



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

TEORIA Y DISEÑO DE SISTEMAS  
ELECTROMECHANOCUSTICOS

TESIS PROFESIONAL  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
PRESENTA  
HENRY ROBERT GOLDANSKY PLAKJIN

Director de Tesis: Mario A. Ibarra Pereyra

México, D. F.

1985

60  
2 Ecam



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.

## INTRODUCCION

Desde que fué concebido el principio de operación y la construcción básica del altavoz de bobina móvil por Rice y Kellog en 1927, se presentó inmediatamente la necesidad de utilizar un gabinete acústico para lograr la reproducción de bajas frecuencias, ya que por sí solo, el transductor no era capaz de hacerlo.

Como era sabido que la radiación trasera del transductor se encontraba en antifase a la radiación principal del transductor, la solución inmediata fue cancelar por completo la radiación trasera; la manera más sencilla de hacer esto fue montando el altavoz en un baffle (sonodector) de dimensiones muy grandes con respecto a la longitud de onda de tal manera que la radiación trasera no tuviera manera de combinarse con la radiación principal, permitiendo así la reproducción de bajas frecuencias. A éste concepto teórico se le conoce como Baffle Infinito; sin embargo en la práctica el equivalente del baffle infinito es un recinto muy grande completamente amortiguado con material absorbente acústico.

Ninguna de las dos proposiciones anteriores resultaba ser de utilidad práctica por lo que se ideó un gabinete con la parte trasera abierta, que es simplemente una caja a la que le falta un costado y tiene el altavoz montado en la cara opuesta a la faltante. Este es el caso de muchos radios domésticos y televisiones. El gabinete de trasera abierta tiene ciertos efectos acústicos indeseables con respecto a las bajas frecuencias en donde a cierta frecuencia la radiación trasera puede combinarse en fase con la radiación principal, produciendo una cresta en la respuesta a la frecuencia.

El Baffle de caja cerrada fue la primera solución práctica para la reproducción del sonido sin efectos indeseables. En 1947 Harry F. Olson realizó un análisis del gabinete cerrado en su libro "Elements Of Acoustical Engineering" que era una aproximación a un problema complicado y el diseño resultaba ser bastante empírico.

En 1954 Leo L. Beranek, trabajando en el laboratorio de acústica del Massachusetts Institute Of Technology publicó su libro "Acoustics" en donde realiza un análisis teórico muy completo sobre el gabinete cerrado, además de presentar un procedimiento de diseño que resultó algo inexacto. En su mismo libro realiza el análisis y propone un método de diseño para un tipo nuevo de gabinete denominado Reflector de Bajos (Bass Reflex) que resulta ser la primera publicación de la investigación de J.J. Baruch y H.C. Lang "Some Vented Enclosures For Loudspeakers"; informe no publicado del Acoustic Laboratory del M.I.T. 1953. El diseño propuesto resultó ser inexacto pero el análisis teórico fué

pérdidas en el gabinete, logrando mayor precisión en los resultados.

Las obras de Thiele y Small lograron resolver el problema de diseño de los gabinetes, no obstante se sigue investigando en otros aspectos tales como mejores materiales para construir altavoces y gabinetes, diseño de redes de cruce más sofisticados considerando efectos de la respuesta de fase, difracción producido por el gabinete, y mas recientemente se han producido instrumentos de medición acústicos altamente avanzados que permiten analizar con precisión la respuesta de un sistema acústico generando mas problemas a resolver según se descubran.

Se solía diseñar un gabinete utilizando tablas que proporcionaban datos aproximados puesto que resultaba ser necesario en muchos casos interpolar para obtener la mejor aproximación; es obvio que el error se propagaba a través del diseño ya que se utilizaban varias tablas. En la actualidad, con ayuda de una computadora se pueden programar los modelos (de donde se obtuvieron las graficas y tablas) para obtener soluciones exactas a un problema en particular así como para efectuar ensayos sobre varios diseños y elegir el diseño óptimo pudiendo considerar circunstancias tales como costo, tamaño del gabinete, respuesta a la frecuencia, eficiencia, tamaño del altavoz etc.

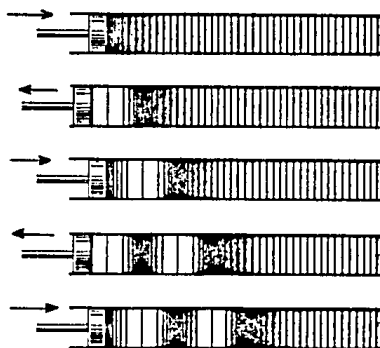


Fig.1.- Ondas sonoras generadas en un tubo por medio de un émbolo oscilante. Las líneas verticales dividen al medio compresible en capas que contienen la misma masa.

Ahora si jalamos el émbolo, el fluido que se encuentra frente a él se expande disminuyendo la presión y la densidad con respecto a la posición de reposo desplazándose así un pulso de enrarecimiento. Si el émbolo oscila con un movimiento hacia adelante y hacia atrás, un tren continuo de compresiones y enrarecimientos se propagará a lo largo del tubo.

Se observa que el aire es elástico, debido a ésto se necesita cierta fuerza para comprimirlo. La magnitud de la fuerza está en proporción directa con el desplazamiento del émbolo. La constante elástica de un gas depende del método de compresión. Cuando la variación del volumen es lenta, la compresión es Isotermica. Por variación isotermica se entiende un proceso que se realiza a temperatura constante. Hay tiempo para que el calor liberado durante la compresión pueda pasar a otras partes del gas, o si el gas está confinado a un recipiente, pasar a las paredes de éste. La temperatura del gas permanece así constante. En cambio cuando la variación del volumen es rápida, la temperatura se eleva al comprimir el gas y desciende al expandirlo. Durante un ciclo de compresión y expansión no hay tiempo suficiente para que el calor se pierda pasando a las adyacencias. Estas alteraciones rápidas, sin transferencia de calor se denominan Adiabáticas. En el proceso adiabático o en el isotermico, la presión del gas es debida al choque de sus moléculas con las paredes del recipiente. Las paredes del recipiente modifican la dirección y el sentido del movimiento de las partículas y cambian por lo tanto su cantidad de movimiento; este cambio se manifiesta como presión en el gas. Así

## INTRODUCCION

Desde que fué concebido el principio de operación y la construcción básica del altavoz de bobina móvil por Rice y Kellog en 1927, se presentó inmediatamente la necesidad de utilizar un gabinete acústico para lograr la reproducción de bajas frecuencias, ya que por sí solo, el transductor no era capaz de hacerlo.

Como era sabido que la radiación trasera del transductor se encontraba en antifase a la radiación principal del transductor, la solución inmediata fue cancelar por completo la radiación trasera; la manera más sencilla de hacer esto fue montando el altavoz en un baffle (sonodeflector) de dimensiones muy grandes con respecto a la longitud de onda de tal manera que la radiación trasera no tuviera manera de combinarse con la radiación principal, permitiendo así la reproducción de bajas frecuencias. A este concepto teórico se le conoce como Baffle Infinito; sin embargo en la práctica el equivalente del baffle infinito es un recinto muy grande completamente amortiguado con material absorbente acústico.

Ninguna de las dos proposiciones anteriores resultaba ser de utilidad práctica por lo que se ideó un gabinete con la parte trasera abierta, que es simplemente una caja a la que le falta un costado y tiene el altavoz montado en la cara opuesta a la faltante. Este es el caso de muchos radios domésticos y televisiones. El gabinete de trasera abierta tiene ciertos efectos acústicos indeseables con respecto a las bajas frecuencias en donde a cierta frecuencia la radiación trasera puede combinarse en fase con la radiación principal, produciendo una cresta en la respuesta a la frecuencia.

El Baffle de caja cerrada fue la primera solución práctica para la reproducción del sonido sin efectos indeseables. En 1947 Harry F. Olson realizó un análisis del gabinete cerrado en su libro "Elements Of Acoustical Engineering" que era una aproximación a un problema complicado y el diseño resultaba ser bastante empírico.

En 1954 Leo L. Beranek, trabajando en el laboratorio de acústica del Massachusetts Institute Of Technology publicó su libro "Acoustics" en donde realiza un análisis teórico muy completo sobre el gabinete cerrado, además de presentar un procedimiento de diseño que resultó algo inexacto. En su mismo libro realiza el análisis y propone un método de diseño para un tipo nuevo de gabinete denominado Reflector de Bajos (Bass Reflex) que resulta ser la primera publicación de la investigación de J.J. Baruch y H.C. Lang "Some Vented Enclosures For Loudspeakers"; informe no publicado del Acoustic Laboratory del M.I.T. 1953. El diseño propuesto resultó ser inexacto pero el análisis teórico fué

lo suficientemente profundo para que se utilizara como fundamento en investigaciones posteriores.

El concepto de el Altavoz de Suspensión Acústica fué establecido por medio de una solicitud de Patente en 1944 por H.F. Olson y J. Preston "Loudspeaker Diaphragm Support Comprising Plural Compliant Members" la patente fué otorgada en 1949, sin embargo el sistema no se popularizó hasta mediados de los años cincuenta en que se introdujo la alta fidelidad.

El gabinete compacto de suspensión acústica para la reproducción de alta fidelidad fué descrito por E.M. Villchur en el artículo titulado "Revolutionary Loudspeaker And Enclosure" de la revista "Audio" Octubre 1954.

Con la introducción de la alta fidelidad a nivel comercial a fines de los años cincuentas se formaron empresas dedicadas exclusivamente a la producción de gabinetes acusticos tales como Jensen Manufacturing Co., Electro Voice y Acoustic Research. Cada empresa condujo sus propias investigaciones, pero los resultados no se publicaron. Cabe notar que no se lograba aun un metodo exacto de diseño y las empresas condujeron pruebas de tipo experimental para producir un gabinete con características adecuadas.

Hasta el año de 1972 Richard H. Small, profesor de la escuela de ingenieria de la Universidad de Sydney, Australia publica una serie de documentos en el Journal of the Audio Engineering Society llamados "Closed Box Loudspeaker Systems" en donde hace un análisis teórico a profundidad sobre gabinetes cerrados que lo conduce a un metodo exacto de diseño considerando los parámetros del altavoz a utilizar. Hasta ésta fecha fue posible diseñar un sistema altavoz de gabinete cerrado a partir de relaciones analíticas que conducía a un comportamiento absolutamente predecible por la teoria.

Por otro lado, el gabinete Reflector de Bajos fué concebido por A.L. Thuras quien solicitó una Patente en 1930, la Patente le fué otorgada en 1932. Sin embargo no existía un fundamento teórico aceptable para poder diseñar el gabinete, pero la idea resultó ser interesante.

Entre los años 1952 y 1960 varios investigadores lograron resultados parciales investigando en el tema pero ninguno de ellos pudo relacionar el diseño con la teoría.

En 1961 A.N. Thiele, trabajando para la Australian Broadcasting Commission en Sydney, Australia publica su investigación "Loudspeakers In Vented Boxes" en donde realiza un análisis teórico a profundidad y la síntesis lo lleva a las especificaciones exactas para realizar en la practica un gabinete Reflector de Bajos cuya respuesta puede predecirse con exactitud. Algunos años despues, en 1972, Small amplía la obra de Thiele tomando en consideración para el análisis los efectos de las

pérdidas en el gabinete, logrando mayor precisión en los resultados.

Las obras de Thiele y Small lograron resolver el problema de diseño de los gabinetes, no obstante se sigue investigando en otros aspectos tales como mejores materiales para construir altavoces y gabinetes, diseño de redes de cruce más sofisticados considerando efectos de la respuesta de fase, difracción producido por el gabinete, y mas recientemente se han producido instrumentos de medición acústicos altamente avanzados que permiten analizar con precisión la respuesta de un sistema acústico generando mas problemas a resolver según se descubran.

Se solía diseñar un gabinete utilizando tablas que proporcionaban datos aproximados puesto que resultaba ser necesario en muchos casos interpolar para obtener la mejor aproximación; es obvio que el error se propagaba a través del diseño ya que se utilizaban varias tablas. En la actualidad, con ayuda de una computadora se pueden programar los modelos (de donde se obtuvieron las graficas y tablas) para obtener soluciones exactas a un problema en particular así como para efectuar ensayos sobre varios diseños y elegir el diseño óptimo pudiendo considerar circunstancias tales como costo, tamaño del gabinete, respuesta a la frecuencia, eficiencia, tamaño del altavoz etc.



## CAPITULO I

## NOCIONES DE ACUSTICA

Las ondas sonoras son ondas mecánicas longitudinales, ésto es que la onda se mueve a lo largo de la dirección de propagación. Pueden ser propagadas en sólidos, líquidos y gases.

Las ondas sonoras pueden producirse por medio de cuerdas vibrantes (guitarra, cuerdas vocales etc.), columnas de aire vibrantes (flauta, organo etc.) y membranas o placas vibrantes (tambor, altavoz, marimba). Todos estos elementos vibrantes comprimen y enrarecen alternadamente el aire circundante. El aire transmite estas perturbaciones como una onda, que se aleja de la fuente.

Existe una amplia gama de frecuencias dentro del cual es posible producir ondas mecánicas longitudinales, siendo las ondas sonoras aquellas que se encuentran dentro del rango de frecuencias que pueden estimular al oído y cerebro humano, dando así el sentido de la audición. Este rango, el rango de audición, abarca desde 20 Hz hasta 20 KHz aproximadamente. En ésta tesis se considera que la finalidad primordial de un sistema altavoz de alta fidelidad es reproducir el rango de audición.

