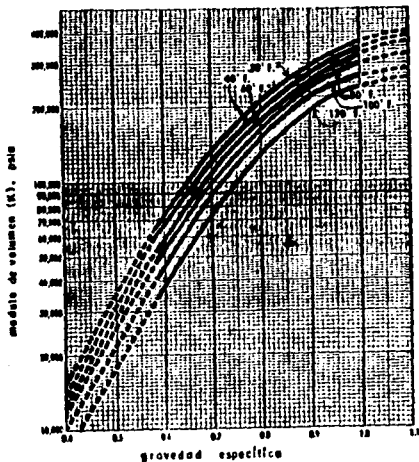


FIGURA 114      Módulo de volumen K.

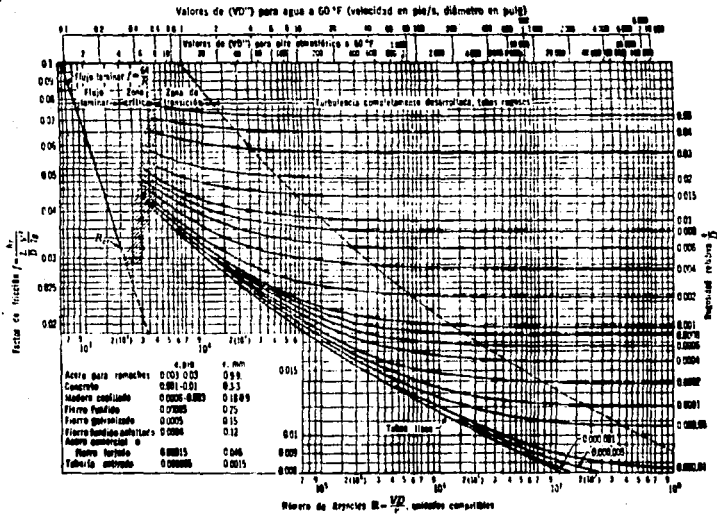


FIGURA 115  
Diagrama de Moody

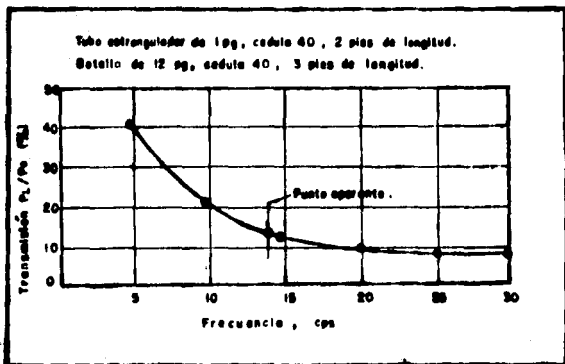


FIGURA 116  
 Transmisión de la pulsación.

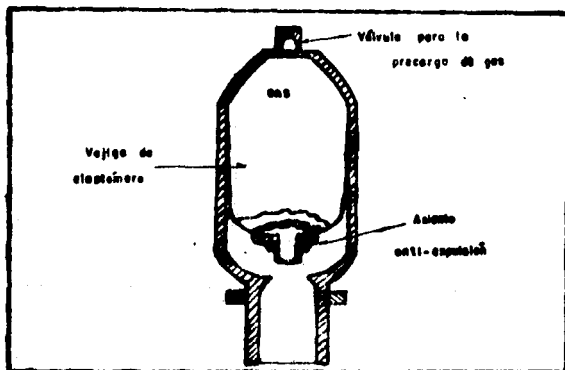


FIGURA 117  
 Amortiguador tipo gas.

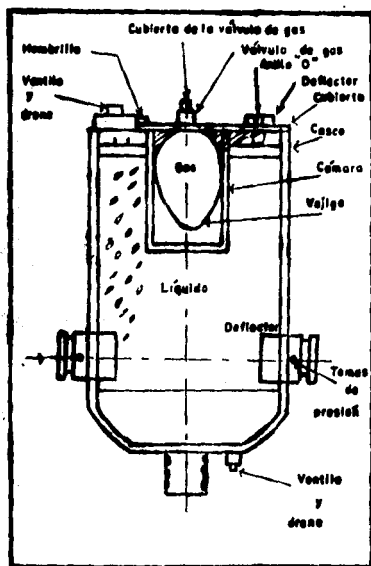


FIGURA 118  
Estabilizador de la succión.