Las ondas sonoras se dispersan en todas direcciones si no existe ningún obstáculo sin embargo, para poder explicar la propagación de la onda consideremos un caso unidimensional. Se tiene un tubo largo que contiene un medio compresible. Las franjas verticales dividen al fluido en pequeñas rebanadas que contienen la misma masa. En donde las líneas se encuentran más separadas se tiene una zona de menor presión y densidad a comparación con el fluido en reposo, lo contrario ocurre para una zona con líneas más cercanas. Si se desplaza el émbolo hacia adelante, el fluido que se encuentra frente a él se comprime, aumentandose la presión y la densidad con respecto a la posición de reposo. El fluido comprimido se mueve hacia adelante, comprimiendo las capas de fluido adyacentes y así se desplaza el pulso de compresión a lo largo del tubo.

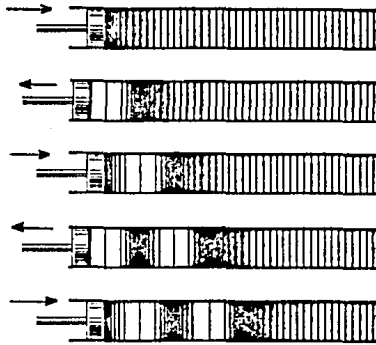


Fig.1.- Ondas sonoras generadas en un tubo por medio de un émbolo oscilante. Las líneas verticales dividen al medio compresible en capas que contienen la misma masa.

Ahora si jalamos el émbolo, el fluido que se encuentra frente a él se expande disminuyendo la presión y la densidad con respecto a la posición de reposo desplazándose así un pulso de enrarecimiento. Si el émbolo oscila con un movimiento hacia adelante y hacia atrás, un tren continuo de compresiones y enrarecimientos se propagará a lo largo del tubo.

Se observa que el aire es elástico, debido a ésto se necesita cierta fuerza para comprimirlo. La magnitud de la fuerza está en proporción directa con el desplazamiento del émbolo. La constante elástica de un gas depende del método de compresión. Cuando la variación del volumen es lenta, la compresión es Isotermica. Por variación isotermica se entiende un proceso que se realiza a temperatura constante. Hay tiempo para que el calor liberado durante la compresión pueda pasar a otras partes del gas, o si el gas está confinado a un recipiente, pasar a las paredes de éste. La temperatura del gas permanece así constante. En cambio cuando la variación del volumen es rápida, la temperatura se eleva al comprimir el gas y desciende al expandirlo. Durante un ciclo de compresión y expansión no hay tiempo suficiente para que el calor se pierda pasando a las adyacencias. Estas alteraciones rápidas, sin transferencia de calor se denominan Adiabáticas. En el proceso adiabático o en el isotermico, la presión del gas es debida al choque de sus moléculas con las paredes del recipiente. Las paredes del recipiente modifican la dirección y el sentido del movimiento de las partículas y cambian por lo tanto su cantidad de movimiento; este cambio se manifiesta como presión en el gas. Así

se observa que en la compresión isotérmica hay un aumento de la presión porque se reduce el volumen ocupado por las moléculas del gas y éstas, entonces, chocan más frecuentemente con las paredes del recipiente.

Por otra parte, si la compresión adiabática también resulta en el aumento del número de colisiones por segundo, la variación de la temperatura que acompaña a la compresión en éste caso provoca un ulterior aumento del número de colisiones por segundo y también el aumento de la cantidad de movimiento transferida por colisión. En el proceso adiabático el gas se calienta, las moléculas se mueven más rápidamente, chocan más a menudo con las paredes del recipiente y teniendo ellas mismas mayor cantidad de movimiento, transfieren más cantidad de movimiento a las paredes en cada colisión.

Frente a una variación dada del volumen, el aumento de presión resulta ser mayor en el proceso adiabático. Por consecuencia, el gas es más rígido, se necesita más fuerza para comprimirlo o expandirlo, si la modificación es adiabática. Cabe notar que las ondas acústicas son esencialmente alteraciones adiabáticas.

Cuando se propaga una onda sonora por el medio, hay varios cambios medibles. Las partículas son aceleradas y desplazadas con respecto a su posición de reposo. Las partículas tienen una velocidad distinta de cero en cada punto, excepto en ciertos instantes de cada ciclo. La temperatura en cada punto fluctúa por arriba y por debajo del valor ambiente. De igual modo varía la presión por arriba y por debajo de la presión ambiente. Esta variación incremental de la presión es lo que se llama Presión Sonora. La variación de presión causa a su vez una variación de la densidad llamada Densidad Incremental. Un aumento de la presión sonora en un punto causa un aumento de la densidad en el mismo punto.

La velocidad de un disturbio acústico que se propaga a través de un gas no es la misma para todos los gases. Para un gas dado, la velocidad de propagación es proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura del gas.

A continuación se dan algunas definiciones de términos comúnmente utilizados en la acústica :

**PRESIÓN ESTÁTICA ( $P_0$ )** .- La presión estática en un punto del medio es la presión que existiría en ausencia de ondas sonoras. La presión barométrica normal es aproximadamente igual a  $10^5$  N/m<sup>2</sup>, lo que corresponde a la lectura del barómetro de 0.751 m de mercurio a cero grados centígrados. La presión atmosférica normal se toma como 0.760 m de mercurio a cero grados centígrados y equivale a

una presión de  $1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ .

MICROBAR ( $\mu\text{B}$ ) .- El microbar es la unidad de presión comunmente utilizada en acústica. Un microbar es igual a  $0.1 \text{ N/m}^2$  ó  $1 \text{ Dina/cm}^2$ .

PRESIÓN SONORA INSTANTÁNEA  $P(t)$  .- La presión sonora instantánea en un punto es la variación incremental de la presión estática causada en un instante cualquiera por la presencia de una onda sonora. Su unidad es el microbar.

PRESIÓN SONORA EFICAZ ( $p$ ) .- La presión sonora eficaz en un punto es el valor cuadrático medio de la presión sonora instantánea, sobre un intervalo dado de tiempo, en el punto considerado. La unidad es el microbar.

VELOCIDAD DEL SONIDO ( $c$ ) .- La velocidad del sonido en el aire está dada aproximadamente por la siguiente formula :

$$c = 331.4 + 0.607 T$$

donde T es la temperatura en grados Centigrados.

NIVEL DE PRESIÓN SONORA (SPL, Sound Pressure Level) .- El nivel de presión sonora de un sonido en decibeles es 20 veces el logaritmo de base 10 de la relación de la presión sonora efectiva con respecto a la presión sonora de referencia.

$$\text{SPL} = 20 \log_{10} (p/p_{\text{ref}}) \text{ dB}$$

Como presión de referencia suele usarse :

$$(a) \quad p(\text{ref}) = 0.0002 \text{ microbar}$$

ó

$$(b) \quad p(\text{ref}) = 1 \text{ microbar}$$

La presión de referencia (a) se utiliza en mediciones que tienen que ver con el oído y para las mediciones de nivel sonoro y ruido en el aire y los líquidos. La presión de referencia (b) se ha difundido mucho para la calibración de transductores. Los dos niveles de referencia difieren casi 74 dB por lo que resulta necesario indicar explícitamente el nivel de referencia utilizado.

VELOCIDAD INSTANTÁNEA DE LAS PARTÍCULAS  $u(t)$  .- La velocidad instantánea de las partículas en un punto es la velocidad, debida solamente a la onda sonora, de una parte infinitesimal dada del medio en un instante determinado. La unidad es el metro por segundo.

VELOCIDAD INSTANTÁNEA DE VOLUMEN  $U(t)$  .- La velocidad instantánea de volumen, debida a la onda sonora solamente, es el caudal instantáneo del medio que fluye perpendicularmente a través de un área especificada S. La unidad es el metro cúbico por

segundo.

**INTENSIDAD SONORA (I)** .- La intensidad sonora según una dirección determinada en un punto es el valor medio de la velocidad de transmisión de la energía a través del área unitaria perpendicular a la dirección considerada en el punto dado. La unidad es el watt/metro cuadrado.

### 1.1 RADIACION DEL SONIDO.-

Para especificar de manera completa una fuente sonora se necesita especificar, entre otras cosas, sus características direccionales para las frecuencias de interés. Una consideración de particular interés en el diseño de altavoces y gabinetes es la de sus características direccionales.

El radiador de sonido más elemental es una fuente esférica cuyo radio es pequeño en comparación con un sexto de longitud de onda. Este radiador se llama Fuente Simple o Fuente Puntual. Sus propiedades se especifican por la magnitud de la velocidad de su superficie y por su fase en relación con cierta referencia. Las fuentes sonoras más complicadas pueden ser consideradas analíticamente como compuestas por una combinación de fuentes puntuales, cada una de las cuales tiene su propia velocidad y fase.

El Diagrama Direccional de un transductor utilizado para la emisión o recepción del sonido, es una descripción gráfica de la respuesta del transductor en función de la onda transmitida o incidente, en un plano y en cierta frecuencia dadas. Generalmente se proporciona dicho diagrama en coordenadas polares.

**FACTOR DE DIRECTIVIDAD.**- El factor de directividad es la relación de la intensidad sobre un eje determinado de un radiador a una distancia dada, con respecto a la intensidad que se produciría en el mismo punto con una fuente puntual que radiara la misma potencia acústica que el radiador. Para efectos prácticos se supone que se está en el espacio libre. Generalmente el eje considerado es el eje de máxima radiación, caso en que  $Q(f)$  siempre es mayor que la unidad. A veces se desea el factor de directividad para otras direcciones, en las que  $Q(f)$  es igual o mayor que cero.

**INDICE DE DIRECTIVIDAD  $DI(f)$**  .- El Índice de Directividad es 10 veces el logaritmo base 10 del factor de directividad, esto es :

$$DI(f) = 10 \log_{10} Q(f)$$

El ANCHO DE HAZ de un diagrama direccional es el ángulo que existe entre dos puntos a uno y otro lado del eje de radiación

principal para los cuales el nivel de presión sonora es 6 decibeles menor que para el ángulo de cero grados.

#### FUENTE ESFERICA.-

La Fuente Esférica es la consideración más sencilla de una fuente sonora, puesto que su radiación es uniforme en todas direcciones.

El diagrama direccional se dá a continuación en la Figura 2, en coordenadas polares y corresponde a un plano que pasa por el centro de la esfera. Resulta obvio que se trata de una fuente no direccional.

El índice de directividad para la fuente esférica es 0 decibeles para cualquier ángulo.

#### FUENTE SIMPLE.-

Como se había mencionado antes, una Fuente Simple es una fuente esférica cuyo radio resulta ser pequeño comparado con un sexto de la longitud de onda.

Cuando las dimensiones de una fuente son mucho menores que la longitud de onda, la radiación es siempre la misma independientemente de la forma del radiador, con la condición de que todas las partes de su superficie vibren esencialmente con la misma fase. La intensidad a una distancia cualquiera es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad de volumen y la frecuencia. El caso anterior corresponde al de un altavoz sin baffle a frecuencias muy bajas.

#### COMBINACION DE FUENTES SIMPLES.-

Los principios básicos que gobiernan la característica direccional de un altavoz pueden estudiarse muy bien a partir de las combinaciones de fuentes simples. El método es similar al que se sigue en la óptica al aplicar el principio de interferencia de Huygens. Esencialmente, el problema consiste en sumar vectorialmente, en el punto deseado del espacio, las presiones sonoras que llegan a éste desde las distintas fuentes simples.

Los diagramas direccionales resultantes son en realidad Figuras de revolución alrededor del eje que une las dos fuentes, por lo que basta un solo plano para describirlos. Ver Figura 3.

#### FUENTE SONORA TIPO DOBLETE (DOBLETE ACUSTICO).-

Un Doblete, como fuente sonora, consiste en un par de fuentes

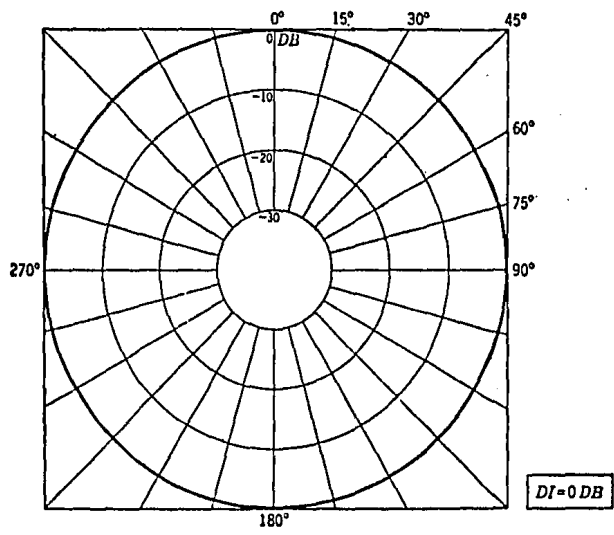


FIG.2.- Diagrama direccional de una fuente no direccional.

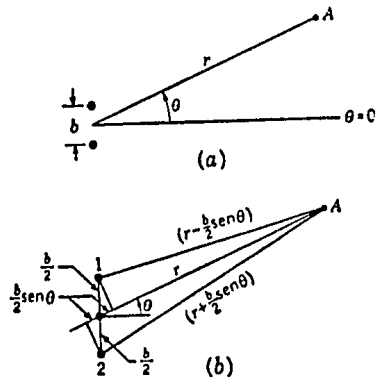


FIG.3.- Dos fuentes simples en fase, separadas por la distancia "b", y a una distancia "r" y ángulo  $\theta$  con respecto al punto de medición "A".

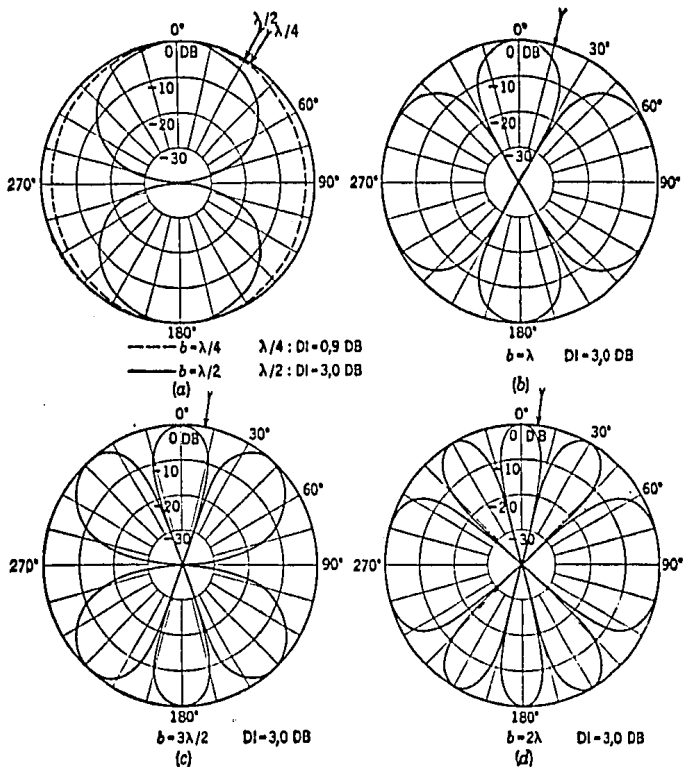


FIG. 3'.- Diagramas de directividad de dos fuentes simples en fase.



simples separadas por una distancia  $b$  muy pequeña y que vibran en oposición de fase. La disposición geométrica se ilustra en la Figura 4.

Se supone que la distancia  $r$  es grande en comparación con  $b$ . Puede observarse inmediatamente que la presión sonora es cero para los ángulos de 90 y 270 grados, debido a que la contribución de las dos fuentes resulta nula por estar ambas 180 grados fuera de fase. Las presiones para 0 y 180 grados dependerán de la relación de  $b$  con la longitud de onda. Para el caso mostrado hay un máximo de presión para 0 y 180 grados, la distancia  $b$  es de media longitud de onda.

Sin embargo, el caso mas usual es el de  $b$  mucho menor que la longitud de onda, un ejemplo práctico sería el diafragma de un micrófono o altavoz en donde el espesor del mismo resulta insignificante con respecto a la longitud de onda.

Otro detalle interesante del doblete acústico que debe observarse es que la velocidad de las partículas tiene dos componentes, una radial y otra tangencial. Para los ángulos de 0 y 180 grados, la velocidad de las partículas es un vector en dirección radial. Para los ángulos de 90 y 270 grados, la velocidad de las partículas es totalmente tangencial, implicando una onda sonora de polarización plana. En las posiciones intermedias, la componente radial varía como el coseno del ángulo y la componente tangencial como el seno del ángulo.

#### CAMPO CERCANO Y CAMPO LEJANO.-

Debe considerarse la diferencia entre el Campo Cercano y el Campo Lejano de una fuente. Por lo general se hacen mediciones acústicas en el campo lejano, o sea, a una distancia  $r$  lo suficientemente grande como para que la presión sonora decrezca linealmente con la distancia a lo largo de la línea radial que une el punto de medición con la fuente. Para obtener las condiciones del campo lejano, se debe cumplir que la extensión  $b$  del cuerpo radiante sea pequeña en comparación con  $r$  y además que  $r$  cuadrada sea grande con respecto a  $\lambda^2/36$ .

### 1.2 FUENTES DE PISTON PLANO

#### PISTON CIRCULAR RIGIDO EN UN BAFFLE INFINITO.-

La mayoría de las fuentes radiantes pueden ser representadas por medio de un pistón vibrante colocado en una pared rígida infinitamente extensa. Se supone que el pistón es rígido, de modo que todos los puntos de su superficie se mueven en fase, y que su amplitud de velocidad es independiente de la carga mecánica ó acústica impuesta a la superficie radiante. La pared rígida que

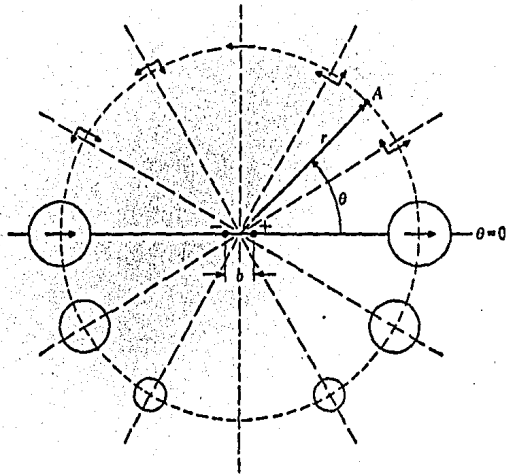


FIG. 4.- Doblete acústico. Este tipo de fuente consiste en dos fuentes simples que vibran 180 grados fuera de fase. Están separadas por una distancia "b", y a una distancia "r" con ángulo  $\theta$  respecto del punto de medición "A".

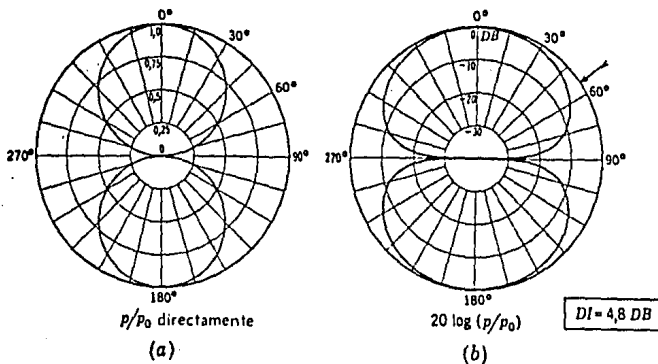


FIG. 4'.- Diagrama direccional de un doblete acústico.

rodea el pistón se llama BAFFLE (pantalla acústica o sonodeflector) y es, por definición una partición utilizada para aumentar la longitud del camino de transmisión entre el frente y la trasera de la superficie radiante. Se muestra graficamente en la Figura 5.

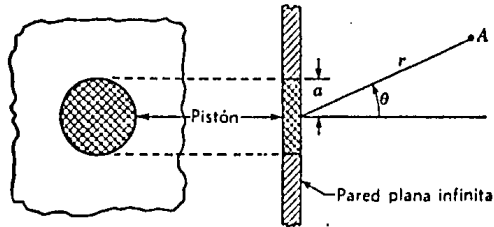


Fig. 5.- Pistón circular rígido en un baffle rígido.

Cuando la circunferencia (perímetro) del pistón ( $2\pi r$ ) es menor que media longitud de onda, el pistón se comporta esencialmente como una fuente puntual; cuando  $2\pi r$  es mayor que tres longitudes de onda, el pistón es altamente direccional.

Los diagramas direccionales para un pistón circular rígido montado en un baffle infinito se presentan en la Figura 6.

#### PISTON CIRCULAR RIGIDO EN EL EXTREMO DE UN TUBO.-

En muchas situaciones, el sonido es radiado por un diafragma cuya parte posterior está separada de la parte frontal por medio de un tubo. Este resulta ser el caso del ducto en un gabinete reflector de bajos.

La disposición de tal caso se muestra a continuación :

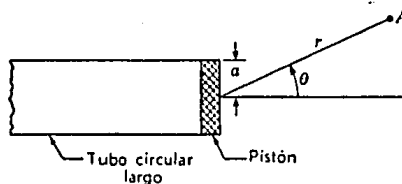


Fig. 7.- Pistón circular rígido en el extremo de un tubo largo.

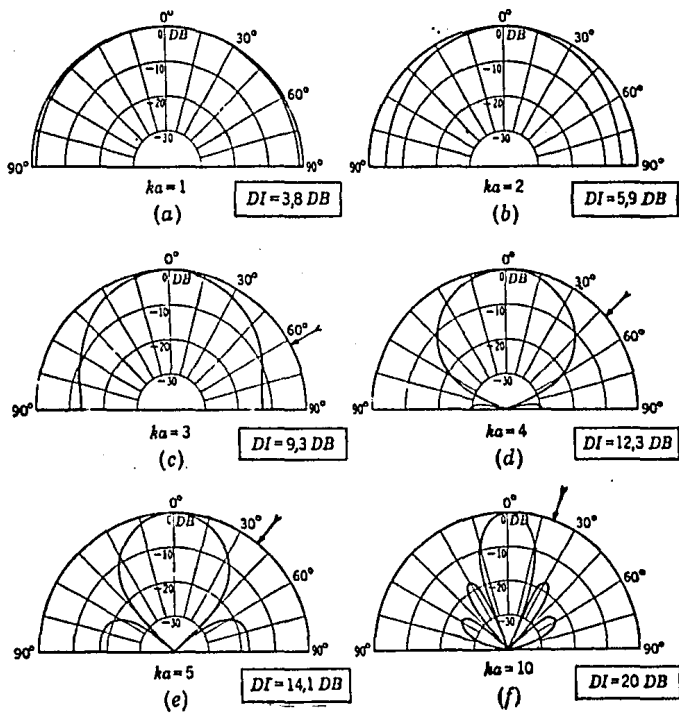


FIG. 6.- Diagramas direccionales para un pistón circular rígido en un baffle infinito.

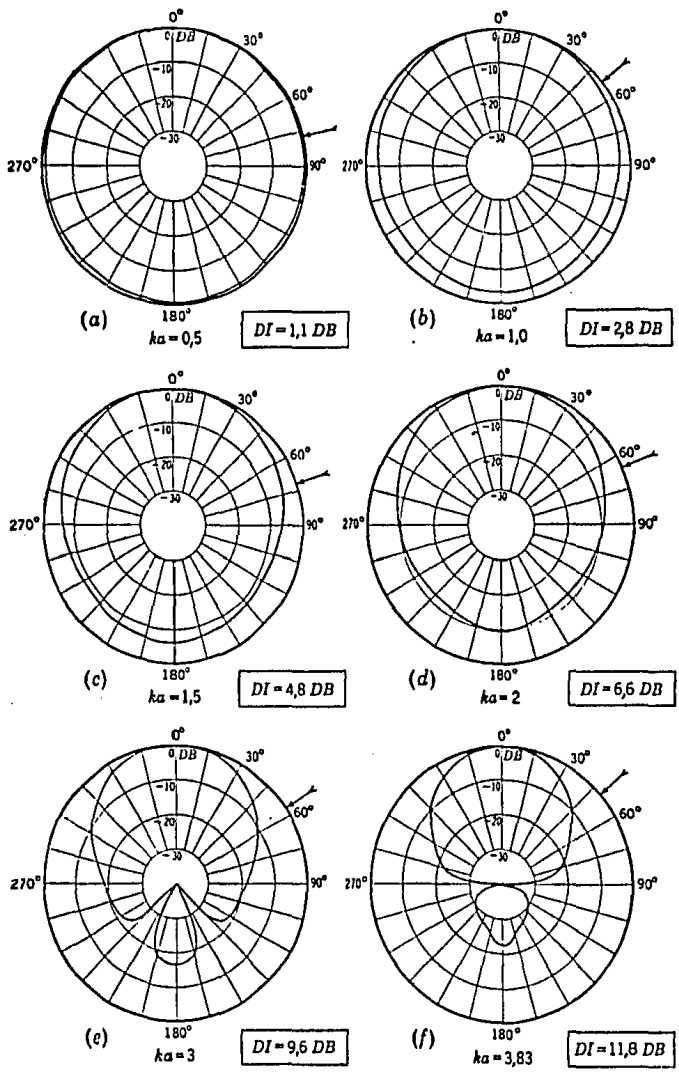


FIG. 8.- Diagramas direccionales para un pistón circular rígido en el extremo de un tubo largo.

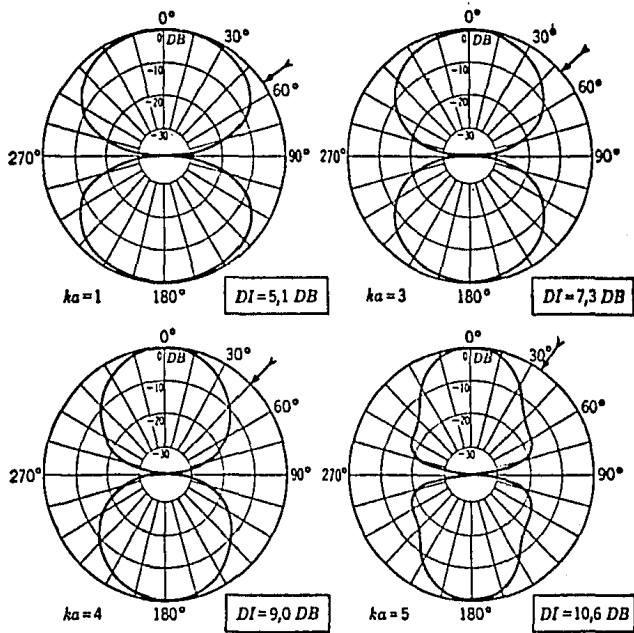


FIG. 9.- Diagramas direccionales para un pist6n circular r6gido sin baffle, en el espacio libre.

La presión en el punto A es la resultante de las presiones producidas individualmente por el gran número de pequeños elementos en que puede dividirse la superficie del pistón. La solución a éste problema es complicado, porque la radiación puede tener lugar en todas direcciones y el sonido debe difractarse alrededor del borde del tubo para llegar al espacio inmediato.

En la Figura 8 se muestran los diagramas direccionales correspondientes.

Se observa que el tubo se vuelve muy direccional para las altas frecuencias en donde el perímetro del pistón es de varias longitudes de onda, sin embargo para las bajas frecuencias la radiación del extremo del tubo es omnidireccional.