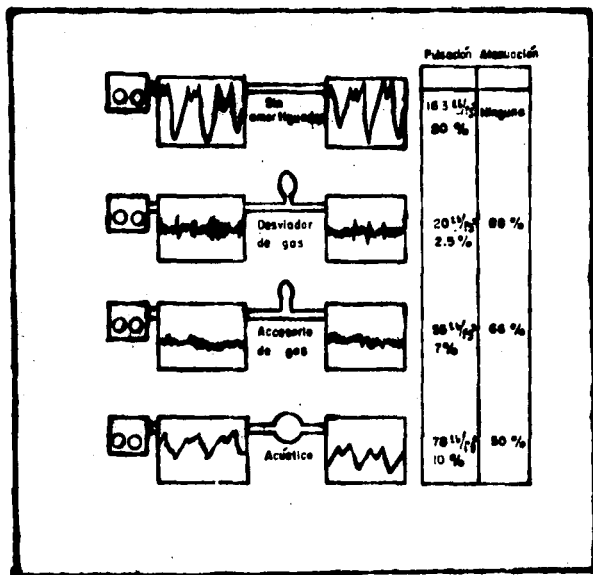
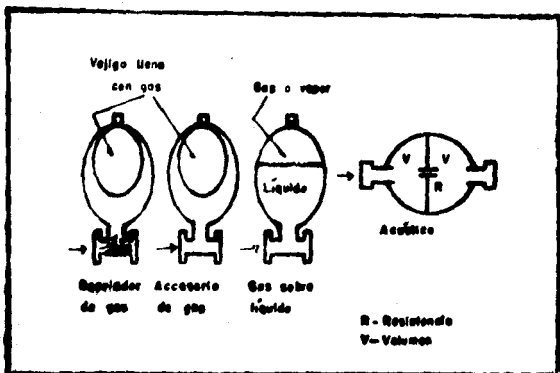


FIGURA 119

Comparación de diferentes tipos de amortiguadores.

Estas pruebas con oscilógrafo fueron hechas en una bomba triplex de 3" x 6" operando a 200 rpm y una presión de descarga de 800  $\frac{11}{13}$  ps. Estas muestran la amplitud de las pulsaciones de presión corriente arriba y corriente abajo del amortiguador. El amortiguador del tipo Desviador da la máxima atenuación de las pulsaciones.





	DESVIADOR	ACCESORIO	GAS/LIQ.	ACUSTICO
<b>ATENUACION</b>				
Alta frecuencia	Regular	Pobre	Pobre	Excelente
Baja frecuencia	Excelente	Excelente	Excelente	Pobre
<b>CONTRAPRESION EN LA BOMBA</b>	Ligera	Ninguna	Ninguna	Alta
<b>EFFECTIVIDAD A :</b>				
Varias rpm	Excelente	Excelente	Excelente	Pobre
Varios gastos	Excelente	Excelente	Excelente	Pobre
Varias prestaciones			Excelente	Regular
<b>COSTO INICIAL</b>	Alto	Bajo	Medio	Alto
<b>COSTO REPARACION</b>	Moderado	Moderado	Ninguno	Ninguno
<b>COSTO MANTENIMIENTO</b>	Bajo	Bajo	Medio	Ninguno
<b>CAPACIDAD P/MANEJAR LODOS Y LECHADAS</b>	Pobre	Excelente	Buena	Pobre

FIGURA 120  
Funcionamiento relativo de un amortiguador.

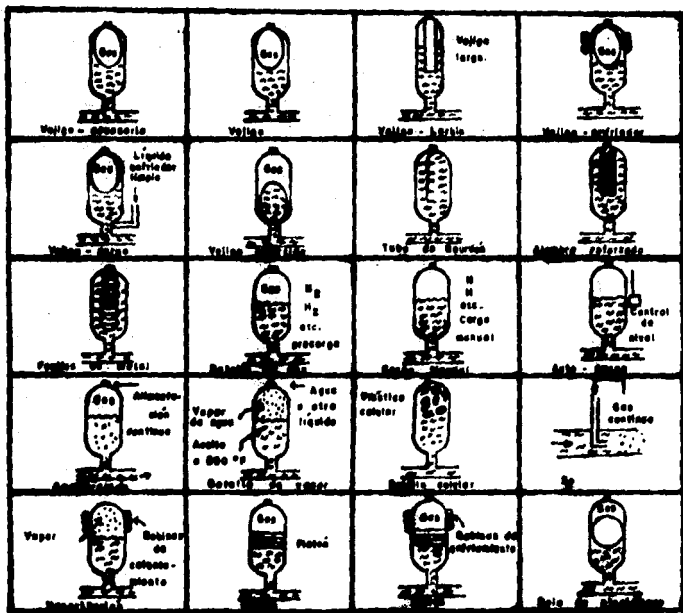


FIGURA 121  
Amortiguadores tipo gas.

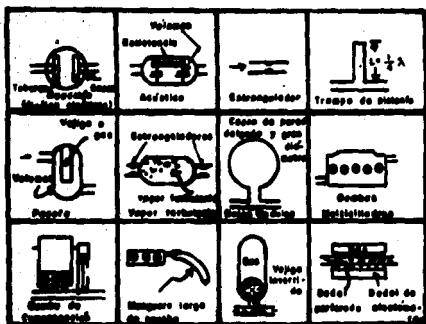


FIGURA 122

Amortiguadores acústicos y mixtos.

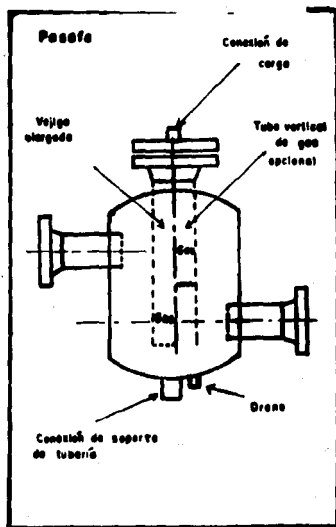


FIGURA 123

Estabilizador de aceleración en la bomba y ecualizador de flujo. ( PASAFE ).

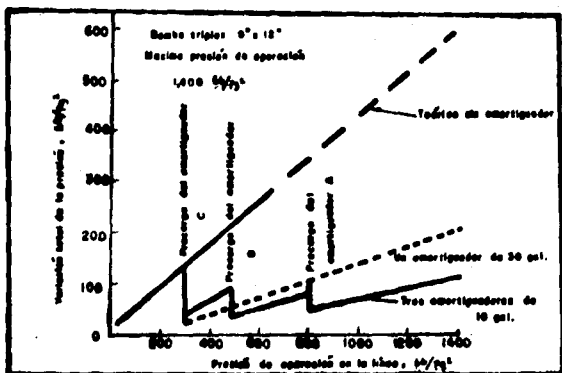


FIGURA 124

Multiplicidad de amortiguadores en la descarga.

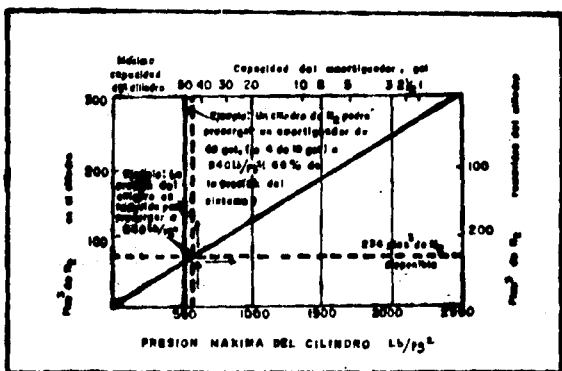


FIGURA 125

Capacidad de pre-carga de los cilindros de nitrógeno normales tipo "T"

FIGURA 126  
Corte de un amortiguador de pulso.

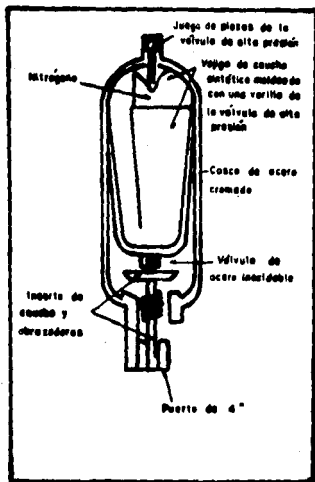


FIGURA 127  
Forma en que el acumulador reduce la vibración de la bomba.

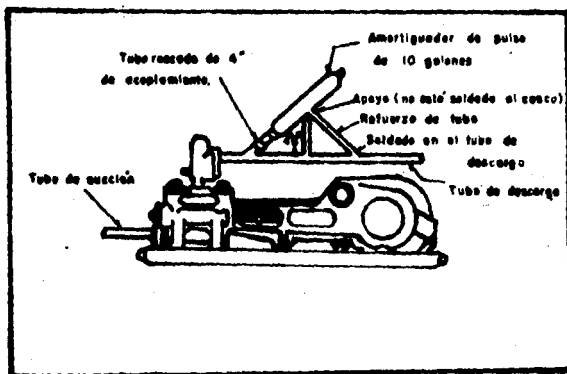


FIGURA 128  
 Instalación típica en una bomba de lodo.

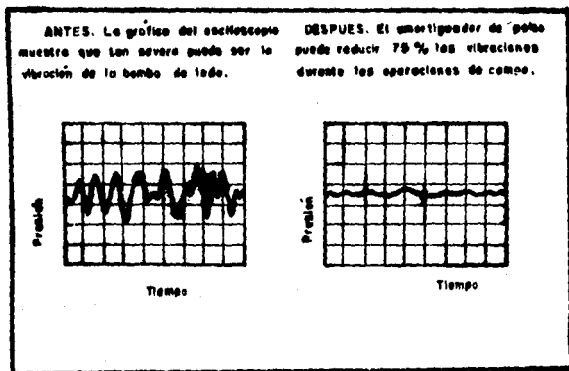


FIGURA 129  
 Eficiencia del amortiguador de pulso.