#### PISTON CIRCULAR RIGIDO SIN BAFFLE.-

Considérese un pistón rígido de radio  $r$  suspendido en el espacio libre. Se ilustran sus patrones de radiación a continuación, en la Figura 9.

Es interesante notar el parecido entre éstos patrones y el Doblete Acústico. De hecho, como una primera aproximación un pistón sin deflector es simplemente un doblete, porque su movimiento axial en una dirección comprime el aire de un lado y lo enrarece del otro.

### 1.3 CIRCUITOS ELECTROMECAÑOACUSTICOS

El tema de la electromecanoacústica (también llamado analogías dinámicas) consiste en la aplicación de la teoría de los circuitos eléctricos para la resolución de problemas mecánicos y acústicos. En la mecánica clásica, el fenómeno vibratorio se representa totalmente por medio de ecuaciones diferenciales. La analogía dinámica permite visualizar el comportamiento del sistema sin necesidad de resolver ecuaciones complicadas.

#### SIGNIFICADO FISICO Y MATEMATICO DE LOS ELEMENTOS DEL CIRCUITO.-

Los elementos de circuito utilizados para formar los diagramas son los de la teoría de los circuitos eléctricos. Estos elementos y sus significados matemáticos se dan a continuación, en la tabla 1.



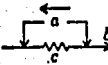
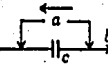
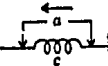
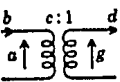
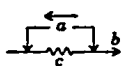
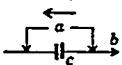
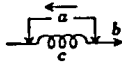
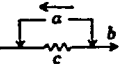
Símbolo	Nombre	Significado	
		Transitorio	Estado estacionario
	Generador de e.f.d.a constante	La cantidad $a$ es independiente de los que se conecta al generador. La flecha apunta hacia el terminal positivo del generador	
	Generador de flujo constante	La cantidad $b$ es independiente de los que se conecta al generador. La flecha apunta en el sentido del flujo positivo	
	Elemento tipo resistencia	$a = bc$	$a = bc$
	Elemento tipo capacitancia	$a = \frac{1}{c} \int b dt$	$a = \frac{b}{j\omega c}$
	Elemento tipo inductancia	$a = c \frac{db}{dt}$	$a = j\omega cb$
	Elemento tipo transformación	$a = eg$ $cb = d$ $\frac{a}{b} = c^2 \frac{g}{d}$	$a = eg$ $cb = d$ $\frac{a}{b} = c^2 \frac{g}{d}$

TABLA 1

Significado físico y matemático de los símbolos.



TABLA 2  
Alternativas posibles de los elementos de circuito.

Elemento	Eléctrico	Mecánico		Acústico	
		Analogía de movilidad †	Analogía de impedancia	Analogía de impedancia †	Analogía de movilidad
a	e	u	f	p	U
b	i	f	u	U	p
	$c = R_E$	$c = \frac{1}{R_M} = r_M$	$c = R_M$	$c = R_A$	$c = \frac{1}{R_A} = r_A$
	$c = C_E$	$c = M_M$	$c = C_M$	$c = C_A$	$c = M_A$
	$c = L$	$c = C_M$	$c = M_M$	$c = M_A$	$c = C_A$
	$c = Z_E = \frac{e}{i}$	$c = z_M = \frac{u}{f} = \frac{1}{Z_M}$	$c = Z_M = \frac{f}{u} = \frac{1}{z_M}$	$c = Z_A = \frac{p}{U} = \frac{1}{z_A}$	$c = z_A = \frac{U}{p} = \frac{1}{Z_A}$

Elemento	ANALOGIAS MECANICAS		ANALOGIAS ACUSTICAS	
	Tipo movilidad	Tipo de impedancia	Tipo de movilidad	Tipo de impedancia
Generador mecánico o acústico de impedancia infinita (movilidad cero)				
Generador mecánico o acústico de impedancia cero (movilidad infinita)				
Elemento disipativo (resistencia y resposibilidad)				
Elemento de masa				
Elemento de compliancia				
Elemento de impedancia				
Elemento de transformación	<p>Mecánico a acústico (tipo de movilidad) 1:5</p>		<p>Mecánico a acústico (tipo de impedancia) S 1</p>	

TABLA 3

Conversión de la analogía tipo movilidad a la analogía tipo impedancia y viceversa.

Existen dos tipos de generadores; cuatro tipos de elementos de circuito: resistencia, capacitancia, inductancia y transformador. Hay tres cantidades genéricas: a) la caída a través de un elemento del circuito; b) el flujo a través de un elemento del circuito; c) la magnitud del elemento del circuito.

Debe notarse el hecho de que la cantidad "a" no está restringida a la tensión eléctrica, ni "b" a la corriente eléctrica "i". La cantidad "a" podría representar una fuerza "f", la velocidad "u", una presión "p" o una velocidad de volumen U. En estos casos, "b" representará respectivamente, velocidad "u", fuerza "f", velocidad de volumen U o presión "p". De manera similar, la cantidad "c" podría ser cualquier cantidad conveniente, tal como masa, compliancia, inductancia, resistencia, etc. El significado físico de los elementos de circuito "c" depende de la manera como se eligen las cantidades "a" y "b", con la restricción de que el producto "ab" tenga en todos casos la dimensión de una potencia. Todas las alternativas posibles están ilustradas en la tabla 2.

Un concepto que siempre debe tenerse presente es que las operaciones matemáticas asociadas con un símbolo dado son invariantes.

### 1.3.1 ANALOGIAS MECANICAS.-

En los circuitos eléctricos, se hacen mediciones de voltaje aplicando las puntas de un voltmetro a través de dos terminales del elemento en cuestión. El voltaje es una magnitud eléctrica que puede medirse sin abrir el circuito. En cambio, para medir la corriente eléctrica, es necesario abrir el circuito porque ésta cantidad fluye por el circuito o elemento del circuito. En los dispositivos mecánicos, podemos medir la velocidad o el desplazamiento sin perturbar el sistema. No es la velocidad, sino la fuerza lo análogo a la corriente eléctrica. La fuerza no puede ser medida sin intervenir en el sistema.

**ANALOGIA TIPO MOVILIDAD** .- Es aquella en que la velocidad corresponde a el voltaje, y la fuerza a la corriente. También es llamada analogía inversa.

**ANALOGIA TIPO IMPEDANCIA** .- Es aquella en que la fuerza corresponde a el voltaje, y la velocidad a la corriente. Es lo opuesto a la analogía tipo movilidad.

**IMPEDANCIA MECANICA  $Z_M$**  .- Es la relación compleja entre la fuerza y la velocidad en un punto dado de un sistema mecánico. La unidad correspondiente es el Newton-segundo / metro u ohm mecánico.

**MOVILIDAD MECANICA  $z_M$**  .- Es la inversa de la impedancia mecánica. Se define como la relación compleja de la velocidad a la fuerza en un punto dado de un sistema mecánico. La unidad es el metro / segundo-Newton, o "mohm" mecánico (mohm=ohm de movilidad).

**MASA  $M_M$**  .- La masa es la cantidad física que accionada por una fuerza resulta acelerada en proporción directa con la fuerza. La unidad es el kilogramo.

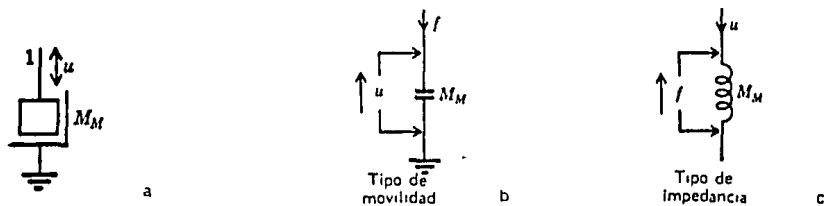


Fig 10.- La Fig. (a) es el símbolo mecánico para la masa. Las Figuras (b) y (c) son los símbolos para la masa en la analogía tipo movilidad e impedancia, respectivamente.

**COMPLIANCIA MECANICA  $C_M$**  .- Se dice que una estructura física es una compliancia mecánica cuando accionada por una fuerza, sufre un desplazamiento en proporción directa con la fuerza. La unidad es el metro/Newton.

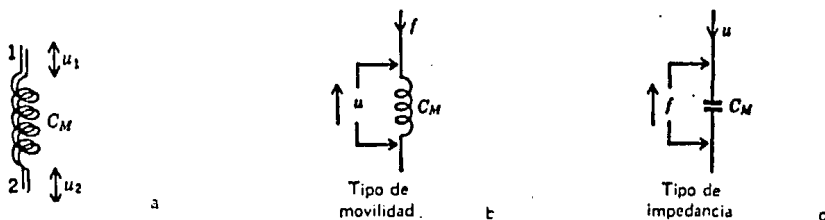


Figura 11.- La Figura (a) es el símbolo mecánico para la compliancia mecánica. Las Figuras (b) y (c) son los símbolos correspondientes para las analogías tipo movilidad e impedancia, respectivamente.

**RESISTENCIA MECANICA  $R_M$**  .- Se dice que una estructura mecánica constituye una resistencia mecánica cuando accionada por una fuerza, se mueve con una velocidad directamente proporcional a la fuerza. La unidad es el ohm mecánico.

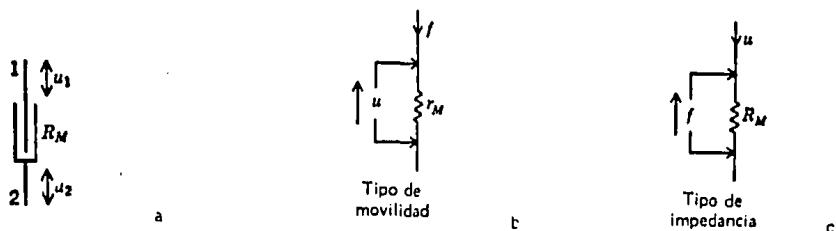


Figura 12.- La Figura (a) es el símbolo mecánico para la resistencia mecánica (viscosa). Las Figuras (b) y (c) son los símbolos correspondientes para las analogías tipo movilidad e impedancia, respectivamente.

RESPONSIBILIDAD MECÁNICA  $r_M$ .- La responsibilidad mecánica se define como la recíproca de  $R_M$ . La unidad es el mohm mecánico.

GENERADOR MECÁNICO DE VELOCIDAD CONSTANTE.- Se representa como un motor muy poderoso asociado a un mecanismo de manivela de la siguiente manera:

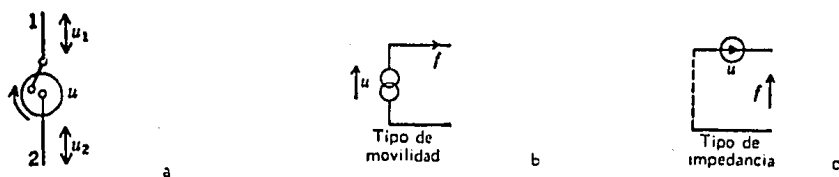


Figura 13.- La Figura (a) es el símbolo mecánico para el generador de velocidad constante. Las Figuras (b) y (c) son los símbolos correspondientes para las analogías tipo movilidad e impedancia, respectivamente.

Los extremos opuestos del generador tienen las velocidades  $u_1$  y  $u_2$ . Una de estas velocidades está determinada por factores externos al generador. La diferencia entre las dos velocidades, en cambio, es una velocidad independiente de la carga conectada al generador. Las puntas de flecha señalan el terminal positivo del generador. El doble círculo indica que la movilidad interna del generador es cero. La línea cortada indica que la impedancia interna del generador es infinita.

GENERADOR MECÁNICO DE FUERZA CONSTANTE.- Se representa como un transductor (por ejemplo, un altavoz de bobina móvil), en cuyo primario se mantiene una corriente eléctrica de amplitud constante. Este generador produce una fuerza igual al producto de la corriente  $i$ , por la densidad de flujo magnético  $B$ , por la longitud efectiva  $l$  del arrollamiento que corta el flujo ( $f = Bli$ ).

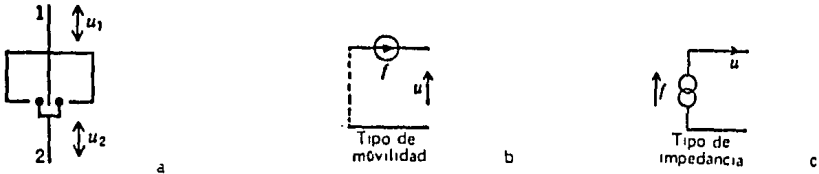


Figura 14.- La Figura (a) es el símbolo mecánico para el generador de fuerza constante. Las Figuras (b) y (c) son los símbolos correspondientes para las analogías tipo movilidad e impedancia, respectivamente.

Los extremos del generador tienen velocidades  $u_1$  y  $u_2$  determinadas por factores externos al generador. La fuerza que el generador produce y que puede ser medido colocando un dispositivo entre las terminales 1 y 2, es una fuerza constante, independiente de la carga conectada al generador. Las flechas apuntan en sentido del flujo positivo; la línea cortada indica una movilidad infinita, y el doble círculo una impedancia nula.

**PALANCA SIMPLE .-** Una palanca es un dispositivo estrechamente análogo al transformador. Se considera que la barra no tiene peso.

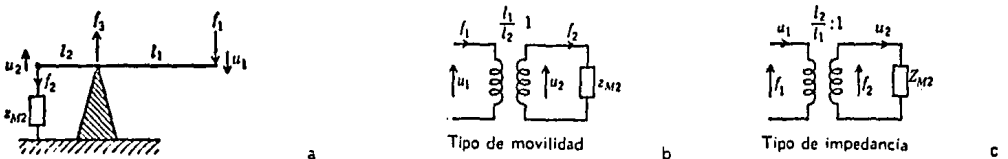


Figura 15.- La Figura (a) es el símbolo mecánico para la palanca simple. Las Figuras (b) y (c) son los símbolos correspondientes para las analogías tipo movilidad e impedancia, respectivamente.

### 1.3.2 CIRCUITOS ACUSTICOS.-

En los dispositivos acústicos, la cantidad que podemos medir más fácilmente sin modificación del sistema es la presión sonora. La diferencia entre la presión atmosférica y la que existe en el campo sonoro es la presión sonora  $p$ . Así se concluye que la presión sonora es análogo al voltaje. Esta elección nos obliga a considerar la corriente como lo análogo a cierta cantidad que sea proporcional a la velocidad. Conviene hacer la corriente análoga a la velocidad de volumen, esto es, el volumen de gas desplazado en un segundo.

La cantidad que fluye por los elementos acústicos es la velocidad de volumen  $U$ , dada en metro cúbico / segundo ; por lo tanto la caída en los elementos acústicos tiene que ser la presión  $p$  en Newton / metro cuadrado. Esto sugiere que la analogía tipo impedancia es la preferida en los circuitos acústicos. El producto de la presión sonora eficaz  $p$  por la componente en fase de la velocidad de volumen eficaz  $U$ , da la potencia acústica en Watts.

MASA ACUSTICA  $M_A$  .- La masa acústica es una cantidad proporcional a la masa pero que tiene las dimensiones de kilogramo/metro<sup>4</sup> . Está asociada con la masa de aire acelerada por una fuerza neta que actúa a modo de desplazar el gas sin comprimirlo apreciablemente.

El elemento acústico que se usa para representar la masa acústica es un tubo lleno de gas del caso, como se muestra:

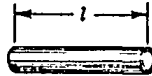


Figura 16.- Tubo lleno de gas de longitud "l" y sección transversal "S".



Figura 17.- Símbolos para la masa acústica, según la analogía tipo impedancia (a), y movilidad (b).

RESISTENCIA ACUSTICA  $R_A$  .- La resistencia acústica está asociada con las pérdidas disipativas que ocurren cuando hay un movimiento viscoso de cierta cantidad de gas a través de una malla fina o por un tubo capilar. Es una cantidad constante que tiene la dimensión de Newton-segundo / metro<sup>5</sup> . La unidad es el ohm acústico.

El elemento acústico para representar la resistencia acústica es una pantalla de malla fina como se muestra:



Figura 18.- Pantalla de malla fina que sirve como símbolo acústico para representar a la resistencia acústica.

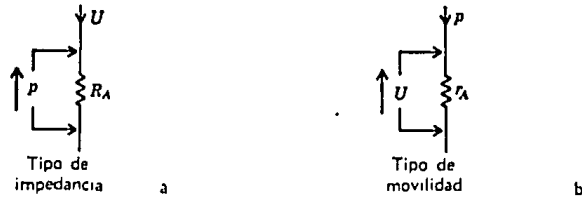


Figura 19.- Símbolos para la resistencia acústica en las analogías de tipo impedancia (a) y de tipo movilidad (b).

RESPONSIBILIDAD ACUSTICA  $r_A$  .- Es la recíproca de la resistencia acústica; la unidad es el mohm acústico y tiene la dimensión de metro<sup>5</sup>/Newton-segundo.

COMPLIANCIA ACUSTICA  $C_A$  .- La compliancia acústica es una cantidad constante que tiene la dimensión de m<sup>5</sup>/Newton. Está asociada con un volumen de aire que es comprimido por una fuerza neta sin desplazamiento apreciable del centro de gravedad del aire del volumen. En otras palabras, la compresión sin aceleración es lo que identifica a la compliancia acústica. El elemento acústico que se usa para representar a la compliancia acústica es un volumen de aire dibujado como sigue:

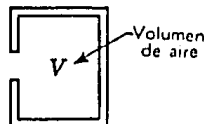


Figura 20.- Volumen de aire cerrado  $V$ , con abertura para la entrada de variaciones de presión.



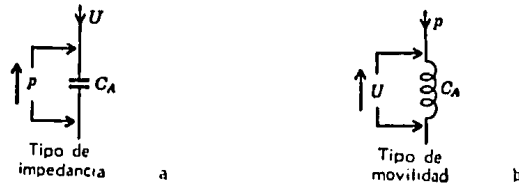


Figura 21.- Símbolos para la compliancia acústica en las analogías de tipo impedancia (a) y de tipo movilidad (b).

**GENERADORES ACUSTICOS .-** Los generadores acústicos pueden ser del tipo de velocidad de volumen constante o del tipo de presión constante. Los motores primarios en los circuitos acústicos son exactamente iguales a los generadores mecánicos excepto que  $u_2$  es a menudo cero, y  $u_1$  es la velocidad de un pequeño pistón de área  $S$ .

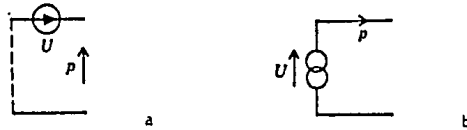


Figura 22.- Símbolos para el generador de velocidad de volumen constante en las analogías de tipo impedancia (a) y de tipo movilidad (b).



Figura 23.- Símbolos para el generador de presión constante en las analogías de tipo impedancia (a) y de tipo movilidad (b).

Recordando que  $u = u_1 - u_2$ , vemos que el generador de velocidad constante tiene una velocidad de volumen constante  $U = uS$ , y que el generador de fuerza constante tiene una presión constante  $p = f/S$ .

Las flechas apuntan en el sentido del terminal positivo, o del flujo positivo. El doble círculo indica movilidad cero, y la línea discontinua movilidad infinita.

#### 1.4 TRANSDUCTORES

Se define al transductor como un dispositivo capaz de transformar la energía de una forma en otra. De principal

importancia en este tesis es el transductor electromecánico, que sirve para transformar energía eléctrica en energía acústica y viceversa. Hay muchos tipos de transductores: electromagnéticos, electrostáticos, etc. Sin embargo, daremos importancia al transductor que nos interesa, haciendo mención de otros transductores.

#### TRANSDUCTORES ELECTROMECHANICOS.-

Se emplean generalmente dos tipos de transductores electromecánicos en altavoces y micrófonos: el electromagnético y el electrostático. Ambos pueden ser representados mediante transformadores con propiedades que permiten la reunión de circuitos eléctricos y mecánicos en un solo diagrama.

#### TRANSDUCTOR ELECTROMAGNETICO-MECANICO.-

Este tipo de transductor puede caracterizarse por medio de cuatro terminales; dos tienen asociado voltaje y corriente, mientras que los otros dos tienen velocidad y fuerza como magnitudes medibles. Como ejemplos se encuentran el altavoz y el micrófono de bobina móvil, y el audífono o micrófono de reluctancia variable.

El tipo más simple de transductor de bobina móvil consiste en un conductor simple dispuesto en un campo magnético, como se muestra a continuación:

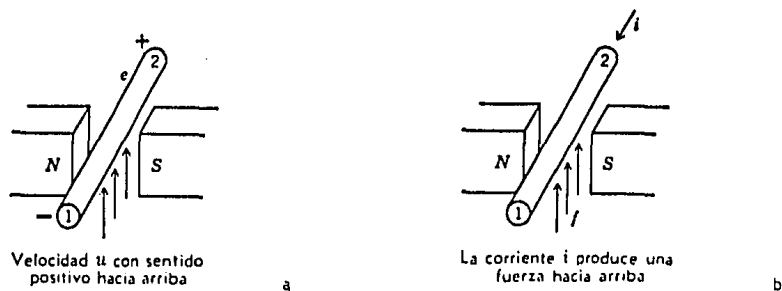


Figura 24.- Forma simplificada del transductor de bobina móvil consistente en un conductor rectilíneo simple que corta un campo magnético de densidad de flujo  $B$ . (a) El conductor se mueve verticalmente con velocidad constante, de modo que genera una tensión a través de los terminales 1 y 2. (b) Una corriente constante entra por la terminal 2 y produce una fuerza en el conductor, de dirección vertical.

Cuando el conductor se mueve hacia arriba con la velocidad  $u$ , aparece en él una diferencia de potencial  $e$ , de tal modo orientada

que el terminal 2 es positivo. Si por el contrario, el alambre se encuentra fijo en el campo magnético, y se hace pasar una corriente  $i$  que entra por la terminal 2, se produciría una fuerza que actúa sobre el alambre hacia arriba, en la misma dirección y sentido que en el caso anterior.

Las ecuaciones básicas aplicables al transductor de bobina móvil son:

$$f = Bli$$

$$e = Blu$$

en donde:

$i$  = corriente eléctrica en amperes

$f$  = fuerza de circuito abierto, en Newtons, producida sobre el circuito mecánico por la corriente  $i$ .

$B$  = densidad de flujo magnético en Weber/m<sup>2</sup>.

$l$  = longitud efectiva en metros del conductor eléctrico que se mueve en ángulo recto a través de las líneas de fuerza magnética de densidad de flujo  $B$ .

$u$  = velocidad en metro/segundo

$e$  = tensión eléctrica de circuito abierto, en volts, producida en el circuito eléctrico por la velocidad  $u$ .

Los segundos miembros de las ecuaciones anteriores tienen el mismo signo, porque cuando  $u$  y  $f$  tienen el mismo sentido los terminales eléctricos tienen los mismos signos.

El símbolo análogo a este tipo de transductor es el transformador ideal:

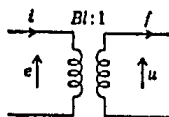


Figura 25.- Símbolo análogo para el transductor electro-magnético-mecánico de la Fig. 24. El lado mecánico es del tipo de movilidad.

Los devanados de este transformador tienen una impedancia infinita, y el transformador obedece a las últimas ecuaciones, a todas las frecuencias, incluso la frecuencia cero. El lado mecánico de este símbolo es necesariamente del tipo de movilidad si hay corriente en el primario. Las operaciones matemáticas están dadas en la tabla 1; ellas conducen directamente a las ecuaciones. Las flechas apuntan en los sentidos de flujos o potenciales positivos.

#### TRANSDUCTOR ELECTROSTATICO-MECANICO.-

Este tipo de transductor también se caracteriza por medio de

cuatro terminales: en dos de los cuales pueden medirse tensión y corriente, mientras que en los otros dos pueden medirse velocidad y fuerza. Un ejemplo de este tipo de transductor es el micrófono piezoeléctrico.

#### TRANSDUCTORES MECANOACUSTICOS.-

Este tipo de transductor se presenta en el punto de empalme entre las partes mecánicas y acústicas de un circuito analógico. Un ejemplo es el plano en el cual el diafragma de un altavoz actúa sobre el aire. Este transductor también se caracteriza con cuatro terminales. En dos de ellas pueden medirse velocidad y fuerza. En los otros dos, presión y velocidad de volumen. Las ecuaciones básicas aplicables son:

$$f = Sp$$

$$U = Su$$

donde

- f = fuerza en Newtons
- p = presión en Newton/m<sup>2</sup>
- U = velocidad de volumen en m<sup>3</sup>/seg.
- u = velocidad en m/seg.
- S = área en m<sup>2</sup>

Los símbolos análogos para éste tipo de transductor se dan a continuación en la Tabla 3, ellos conducen directamente a las ecuaciones anteriores.

### 1.5 TEORIA BASICA DEL ALTAVOZ DE RADIACION DIRECTA.

El altavoz es un transductor electroacústico para convertir las señales eléctricas en sonido. Existen dos tipos principales de altavoz: aquellos en que el diafragma radia el sonido directamente en el aire, y aquellos en que se interpone un cuerno entre el diafragma y el aire. El altavoz de radiación directa se utiliza en la mayoría de las aplicaciones, como en radios, televisiones, tocadiscos y en pequeñas instalaciones de refuerzo acústico. El altavoz de cuerno es utilizado en sistemas de sonido comerciales, tales como teatros, auditorios, cines, estadios etc. en donde se requieren grandes potencias acústicas y directividad.

Las principales ventajas del altavoz de radiación directa son: tamaño reducido, bajo costo y respuesta satisfactoria dentro de un rango de frecuencias relativamente amplia. Sus desventajas son: baja eficiencia, directividad en altas frecuencias y curva irregular de respuesta en las altas frecuencias.

Los altavoces de cuerno, en cambio consisten en una unidad motora de bobina móvil acoplada a un cuerno. El extremo más ancho,

llamado boca, tiene un área suficientemente grande como para radiar con buena eficiencia las bajas frecuencias. El extremo angosto del cuerno, llamada garganta tiene un área que se elige de acuerdo con la impedancia acústica de la unidad motora y de tal manera que se minimice la distorsión. Un cuerno es de hecho un transformador acústico. Transforma un diafragma de área pequeña en un diafragma de gran área sin el inconveniente de las resonancias del cono.

La eficiencia de radiación de un altavoz de radiación directa de buena calidad no excede en general de algunas unidades por ciento. En cambio, el rendimiento de radiación de un altavoz de cuerno esta comprendido casi siempre entre el 10 y el 50 por ciento. La desventaja del altavoz de cuerno en comparación con el de radiación directa es su costo elevado y su gran tamaño.

Una observación importante que debe subrayarse es el hecho de que el diseño del gabinete resulta ser esencialmente el mismo no importando cual tipo de altavoz se utilice. Desde luego, el tipo de altavoz seleccionado será de acuerdo a las necesidades que se tengan.

Como se verá mas adelante, un gabinete bien diseñado minimiza la distorsión del altavoz en las bajas frecuencias.

Existen por supuesto muchos metodos de transduccion acústica, sin embargo consideraremos unicamente el altavoz de bobina móvil debido a que es el mas común en la mayoría de las aplicaciones.