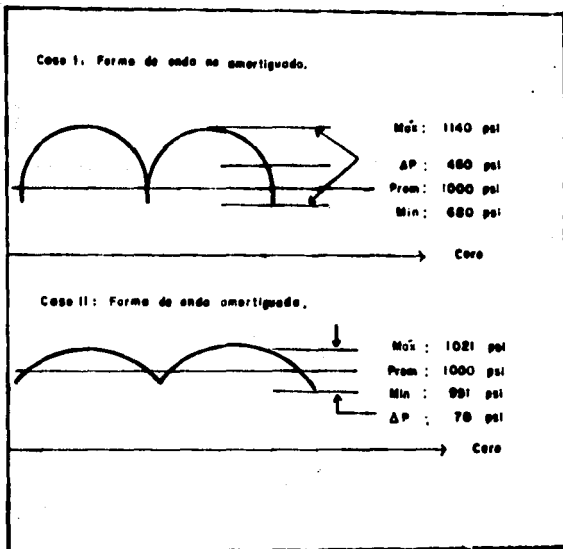


FIGURA 130  
 Reporte de la pulsación y control.

## CAPITULO V

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

De acuerdo a lo explicado en cada capítulo, se puede concluir que debe tenerse un buen conocimiento de los elementos y configuraciones del sistema en general, para poder realizar un correcto cálculo de las frecuencias excitantes y así diseñar un efectivo método de control.

De los métodos de control mencionados en este trabajo, el mas recomendable es el amortiguador de pulsación acústico, (de preferencia simétrico), porque los elementos con que se construyen son más simples, como se demostró en las experiencias de campo investigadas. Esto no significa que los demás métodos y recomendaciones no se deban aplicar, sino que muchas de las veces son imprácticos en algunas situaciones y muy efectivos en otras.

Como la pulsación provoca errores en la medición con placa de orificio, ocasiona que los volúmenes medidos sean mayores de los que realmente están fluyendo. Esto debería solucionarse con la aplicación de un factor de corrección por pulsación a la constante del orificio, el cual no ha sido investigado y por lo tanto cualquier corrección que se realice no podrá ser satisfactoria. Por consecuencia es preferible controlar la pulsación desde su origen y no en el medidor.

Para casos en que la pulsación no sea muy severa, se



pueden aplicar las siguientes recomendaciones para su identificación y control:

a) Operar a presiones diferenciales tan altas como sea práctico, esto es, reemplazar la placa de orificio por una con orificio de menor diámetro, o mantener la misma placa pero disminuir el diámetro de tubería; esto dará una relación  $(d/D)$  más alta, o por concentración del flujo en una instalación de tubo múltiple, por medio de un limitado número de tubos. ( Vena contracta ).

b) Usar líneas manométricas lo más cortas posibles y de igual longitud, como se muestra en la Fig. 131.

c) Disminuir el diámetro de las líneas manométricas, manteniendo el mismo diámetro del orificio.

d) Utilizar un reloj de rotación rápida.

e) Colocar un manómetro diferencial de rango más alto.

f) Colocar restricciones siempre que se tolere la caída de presión adicional, aunque esta recomendación no es muy económica.

g) Colocar el medidor lo más lejos posible de la fuente de pulsaciones en un punto donde la pulsación sea más baja.

h) Los soportes de la tubería deben ser colocados y espaciados de modo que la frecuencia natural de los tramos o de la configuración de tubería no coincida con cualquier frecuencia de la pulsación.

i) Mantener el número de accesorios a un mínimo absoluto.

j) No utilizar configuraciones de tubería en forma de "Z" o "L". La Fig. 132 es un ejemplo clásico de la configuración de tubería que debe ser evitada.

k) Incrementar el número de cilindros como sea posible, aunque esta recomendación no es económica.

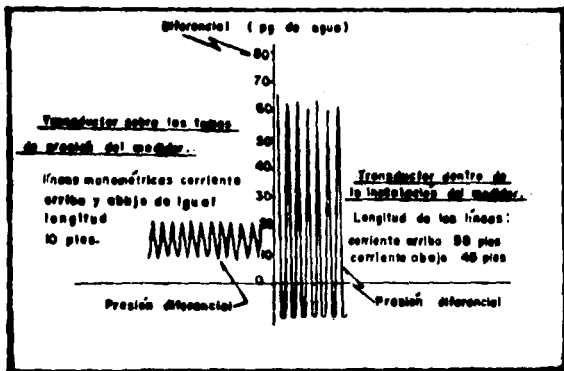


FIGURA 131

Las líneas manométricas deben de ser lo más cortas posibles y de igual longitud.

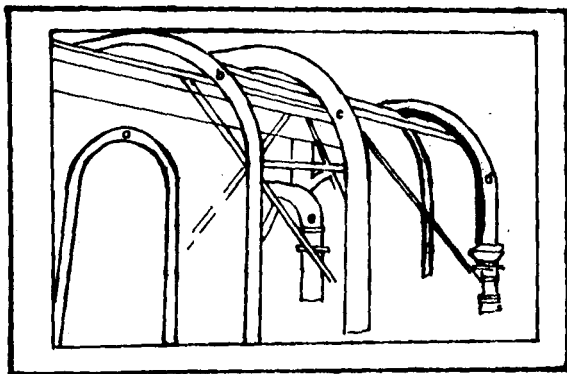


FIGURA 132

Este tipo de instalación debe ser evitada.

## GLOSARIO.

**AGITACION.** La agitación de presión es otra manifestación del efecto de martilleo de agua, es esencialmente la reacción debido a los cambios en la velocidad del líquido fluyendo a través del sistema de tuberías. Esto ocurre mas frecuentemente y con mayor intensidad, cuando las bombas reciprocantes están conectadas a las líneas de transmisión principales a través de los manifolds de tubería, los cuales producen frecuentes y abruptos cambios de velocidad del fluido (incluyendo cambios direccionales).

**AMORTIGUAMIENTO.** Todo movimiento vibratorio encuentra fricción o resistencia en forma de amortiguamiento al movimiento, retardando y causando la desaparición eventual de la oscilación. Si el amortiguamiento es fuerte, el movimiento oscilatorio no ocurrirá, se dice entonces que el movimiento es subamortiguado.

**AMPLITUD DE ONDA.** Es el máximo desplazamiento de una partícula en movimiento ondulatorio, siempre tomando el número positivo que inicia desde cero en el eje de las coordenadas, representado con ( $X_0$ ) en la Fig. 133.

**ARMONICOS.** (Sinónimo de sobretonos). Se dice que los sobretonos cuyas frecuencias son múltiplos enteros de la frecuencia más baja (fundamental), forman una serie armónica.

**BAJA FRECUENCIA.** Dicese de las frecuencias correspondientes a una onda acústica normalmente audible, o sea, aproximadamente de 15 a 20000 cps.

**BANDA DE FRECUENCIAS.** Gama continúa de frecuencias comprendidas entre otras dos extremas.

**BANDA DE PASO.** Gama de frecuencias transmitida por un transductor.

**CICLO.** Conjunto completo de los valores de una magnitud periódica en el transcurso de un periodo.

**CRESTA.** (Sinónimo de pico). Es el punto máximo sobre el eje de las coordenadas de una onda. Punto A de la Fig. 133.

**ESFUERZO.** Fuerza que, al ejercerse sobre un material tiende a alargarlo (esfuerzo de tracción), a comprimirlo (esfuerzo de compresión), a doblarlo (esfuerzo de flexión), a torcerlo (esfuerzo de torsión), o a cortarlo (esfuerzo cortante) y a la cual cede.

**ESPECTRO.** El espectro de una onda es la distribución en frecuencias de los valores de las componentes de dicha onda. Esta palabra también designa una gama de frecuencias que tienen algunas características comunes.

**FORMA DE ONDA.** Contorno periódico que sigue la onda en un sistema de coordenadas dando por resultado una forma geométrica. Las más comunes son la onda senoidal, la cuadrada y la triangular.

**FRECUENCIA.** ( $f$  o  $\nu$ ). Es el número de oscilaciones, vibraciones o ciclos por unidad de tiempo, es por lo tanto el recíproco del periodo. Tiene unidades de  $\text{seg}^{-1}$  o Hertz.

**FRECUENCIA DE CORTE.** Es aquel valor de frecuencia al cual ya no se permite que pasen las ondas no deseadas.

**FRECUENCIA FUNDAMENTAL.** Considerada como la más importante en una magnitud periódica que comprende varias componentes senoidales. También se le llama primer armónico.

**FRECUENCIA NATURAL MECANICA.** Es la frecuencia a la cual están sintonizados los ductos de un flujo. La Fig. 134 muestra un monograma para calcular esta frecuencia.

**FRENTE DE ONDA.** Parte anterior de una onda vista desde el lugar al cual se dirige.

**IMPEDANCIA ACUSTICA.** La impedancia de un medio acústico en una superficie dada y para un frente de onda es el cociente complejo de la presión acústica sobre dicha superficie por el flujo que pasa por ella. La impedancia acústica puede

expresarse como una impedancia mecánica que sea igual a la impedancia dividida por el cuadrado de la superficie considerada. Su unidad es el Ohmio acústico.

**INDUCTANCIA.** Conjunto de los efectos de inducción engendrados por un circuito sobre sí mismo (inductancia propia o coeficiente de autoinducción), o debidos a la proximidad de otro circuito (inductancia mutua). Tiene por unidad el Henrio (H).

**LONGITUD DE ONDA ( $\lambda$ ).** Es la distancia que existe entre dos puntos sucesivos de un movimiento ondulatorio, situados en la misma fase. Fig. 133.

$$\lambda = v * t$$

donde:

- $\lambda$  es la longitud de onda en pie o m.
- $v$  es la velocidad de onda en pie/s o m/s.
- $t$  es el periodo en seg.

**MARTILLO DE AGUA.** Efecto visible cuando cerramos una llave al flujo. Se sabe que cuando se detiene repentinamente el flujo de un fluido en una tubería, se origina un incremento de presión en el material de la tubería. Cuando este aumento de presión se hace excesivo, serios daños pueden resultar al sistema.