#### CONSTRUCCION.-

A continuación, en la Figura 27 se ilustra la construcción de un altavoz de radiación directa típico.

El diafragma es un cono, fabricado generalmente de papel (y recientemente de materiales plasticos) con un tratamiento especial para dar rigidez y eliminar resonancias, el peso del cono debe minimizarse para reducir la masa móvil del transductor y así mantener una buena eficiencia. El cono es soportado por su borde exterior y cerca de la bobina móvil de modo que puede desplazarse en dirección axial. La corriente que pasa por la bobina crea una fuerza magnetomotriz que interacciona con el flujo del entrehierro del iman permanente y provoca una fuerza que desplaza a la bobina, y por consiguiente el cono.

Por lo general, el cono es lo suficientemente rígido como para que todas las partes de su superficie se muevan en fase a las frecuencias bajas. En cambio, en las frecuencias altas se propagan las vibraciones a modo de ondas desde el centro hacia el borde del cono. El resultado de estas ondas progresivas y de las resonancias del cono en sí es el de producir irregularidades en la curva de respuesta a la frecuencia e influir sobre la directividad del altavoz.

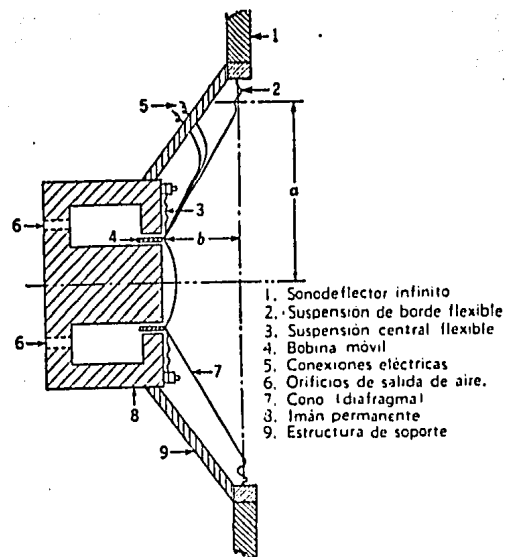


FIG. 27.- Corte esquemático de un altavoz de radiación directa, montado en un baffle (sondeflector) infinito.

Nótese que la unidad aparece montada sobre un baffle plano de extensión infinita. Por definición, un baffle es todo medio que permite la separación acústica del frente de un diafragma respecto del aire de su parte posterior.

Para fines de análisis, el diafragma puede ser considerado como un pistón de radio "a" a bajas frecuencias, que se mueve con velocidad uniforme en toda su extensión. Esta aproximación es válida razonablemente a las frecuencias para las cuales la distancia "b" (véase la Figura) es menor que aproximadamente un décimo de longitud de onda.

### CIRCUITO ELECTROMECHANICOACUSTICO.-

Primeramente, identifiquemos los distintos elementos involucrados en el altavoz. Véase la Figura 27.

La bobina móvil tiene inductancia y resistencia, las que llamaremos respectivamente  $L$  y  $R_E$ . El diafragma y el arrollado de la bobina móvil tienen una masa total  $M_{MD}$ . El diafragma (cono) está montado por medio de suspensiones flexibles en el centro y la periferia. El efecto total de éstas suspensiones puede ser representado por medio de una compliancia mecánica  $C_{MS}$  y una resistencia mecánica  $R_{MS} = 1/r_{MS}$ , siendo  $r_{MS}$  la responsabilidad mecánica. La cavidad de aire y los agujeros en la parte posterior de la porción central del diafragma forman una red acústica que, en la mayoría de los altavoces, puede despreciarse en el análisis porque no tiene influencia apreciable sobre el comportamiento del altavoz. No obstante, las dos caras de la parte principal del diafragma radian sonido al aire libre. Se asigna una impedancia de radiación a cada cara, la que llamaremos  $Z_{MR} = 1/z_{MR}$ , siendo  $z_{MR}$  la movilidad de radiación.

Observamos que un lado de cada suspensión flexible está a velocidad cero. Para la resistencia mecánica debe cumplirse la misma condición, pues está contenida en las suspensiones. Sabemos que un lado de la masa y un lado de la movilidad de radiación deben ser considerados como de movilidad cero. Similarmente, observamos que los otros lados de las masas, la compliancia, la responsabilidad, y las movilidades de radiación tienen todos la misma velocidad, ésto es, la de la bobina móvil.

Podemos dibujar el circuito mecánico por inspección y luego, el circuito análogo electromecánico, usando la analogía de movilidad. Estos circuitos se dan en las Figuras a y b respectivamente, donde:

$e_g$  = tensión de circuito abierto del generador (amplificador de audio) en volts.

$R_g$  = resistencia del generador en ohms.

$L$  = inductancia de la bobina móvil en Henry, medida con la bobina

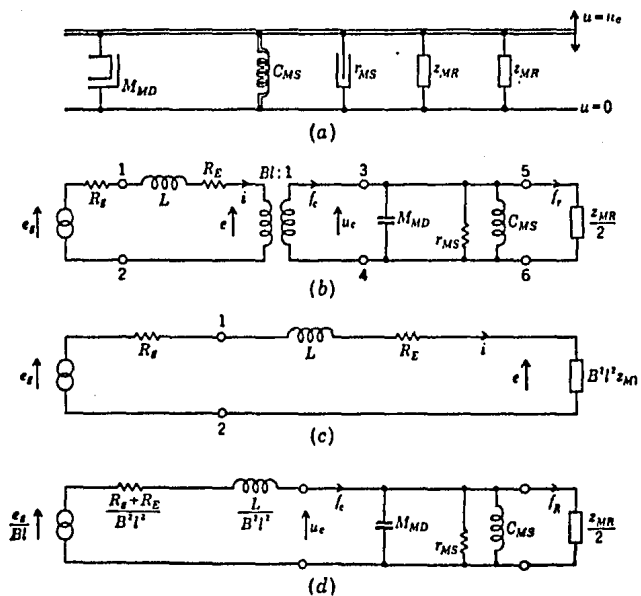


FIG. 28.- (a) Circuito mecánico del altavoz de radiación directa. (b) Circuito análogo electromecánico del tipo de movilidad. (c) Circuito eléctrico incluso la impedancia eléctrica motional. (d) Circuito análogo del tipo de movilidad con las cantidades eléctricas referidas al lado mecánico.



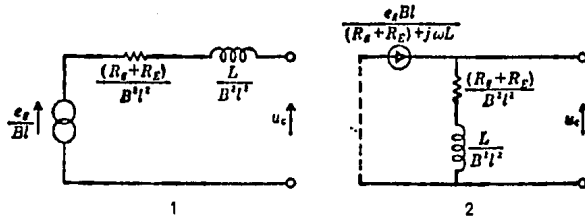


FIG.E, 28'.- El circuito eléctrico (referido al lado mecánico) aparece aquí en dos formas equivalentes. Estos circuitos son del tipo de movilidad.

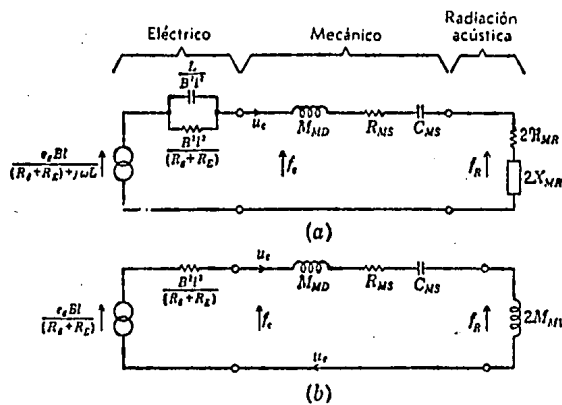


FIG.F, 28''.- (a) Circuito análogo de baja frecuencia del tipo de impedancia con las cantidades eléctricas referidas al lado mecánico. La cantidad  $f_c$  representa la fuerza total que actúa en el circuito equivalente para producir la velocidad de bobina móvil  $u_c$ . (b) Aproximación de una sola malla a la fig. (a).

- bloqueada, es decir, para  $u_c=0$ .
- $R_E$  = resistencia de la bobina móvil en ohms, medida del mismo modo que L.
- B = densidad de flujo magnético estacionario en el entrehierro, en Weber/m<sup>2</sup>.
- l = longitud del alambre de la bobina, en metros.
- i = corriente eléctrica en la bobina, en Amperes.
- $f_c$  = fuerza en Newtons generada por la interacción entre las fuerzas magnetomotrices estacionaria y alterna, esto es,  $f_c = Bli$ .
- $u_c$  = velocidad de la bobina móvil en m/seg, esto es,  $u_c = e/Bi$ , donde e es llamada fuerza contraelectromotriz.
- a = radio del diafragma en metros.
- $M_{MD}$  = masa del diafragma y bobina móvil, en kilogramos.
- $C_{MS}$  = compliancia mecánica total de la suspensión, en metro/Newton.
- $r_{MS}$  =  $1/R_{MS}$  = responsabilidad mecánica de la suspensión, en metro/Newton-seg (mohm mecánico).
- $R_{MS}$  = resistencia mecánica de la suspensión, en Newton-seg/metro (ohm mecánico).
- $z_{MR}$  =  $1/Z_{MR}$  = movilidad mecánica de radiación, en mohm mecánico MKS vista desde una cara del diafragma. ( $z_{MR}$  consiste de una parte real y una imaginaria).
- $Z_{MR}$  = impedancia mecánica de radiación en ohm mecánico MKS vista desde una cara de un pistón de radio "a" montado en un baffle infinito. (consiste de una parte real y una imaginaria)

El circuito de la Figura b con el lado mecánico llevado a través del transformador al lado eléctrico aparece en la Figura c. La movilidad mecánica  $z_{M1} = u_c/f_c$  es cero si el diafragma está bloqueado de modo que no hay movimiento ( $u_c=0$ ) pero tiene un valor distinto de cero cuando hay movimiento. Por esta razón, la cantidad  $B^2 l^2 z_{M1}$  se llama por lo común Impedancia Mecánica Eléctrica. Cuando la parte eléctrica se lleva al lado mecánico, tenemos el circuito de la Figura d.

El circuito de la Figura d podrá resolverse más fácilmente si se modifica su forma. Reconozcamos primero la equivalencia entre los dos circuitos de la Figura e. Luego pongamos el circuito e2 en lugar de su equivalente en la Figura d, para tomar luego el dual de la Figura d y obtener así la Figura f.

El comportamiento de un altavoz de radiación directa está estrechamente relacionado con la velocidad del diafragma. Calculada ésta, se pueden calcular: potencia radiada, presión acústica producida, respuesta a la frecuencia, eficiencia etc.

## CAPITULO II

## ANALISIS DEL SISTEMA ALTAVOZ DE RADIACION DIRECTA

## GLOSARIO DE SIMBOLOS.-

- B densidad de flujo magnetico en el entrehierro de la unidad.
- c velocidad del sonido en el aire ( $\approx 345\text{m/s}$ ).
- $C_{AB}$  compliancia acústica del aire en el gabinete.
- $C_{AP}$  compliancia acústica de la suspensión del radiador pasivo.
- $C_{AS}$  compliancia acústica de la suspensión de la unidad.
- $C_{MS}$  compliancia mecánica de la suspensión de la unidad.
- $C_{MES}$  capacitancia eléctrica debido a la masa de la unidad.
- $e_g$  voltaje de salida de circuito abierto de la fuente.
- f variable de frecuencia natural.
- $f_{CT}$  frecuencia de resonancia de la unidad montado en gabinete cerrado de pruebas .
- $f_s$  frecuencia de resonancia de la unidad al aire libre.
- G(s) funcion de respuesta.
- $K_x$  constante de desplazamiento del sistema.
- l longitud de conductor de la bobina móvil inmerso en el campo magnetico.
- $L_{CES}$  inductancia eléctrica debido a la compliancia de la unidad.
- $M_{ACT}$  masa acústica de la unidad montado en gabinete de pruebas cerrado, incluyendo la carga del aire.
- $M_{AP}$  masa acústica de la puerta o radiador pasivo, incluyendo la carga del aire.
- $M_{AS}$  masa acústica del diafragma de la unidad, incluyendo la carga del aire.
- $M_{MS}$  masa mecánica del ensamble de diafragma de la unidad,

incluyendo la carga del aire.

$P_A$  potencia acústica de salida.

$P_{AR}$  potencia acústica nominal limitada por desplazamiento.

$P_E$  potencia eléctrica nominal de entrada.

$P_{ER}$  potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento.

$P_E(\max)$  potencia máxima de entrada limitada por temperatura.

$Q$  relación de la reactancia a la resistencia (circuito serie) o de la resistencia a la reactancia (circuito paralelo).

$Q_E$   $Q$  de la unidad a  $f_S$  considerando solamente la resistencia eléctrica del sistema.

$Q_{ECT}$   $Q$  de la unidad a  $f_{CT}$  considerando solamente la resistencia eléctrica  $R_E$ .

$Q_{ES}$   $Q$  de la unidad a  $f_S$  considerando solamente la resistencia eléctrica  $R_E$ .

$Q_M$   $Q$  de la unidad a  $f_S$  considerando solamente las resistencias no eléctricas del sistema.

$Q_{MCT}$   $Q$  de la unidad a  $f_{CT}$  considerando solamente las resistencias no eléctricas de la unidad.

$Q_{MS}$   $Q$  de la unidad a  $f_S$  considerando solamente las resistencias no eléctricas de la unidad.

$Q_T$   $Q$  total de la unidad a  $f_S$  incluyendo todas las resistencias del sistema.

$R_{AE}$  resistencia acústica de las pérdidas del gabinete debidas a la absorción interna de energía.