**MODOS DE VIBRACION.** Un modo natural de vibración es una distribución característica de las amplitudes de vibración en los diversos elementos de un sistema, cada uno de los cuales oscila libremente en la misma frecuencia. Las vibraciones libres complejas son combinaciones de estas formas simples de vibraciones. El modo fundamental de vibración de un sistema es el que tiene la frecuencia más baja.

**ONDA.** Perturbación que se propaga en un medio, de tal manera, que en cualquier punto de éste el desplazamiento es función del tiempo. Puede tratarse lo mismo de un desplazamiento mecánico que de una variación eléctrica.

**ONDAS DE SONIDO.** Llamadas ondas sonoras y son ondas

longitudinales, que pueden propagarse en los sólidos, en los líquidos, en los gases y viajan en la misma dirección en que se propaguen las partículas de los materiales que las transmiten.

**ONDAS ESTACIONARIAS.** Estas se producen cuando dos ondas de igual frecuencia y amplitud se mueven en la misma dirección, pero en sentidos opuestos.

**ONDAS LONGITUDINALES.** Llamadas también de compresión. El movimiento o vibración de la partícula es paralela a la dirección de propagación de la onda.

**ONDA PLANA.** Onda en la cual los frentes de onda son siempre planos paralelos normales a la dirección de propagación. Fig. 135.

**ONDA RECTANGULAR.** Impulso de forma cuadrada o rectangular y bordes abruptos, vista desde el lado al que se efectúa la propagación ( Fig. 135 ), la parte AB es el frente de onda, la parte BC la meseta y la parte CD la cola de onda. El intervalo  $t_1-t_1$  es el tiempo de crecimiento, de  $t_2-t_2$  es la duración del impulso y de  $t_3-t_3$  es el tiempo de decrecimiento.

**ONDAS TRANSVERSALES.** El movimiento de vibración de las partículas es perpendicular a la dirección de propagación de la onda.

**OSCILACION.** Movimiento de vaivén de un cuerpo que pasa, periódica y alternativamente por las mismas posiciones y con idéntica velocidad de una parte a otra de su posición de equilibrio.

**PERIODO.** Duración de un ciclo completo de una magnitud periódica. La unidad es el segundo. Fig. 133.

**PULSACION.** Es el patrón de variación periódica de una cantidad, tal como un flujo ( corriente, voltaje, líquido, gas, etc.), consistente de un cambio abrupto de un nivel a otro, seguido por un cambio abrupto al nivel original. Específicamente en un sistema de tuberías las ondas de pulsación son perturbaciones cíclicas arriba y abajo de un gasto promedio. Estas perturbaciones son pequeñas en relación

al gasto.

**RAREFACCION.** Expansión repentina de un gas al disminuir instantáneamente la presión a la que estaba sometido, ocasionando que su presión y densidad caigan por debajo de sus valores normales no perturbados.

**REACTANCIA ACUSTICA.** Componente imaginaria de la impedancia acústica que puede deberse a la masa eficaz o a la elasticidad del medio. Su unidad es el Ohmio acústico.

**RELACION DE TRANSMISION.** Es la relación que existe entre el suministro y descarga de un dispositivo (filtro, capacitor, conducto, etc.), por el cual pasa un flujo.

**RESISTENCIA ACUSTICA.** Componente real de la impedancia acústica que es la responsable de la disipación de energía. La unidad es el Ohmio acústico.

**RESONANCIA.** La resonancia ocurre cuando la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia natural del sistema.

**RUIDO.** Debe considerarse como ruido cualquier onda acústica que no tenga ni periodicidad ni longitud de onda netamente definidos.

**TRANSDUCTOR.** Cualquier dispositivo accionado por la energía de uno o varios sistemas de transmisión y que proporcionan energía a otro u otros sistemas en la misma forma o en forma distinta. Estos pueden ser eléctricos, mecánicos o acústicos.

**TUBERIA ORGANO.** Un tubo de órgano es un ejemplo sencillo del sonido originado en una columna vibrante de fluido. Este tubo puede estar abierto en ambos extremos, cerrado en los dos o abierto en uno y cerrado en el otro. Cada tipo determinará su frecuencia fundamental y armónicos para los diferentes modos de vibración.

**VIBRACION.** Todo cuerpo está capacitado para tener movimiento relativo y si este movimiento se repite después de un intervalo de tiempo con todas sus características anteriores se conoce como vibración.

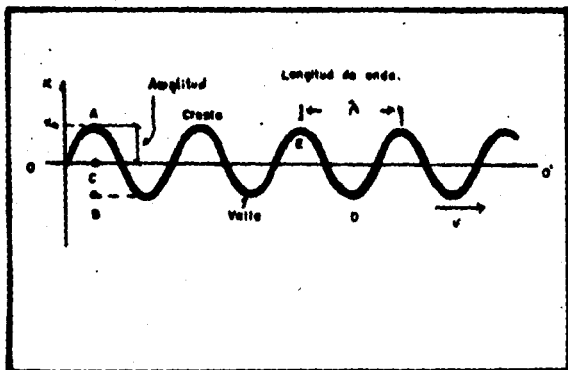


FIGURA 133  
Terminología de una onda.