$R_{AL}$  resistencia acústica de las pérdidas del gabinete debidas a fugas.

$R_{AP}$  resistencia acústica de las pérdidas de la puerta o radiador pasivo.

$R_{AS}$  resistencia acústica de las pérdidas en la suspensión de la unidad.

$R_{AT}$  resistencia acústica total correspondiente a la suma de todas las pérdidas en el circuito análogo de la unidad.

$R_E$  resistencia a C.D. de la bobina móvil de la unidad.

- $R_{ES}$  resistencia eléctrica debida a pérdidas en la suspensión de la unidad.
- $R_g$  resistencia de salida del generador o amplificador.
- $R_{MS}$  resistencia mecánica de las pérdidas en la suspensión de la unidad.
- $R_{AR}$  resistencia acústica de radiación.
- $s$  variable compleja de frecuencia ( $=\sigma+j\omega$ )
- $S_D$  área efectiva de la superficie proyectada por el diafragma de la unidad.
- $T$  constante de tiempo ( $1/2 \pi f$ ).
- $u$  velocidad lineal.
- $U$  velocidad de volumen.
- $V_{AS}$  volumen de aire que tiene la misma compliancia acústica que la suspensión de la unidad.
- $V_D$  volumen máximo desplazado por el diafragma de la unidad.
- $x$  desplazamiento lineal.
- $x_{max}$  límite de máximo desplazamiento del diafragma de la unidad.
- $X(s)$  función de desplazamiento del diafragma de la unidad.
- $Z_{VC}(s)$  función de impedancia de la bobina móvil.
- $\eta$  eficiencia.
- $\eta_0$  eficiencia de referencia.
- $\rho_0$  densidad del aire ( $=1.18 \text{ kg/m}^3$ ).
- $\sigma_x(p)$  sensibilidad de desplazamiento estático de la unidad al aire libre expresado en metros por  $\text{Watt}^{1/2}$
- $\omega$  variable de frecuencia, en radianes ( $=2 \pi f$ ).

#### DEFINICION DE TERMINOS.-

La definición de términos acústicos que se dá a continuación es con tal de tener terminos precisos a los cuales se pueda hacer referencia. Debido a que el término "altavoz" es completamente

genérico se presta a confusión, ya que no existe manera de saber si se está haciendo referencia a un sistema ó al transductor en sí. De ninguna manera es posible hacer una traducción directa de los terminos acústicos del inglés al castellano, por lo tanto se definen los siguientes términos que serán utilizados de aquí en adelante.

Un GENERADOR es un dispositivo, usualmente un amplificador electrónico de potencia, que proporciona energía eléctrica a cierto voltaje o nivel de potencia.

Una UNIDAD es un mecanismo transductor que convierte energía eléctrica en energía mecánica y/o energía acústica. El tipo más común de unidad es el de Bobina Móvil o Electrodinámico; mismo que se tratará en éste análisis.

Un BAFFLE es una estructura utilizada para montar la unidad y para prevenir la cancelación de la radiación frontal del diafragma de la unidad, debido a la radiación trasera que se encuentra en antifase.

Un GABINETE es una caja en donde se monta una unidad con el propósito de radiar sonido. El gabinete forma una superficie geométrica cerrada excepto por el orificio donde se monta la unidad u otros orificios determinados.

Un SISTEMA ALTAVOZ es la combinación de una unidad (o unidades) con una ayuda estructural de radiación tal como un cuerno, baffle, o gabinete que es utilizado para convertir energía eléctrica de una fuente, en sonido.

Un SISTEMA ALTAVOZ DE RADIACION DIRECTA es un sistema altavoz que acopla la energía acústica directamente al aire por medio del diafragma de la unidad y/o orificios en el gabinete sin utilizar cuernos u otros dispositivos acústicos para lograr el acoplamiento de la impedancia acústica.

El RANGO DE OPERACION DE PISTON de una unidad es el rango de frecuencias para el cual la longitud de onda es mas larga que la circunferencia del diafragma de la unidad. En éste rango de frecuencias, un sistema de radiación directa utilizando una unidad en el gabinete tendrá una salida acústica esencialmente no-direccional.

## INTRODUCCION.-

El diseño de un sistema altavoz ha sido tradicionalmente un proceso de prueba y error guiado por la experiencia: una cierta unidad es seleccionada y varios tipos de gabinete son probados hasta que el comportamiento del sistema resulte satisfactorio. En contraposición a este procedimiento empírico de diseño se

encuentra la síntesis de muchos otros sistemas en la ingeniería. Esto comienza con la especificación del comportamiento del sistema y conduce directamente a la especificación de las componentes de dicho sistema. Este segundo procedimiento requiere que el ingeniero posea conocimientos precisos sobre las relaciones entre el comportamiento del sistema y las especificaciones de las componentes. El método de análisis descrito aquí es un medio para obtener este conocimiento para el comportamiento a las bajas frecuencias de todos los tipos de sistemas altavoz de radiación directa; está basado en el comportamiento de filtro paso-altas de estos sistemas.

#### SENSIBILIDAD Y EFICIENCIA DEL SISTEMA ALTAVOZ.-

Un micrófono ideal convierte la presión acústica en voltaje con igual sensibilidad a todas las frecuencias. Los sistemas de grabación y reproducción están diseñados para procesar señales de voltaje que representan presión acústica sin distorsión. Para completar el proceso de reproducción del sonido, se requiere de un sistema altavoz que convierta el voltaje en presión acústica con igual sensibilidad en todas las frecuencias.

En la práctica, todos los sistemas altavoz tienen un ancho de banda limitado. En la región de las bajas frecuencias, se comportan como filtros paso-altas. Por lo tanto, el diseño de un sistema altavoz puede asemejarse al diseño de un filtro paso-altas. La principal diferencia está en que el diseñador del sistema altavoz tiene control muy limitado sobre la configuración del "circuito"; su libertad de diseño está limitada a obtener el mejor comportamiento posible a través de la manipulación de los valores de las componentes del sistema.

La respuesta en frecuencia de un filtro eléctrico se describe normalmente en términos de una relación adimensional de voltaje o potencia. Debido a que un sistema altavoz es un transductor, su respuesta en frecuencia es la relación entre dos cantidades disemejantes: presión sonora y voltaje.

En el rango de frecuencias donde la radiación del sistema altavoz es no-direccional, la presión sonora de campo libre, medida a una distancia fija, es proporcional a la raíz cuadrada de la potencia acústica radiada por el sistema.

De la misma manera, la potencia eléctrica que se le entrega a una resistencia fija es proporcional con el cuadrado del voltaje de salida de la fuente.

Por lo tanto, la relación que existe entre la potencia acústica real de salida del sistema y la potencia eléctrica entregada a esta "resistencia fija", por medio de la misma fuente, representa exactamente la respuesta en frecuencia del sistema, excepto por un factor constante.

Si la resistencia se escoge para representar de manera justa la impedancia del sistema altavoz, el valor de la relación entre las potencias de salida y entrada, en la banda de paso, resulta ser la eficiencia nominal de conversión electroacústica del sistema.

## 2.1 RELACIONES PARA EL COMPORTAMIENTO A SEÑAL PEQUEÑA

### 2.1.1 POTENCIA ACUSTICA DE SALIDA.-

A continuación se ilustra un sistema altavoz de radiación directa generalizado:

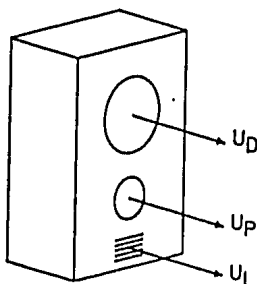


Figura 1.- Sistema altavoz de radiación directa generalizado.

El gabinete del sistema tiene orificios para la unidad, la puerta (o radiador pasivo) y un orificio para representar las fugas. Una alimentación eléctrica a la unidad produce movimiento del aire en el diafragma, en la puerta y en las fugas; éste movimiento de aire se muestra en la Figura 1 como las velocidades de volumen acústicas  $U_D$ ,  $U_P$ , y  $U_L$ .

A frecuencias muy bajas, donde las dimensiones y el espaciamiento de los orificios del gabinete son mucho menores que la longitud de onda, se puede considerar el sistema como una combinación de fuentes simples coincidentes. La salida acústica es por lo tanto no-direccional, y es equivalente a una fuente simple única que tiene una intensidad  $U_0$  igual a la suma vectorial de las velocidades de volumen de cada orificio, esto es:

$$U_0 = U_D + U_P + U_L \quad (1)$$

La potencia acústica radiada por el sistema es entonces:

$$P_A = |U_0|^2 R_{AR} \quad (2)$$

donde

$P_A$  potencia acústica de salida

$R_{AR}$  parte resistiva de la carga de radiación sobre el sistema.

La Ec. (2) es válida generalmente hasta el límite superior del rango de operación de pistón de la unidad, por que ésta es



normalmente el unico radiador a frecuencias lo suficientemente altas como para que el espaciamento de los orificios resulte de importancia.

Se ha demostrado que la carga de radiación que se le presenta a un sistema altavoz, a bajas frecuencias, colocado en una habitación típica, es esencialmente la de un solo lado de un pistón montado en un baffle infinito. La parte resistiva de ésta carga de radiación es

$$R_{AR} = \rho_0 \omega^2 / (2\pi c) \quad (3)$$

donde

$\rho_0$  densidad del aire

$\omega$  frecuencia de estado permanente, en radianes

$c$  velocidad del sonido en el aire

La Ec. (3) es válida solamente en el rango de operación de pistón, pero dentro de este rango el valor de  $R_{AR}$  es independiente del tamaño del gabinete ó de sus orificios.

Debido a que la masa no puede ser creada o almacenada en las fronteras del gabinete, y debido a que la presión acústica es normalmente mucho menor que la presión atmosférica, la conservación de la masa implica que

$$U_0 = -U_B \quad (4)$$

donde  $U_B$  es la velocidad de volumen total que entra al gabinete. La Ec. (4) es válida aún si el gabinete está dividida internamente. Si el gabinete contiene a tres cavidades, entonces:

$$U_B = U_{B1} + U_{B2} + U_{B3} + \dots \quad (5)$$

donde cada término del lado derecho de la igualdad representa la velocidad de volumen neta que entra en cada cavidad.

Las Ecs. (1), (4) y (5) son generalizadas y válidas para cualquier numero de cavidades y orificios con cualquier interconexión de éstos. Son ecuaciones vectoriales que requieren tomar en cuenta la fase relativa de las componentes.

Aunque la Ec. (4) es muy sencilla, es de importancia clave para el análisis de sistemas altavoz de radiación directa que utilicen gabinete. En combinación con la Ec. (2) se descubre que la potencia acústica radiada por el sistema está relacionado directamente con la velocidad de volumen, comprimiendo y expandiendo el aire dentro del gabinete. Este hecho es igualmente válido para todos los gabinetes de radiación directa.

### 2.1.2 POTENCIA ELECTRICA DE ENTRADA.-

La potencia eléctrica nominal de entrada a un sistema altavoz se define aquí como la potencia entregada por la fuente a una resistencia que tiene el mismo valor que la resistencia de la bobina móvil de la unidad. Así,

$$P_E = \left[ \frac{e_p}{R_g + R_E} \right]^2 R_E \quad (6)$$

donde  $P_E$  potencia eléctrica nominal de entrada

$e_g$  voltaje de salida de la fuente a circuito abierto

$R_g$  resistencia de salida de la fuente

$R_E$  resistencia de la bobina móvil a C.D.

El valor de  $R_E$  es típicamente del orden de un 80% de la impedancia nominal de la bobina móvil.

Existen normas Inglesas, Norteamericanas e Internacionales que hacen uso de distintos métodos para definir la impedancia nominal con fines de calcular la potencia nominal de entrada a una unidad altavoz. Debido a que la potencia acústica de salida calculada del sistema depende de  $R_E$  y no de la impedancia nominal ficticia, la definición utilizada aquí simplifica la expresión para la eficiencia teórica del sistema que se deducirá a continuación.

## 2.2 EFICIENCIA.-

A partir de las Ecs. (2) y (6), la relación nominal de transferencia de potencia o eficiencia  $\eta$  de un sistema altavoz es:

$$\eta = \frac{P_A}{P_E} = |U_0|^2 R_{AK} \frac{(R_n + R_k)^2}{e_g^2 R_E} \quad (7)$$

La evaluación de ésta expresión para la eficiencia de cierto sistema requiere del conocimiento de la relación entre  $U_0$  y  $e_g$ . Esta relación se encuentra examinando el circuito acústico del sistema. La Figura 2 es el circuito acústico análogo de tipo impedancia para el sistema altavoz generalizado de la Fig. 1

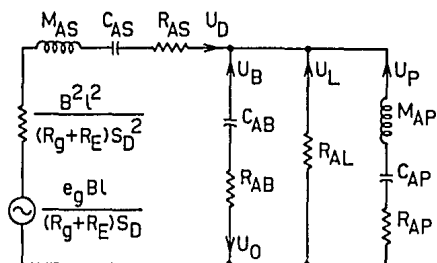


Figura 2.- Circuito acústico análogo de un sistema altavoz de radiación directa generalizado.

De la Fig. 2 se tiene

- B densidad de flujo magnetico en el entrehierro de la unidad.
- l longitud de conductor de la bobina móvil inmerso en el campo magnetico del entrehierro.
- $S_D$  área efectiva de la superficie proyectada por el diafragma de la unidad.
- $M_{AS}$  masa acústica del ensamble de diafragma de la unidad incluyendo la bobina móvil y la carga del aire.
- $C_{AS}$  compliancia acústica de la suspensión de la unidad.
- $R_{AS}$  resistencia acústica de las pérdidas en la suspensión de la unidad.
- $C_{AB}$  compliancia acústica del aire en el gabinete.
- $R_{AB}$  resistencia acústica de las pérdidas del gabinete debido a la absorción interna de energía.
- $R_{AL}$  resistencia acústica de las pérdidas del gabinete debido a fugas.
- $M_{AP}$  masa acústica de la puerta o radiador pasivo incluyendo la carga del aire.
- $C_{AP}$  compliancia acústica de la suspensión del radiador pasivo.
- $R_{AP}$  resistencia acústica de las pérdidas de la puerta o radiador pasivo.