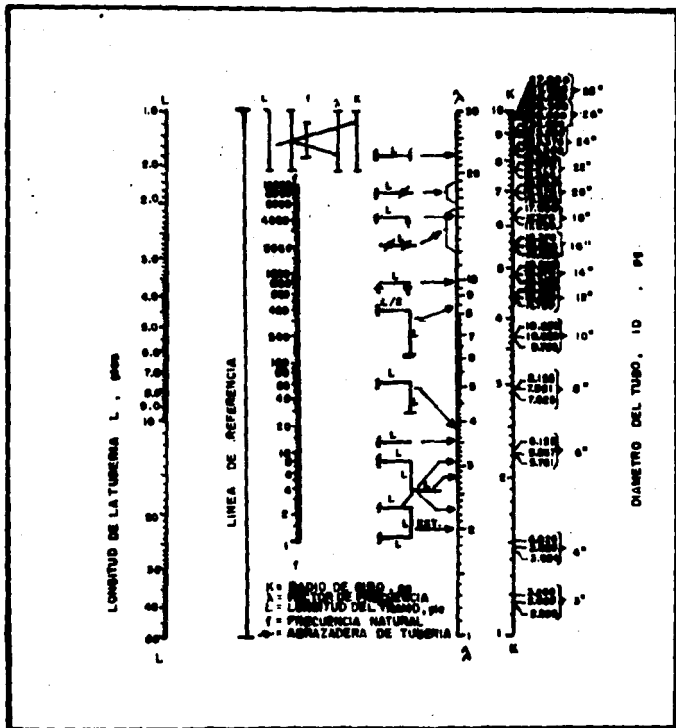


FIGURA 134  
 Monograma para calcular la frecuencia natural mecánica  
 de un tramo de tubería.

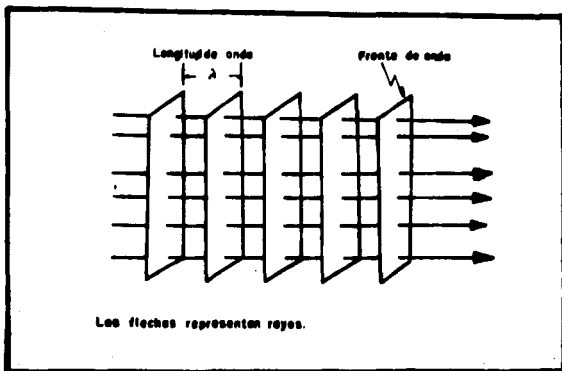


FIGURA 135  
Onda plana.

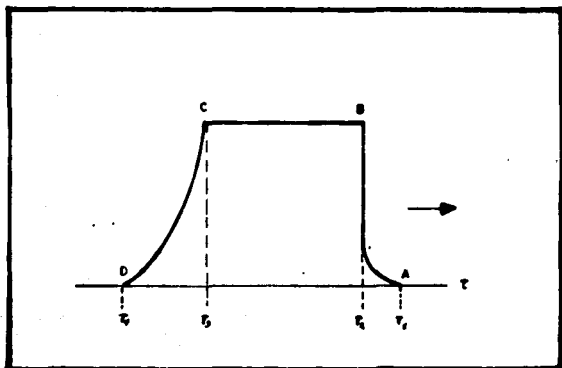


FIGURA 136  
Onda rectangular.

## BIBLIOGRAFIA

- 1.- THE EFFECTS AND CORRECTIONS OF GAS PULSATION PROBLEMS.  
Foster M. Stephens.  
Oil and Gas Journal. Septiembre 14, 1946.
- 2.- HOW TO STOP TROUBLESOME PULSATION WITHOUT EXCESS PRESSURE DROP.  
Clarence N. Taylor.  
Oil and Gas Journal. Parte 1, marzo 8, 1954. Parte 2, marzo 15, 1954.
- 3.- WANTED: AN EFFECTIVE PULSATION DAMPENER.  
Eric J. Lindahl.  
Oil and Gas Journal. Mayo 17, 1954.
- 4.- NEW PULSATION DAMPENER FOR PISTON PUMPS.  
M. Ludwid.  
Oil and Gas Journal. Septiembre 10, 1956.
- 5.- MUD PUMP VIBRATION.  
Walter Stampfl.  
Oil and Gas Journal. Septiembre 26, 1955.
- 6.- THE HOW AND THE WHY OF SURGE PROTECTION.  
A. C. Smith.  
Oil and Gas Journal. Septiembre 17, 1956.
- 7.- SOLVING GAS-PULSATION PROBLEMS.  
Richard E. Mayne.  
Oil and Gas Journal. Marzo 1959, vol 57, num 11.
- 8.- CONTROL OF SURGES IN LIQUID PIPELINES.  
G. A. Lundberg.  
Pipeline Engineer. Febrero 1962.
- 9.- FLOW MEASUREMENT CAN BE ACCURATE.  
Claude B. Nolte.  
Hydrocarbon Processing. Abril 1968, vol. 47, N<sup>o</sup> 4.
- 10.- NEW DESIGN CRITERIA FOR RECIPROCATING STATIONS.  
Walter W. Von Nimitz.  
Pipeline Industry. Parte 1, diciembre 1974. Parte 2, enero 1975.

- 11.- CONTROLLING PULSATIONS IN GAS PIPING SYSTEMS.  
C. Newman y N. H. Moerke.  
Oil and Gas Journal. Octubre 24, 1975.
- 12.- PULSATIONS IN CENTRIFUGAL PUMP AND PIPING SYSTEMS.  
Cecil R. Sparks y J. C. Wachel.  
Hydrocarbon Processing. Julio 1977.
- 13.- PLANNING, DESIGN CAN REDUCE COMPRESSOR PULSATION EFFECTS.  
Earl J. Hicks.  
Oil and Gas Journal. Julio 24, 1978.
- 14.- ACOUSTIC FILTER CONTROLS RECIP PUMPS PULSATIONS.  
Earl J. Hicks y T. R. Grant.  
Oil and Gas Journal. Enero 15, 1979.
- 15.- DYNAMIC CONSIDERATIONS FOR PIPING SYSTEMS RELIABILITY.  
Walter Von Nimitz.  
Pipeline Industry. Marzo, 1980
- 16.- PULSATION CONTROL IMPROVED GAS MEASUREMENT.  
Walter W. Von Nimitz y Orin Flanigan.  
Oil and Gas Journal. Septiembre 8, 1980.
- 17.- ACCURATE GAS MEASUREMENT REQUIRES PULSATION CONTROL.  
G. G. Less.  
Oil and Gas Journal. Abril 6, 1981.
- 18.- ENSURING THE RELIABILITY OF OFFSHORE GAS COMPRESSION SYSTEMS.  
J. C. Wachel y W. Von Nimitz.  
Journal of Petroleum Technology. Noviembre 1981.
- 19.- FORCES ACTING ON LIQUID AND NPSH EXPLAINED.  
John E. Miller.  
Oil and Gas Journal. Abril 8, 1983.
- 20.- HOW TO DEAL WITH PULSATION PROBLEMS AND CAVITATION-FREE NPSH IN CENTRIFUGAL LINE PUMPS.  
Robert R. Ross.  
Oil and Gas Journal. Abril 11, 1983.
- 21.- PULSATION-CONTROL DEVICES AND TECHNIQUES.  
Jhon M. Miller.

- Oil and Gas Journal. Mayo 2, 1983.
- 22.- DETECT AND EVALUATE SURGE IN MULTISTAGE COMPRESSORS.  
T. D. Maceyca.  
Hydrocarbon Processing. Noviembre 1983.
- 23.- ACOUSTICAL ANALYSES SOLVE VIBRATION, FAILURE RECIP PUMPS.  
J. C. Wachel, F. R. Szenasi y S. C. Denison.  
Oil and Gas Journal. Agosto 11, 1986.
- 24.- ACCURACY IMPROVED WITH ANALYSIS OF PULSATION EFFECTS AT  
GAS-PIPELINE METERING FACILITIES.  
Cecil R. Sparks y Robert J. Mckee.  
Oil and Gas Journal. Diciembre 8, 1986.
- 25.- ORIFICE-METER MEASUREMENT ERRORS CAUSED BY GAS SYSTEMS  
PULSATIONS CAN BE CONTROLLED.  
Debbie Gegg.  
Oil and Gas Journal. Octubre 16, 1989.
- 26.- FUNDAMENTOS DE FISICA.  
David Halliday y Robert Resnick.
- 27.- FISICA ELEMENTAL.  
Serie Schaum.
- 28.- DICCIONARIO GENERAL DE ACUSTICA Y ELECTROACUSTICA.  
Henry Piraux.
- 29.- APUNTES DE BOMBEO Y COMPRESION.  
Facultad de Ingenieria. UNAM.
- 30.- PUMPING MANUAL.  
R. H. Warring.
- 31.- PUMP HANDBOOK.  
Igor Karassik, William C. Krotzch, Warren h. Frazer y  
Josep P. Messina.
- 32.- BOMBAS CENTRIFUGAS.  
Igor J. Karassik y Roy Carter.
- 33.- APUNTES DE MANEJO DE LA PRODUCCION EN LA SUPERFICIE.  
Facultad de Ingenieria. UNAM.
- 34.- APENDICE 3. THE EFFECTS OF PULSATIONS ON FLOW MEASUREMENT  
BY ORIFICE PLATE.

**FLOW MEASUREMENT BY SQUARE EDGED ORIFICE PLATE USING CORNER  
TAPPING.**

**Clark W. J.**

**Londres Pergamon Press 1965.**

**35.- THE MEASUREMENT OF AIR FLOW.**

**E. Over y R: C. Pankhurst.**

**36.- CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK. 5<sup>a</sup> EDICION.**

**Robert H. Perry y Cecil H. Chilton.**