A partir del circuito de la Fig. 2 se puede obtener el circuito acústico análogo de sistemas comunes de radiación directa simplemente eliminando o corto-circuitando los elementos apropiados. Nótese que para la analogía utilizada en éste circuito, los voltajes representan presiones acústicas y las corrientes representan velocidades de volumen. El método para obtener la expresión para la eficiencia del sistema analizando el circuito acústico se ilustra a continuación para el sistema de baffle infinito, que es el más sencillo.

El circuito acústico análogo para un sistema altavoz de baffle infinito se deriva del circuito general de la Fig. 2 removiendo las ramas que representan el radiador pasivo, las fugas del gabinete y corto-circuitando la rama que representa el interior del gabinete para hacer que la disipación del gabinete sea cero y por lo tanto que la compliancia del gabinete sea infinita. El circuito resultante se muestra en la Fig. 3.

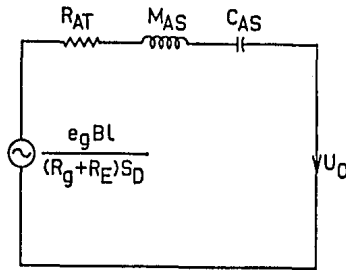


Figura 3.- Circuito acústico análogo del circuito de un sistema altavoz de baffle infinito.

Se ha hecho una simplificación en el circuito combinando todas las resistencias para formar la resistencia acústica total

$$R_{AT} = R_{AS} + \frac{B^2 l^2}{(R_v + R_E) S_D^2} \quad (8)$$

Analizando el circuito de la Fig. 3 obtenemos

$$U_0 = \frac{e_g B l}{(R_v + R_E) S_D M_{AS}} \cdot G(s) \quad (9)$$

donde

$$G(s) = \frac{s^2 C_{AS} M_{AS}}{s^2 C_{AS} M_{AS} + s C_{AS} R_{AT} + 1} \quad (10)$$

y  $s$  es la variable compleja de frecuencia.

Para excitación sinusoidal de estado permanente  $s=j\omega$  y las Ecs. (5) y (9) pueden ser combinadas con la Ec. (7) para dar la expresión de eficiencia para el baffle infinito

$$\eta(j\omega) = \frac{p_0}{2\pi c R_E S_D^2 M_{AS}^2} |G(j\omega)|^2 \quad (11)$$

donde  $G(j\omega)$  es  $G(s)$  de la Ec. (10) con  $s=j\omega$ . Nótese que  $G(j\omega)$  contiene a todos los términos que dependen de la frecuencia en la Ec. (11), el resto de la expresión solamente contiene constantes físicas, numéricas y constantes de la unidad altavoz.

La última parte de la Ec. (11) ésto es, la magnitud de  $G(j\omega)$  al cuadrado, es la respuesta de frecuencia del sistema de baffle infinito expresada como una relación de potencias normalizado.

La relación normalizada de la presión acústica con respecto al voltaje de la fuente, ésto es, la sensibilidad normalizada o respuesta en frecuencia de la presión acústica es simplemente  $|G(j\omega)|$ ; puede observarse en la Ec. (10) que ésto es un filtro paso-altas de segundo orden (corte a 12 dB por octava).

Para cualquier sistema de radiación directa que utiliza un gabinete, las expresiones para la velocidad de volumen total y eficiencia tienen la misma forma que las Ecs. (9) y (11), solamente la función  $G(s)$  es diferente para cada sistema.

La función de respuesta  $G(s)$  contiene información completa sobre la magnitud y fase versus la frecuencia y la respuesta transitoria del sistema.  $G(s)$  siempre es una función de filtro paso-altas con valor unitario en la banda de paso. Así la parte constante de la Ec. (11) es la eficiencia del sistema en la banda de paso.

#### CONSIDERACIONES Y APROXIMACIONES.-

Los circuitos acústicos análogos de las figs. 2 y 3 son válidos solamente para las frecuencias comprendidas dentro del rango de pistón de la unidad. Se considera que las componentes del circuito tienen valores que son independientes de la frecuencia dentro de este rango.

Los elementos del circuito que no contribuyen con suficiente impedancia para afectar el análisis son despreciados. Uno de estos elementos es la resistencia de radiación. Aunque ésta resistencia es responsable por la potencia radiada y por lo tanto se encuentra incluida en la Ec. (2), de hecho es bastante pequeña con respecto a otras impedancias en el circuito acústico.

Esta situación resulta ser afortunada para el propósito de análisis porque la resistencia de radiación no es constante y varía con el cuadrado de la frecuencia.

También se desprecia la inductancia de la bobina móvil que comúnmente presenta efectos despreciables dentro del rango limitado de frecuencias de este análisis.

Las masas acústicas se simplifican sumando todas las masas que aparecen en serie en una misma rama del circuito análogo. Esto quiere decir que las masas físicas y la masa debida a la carga del aire se encuentran concentradas. Aunque la masa total resultante es esencialmente constante con respecto a la frecuencia, podría variar de acuerdo a las condiciones o sitio en donde se coloque la unidad. Esto debe recordarse cuando se trate del sistema real y se midan sus parámetros.

#### 2.3 PARAMETROS DE SEÑAL PEQUEÑA

La función de respuesta y otras ecuaciones que describen un sistema altavoz, generalmente contienen los parámetros de el gabinete, la unidad y la fuente. El conocimiento de estas relaciones para un sistema en particular es de utilidad práctica solamente si se conocen o se pueden medir los valores de los parámetros.

La clave para identificar y medir los parámetros del sistema se encuentra en el circuito eléctrico equivalente. Este circuito es el dual del circuito acústico análogo del sistema y puede derivarse de ella. Una vez que se determina el circuito, un análisis directo del circuito proporciona la relación entre la impedancia medida en las terminales de la bobina móvil del sistema

real y las componentes físicas que constituyen el sistema. Siendo así posible determinar los parámetros del sistema a partir de la medición de la impedancia del circuito de la bobina móvil.

### 2.3.1 PARAMETROS DE LA UNIDAD.-

Los parámetros fundamentales electromecánicos de la unidad que controlan el sistema son  $R_E$ ,  $B_l$ ,  $S_D$ ,  $C_{MS}$ ,  $M_{MS}$  y  $R_{MS}$ , donde

$C_{MS}$  compliancia mecánica de la suspensión de la unidad ( $=C_{AS}/S_D^2$ ).

$M_{MS}$  masa mecánica del ensamble de diafragma de la unidad, incluyendo la bobina móvil y la carga del aire ( $=M_{AS}S_D^2$ ).

$R_{MS}$  resistencia mecánica de las pérdidas en la suspensión de la unidad ( $=R_{AS}S_D^2$ ).

Estos parámetros son fundamentales porque cada uno puede fijarse independientemente de los otros, y cada uno tiene algún efecto sobre el comportamiento de señal pequeña del sistema.

Para los propósitos de análisis y diseño, resulta ventajoso describir a la unidad en términos de los cuatro parámetros básicos que son relacionados con los parámetros anteriores, pero de mayor utilidad puesto que son más fáciles de medir y simplifican el trabajo. Estos parámetros se describen a continuación:

$f_S$  frecuencia de resonancia del sistema móvil de la unidad, definida por la Ec. (12) y normalmente especificada para la unidad al aire libre sin baffle ( $f_{SA}$ ) ó montado en cierto baffle ( $f_{SB}$ ).

$V_{AS}$  compliancia acústica de la unidad, expresada como un volumen equivalente de aire de acuerdo con la Ec. (15).

$Q_{MS}$  relación de la resistencia eléctrica equivalente de fricción de la unidad, con respecto a la reactancia de movimiento reflejada a  $f_S$ , definida por la Ec. (13).

$Q_{ES}$  relación de la resistencia eléctrica a C.D. de la bobina móvil con respecto a la reactancia de movimiento reflejada a  $f_S$ , definida por la Ec. (14).

### CIRCUITO ELECTRICO EQUIVALENTE DE LA UNIDAD.-

El circuito eléctrico equivalente de la unidad al aire libre o montado en un baffle infinito se muestra en la Fig. 4

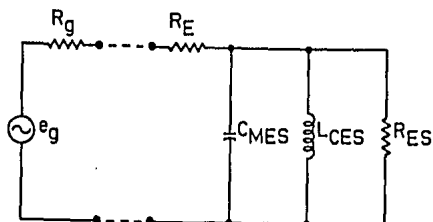


Figura 4.- Circuito eléctrico equivalente de una unidad electrodinámica de bobina móvil.

En éste circuito:

$C_{MES}$  capacitancia eléctrica debido a la masa de la unidad  
( $=M_{AS} S_D^2/B^2 l^2$ ).

$L_{CES}$  inductancia eléctrica debido a la compliancia de la unidad  
( $=C_{AS} B^2 l^2/S_D^2$ ).

$R_{ES}$  resistencia eléctrica debido a pérdidas en la suspensión de la unidad ( $=B^2 l^2/S_D^2 R_{AS}$ ).

El circuito de la Fig. 4 es el dual de la Fig. 3. Una diferencia importante es que las terminales reales de la bobina móvil están disponibles en la Fig. 4.

En la Fig. 4 las reactancias de la unidad forman un circuito resonante que tiene una frecuencia de resonancia  $\omega_s = 2\pi f_s$ , ó una constante de tiempo característica  $T_s$ , dado por

$$T_s^2 = 1/\omega_s^2 = C_{MES} L_{CES} = C_{AS} M_{AS}. \quad (12)$$

La  $Q$  del circuito resonante de la unidad con  $R_{ES}$  actuando sólo es

$$Q_{MS} = \omega_s C_{MES} R_{ES} = 1/(\omega_s C_{AS} R_{AS}). \quad (13)$$

Similarmente, la  $Q$  con  $R_E$  actuando sólo, ésto es con  $R_g=0$  es,

$$Q_{ES} = \omega_s C_{MES} R_E = \omega_s R_E M_{AS} S_D^2 / (B^2 l^2). \quad (14)$$

El parametro  $V_{AS}$  es un volumen de aire que tiene la misma compliancia acústica que la suspensión de la unidad. Así

$$V_{AS} = \rho_0 c^2 C_{AS}. \quad (15)$$

#### FUNCION DE IMPEDANCIA DE LA BOBINA MOVIL.-

La impedancia del circuito a la derecha de las terminales de la bobina móvil de la Fig. 4 es:

$$Z_{VC}(s) = R_E + R_{ES} \left[ \frac{sT_s/Q_{MS}}{s^2T_s^2 + sT_s/Q_{MS} + 1} \right]$$

(16)

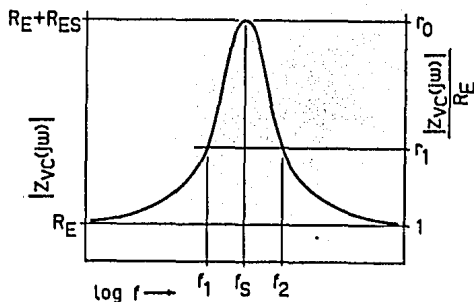


Figura 5.- Magnitud de la impedancia en la bobina móvil de la unidad.

La magnitud de estado permanente  $|Z_{VC}(j\omega)|$  de la Ec. (16) se encuentra graficada en la Fig. 5. Tiene la forma de una curva de resonancia que se encuentra desplazada hacia arriba por una cantidad  $r_E$ .

#### MEDICION DE LOS PARAMETROS DE LA UNIDAD.-

Si se grafica la impedancia de la bobina móvil de una unidad real con respecto a la frecuencia, con la unidad al aire libre o montada en un baffle de pruebas, la gráfica resultante tendrá la misma forma que la de la Fig. 5.

La frecuencia de resonancia de la unidad  $f_s$  se encuentra fácilmente donde la impedancia medida es máxima. Si se define la relación entre la máxima impedancia de la bobina móvil con respecto a la resistencia a C.D.  $R_E$  como  $r_0$ , y las dos frecuencias  $f_1 < f_s$  y  $f_2 > f_s$  se encuentran en donde la magnitud de la impedancia es  $\sqrt{r_0} R_E$ , entonces:

$$Q_{MS} = \frac{f_s \sqrt{r_0}}{f_2 - f_1} \quad (17)$$

y

$$Q_{ES} = \frac{Q_{MS}}{r_0 - 1} \quad (18)$$

Para obtener el valor de  $U_{AS}$ , se agrega una compliancia conocida al sistema móvil montando la unidad en un gabinete de prueba, sin revestimiento acústico, que es completamente cerrada excepto por el orificio en donde se monta la unidad. Los



parámetros de la unidad descritos anteriormente se miden de nuevo y se obtienen valores para la nueva frecuencia de resonancia  $f_{CT}$  y para la  $Q$  eléctrica,  $Q_{ECT}$ . Entonces

$$V_{AS} = V_T \left[ \frac{f_{CT} Q_{ECT}}{f_S Q_{ES}} - 1 \right] \quad (19)$$

donde  $V_T$  es el volumen interno neto del gabinete de prueba.

### 2.3.2 PARAMETROS DEL GENERADOR.-

Las especificaciones de un amplificador que afectan el comportamiento de señal pequeña de un sistema altavoz son su respuesta en frecuencia y su resistencia de salida.

La respuesta en frecuencia de un buen amplificador de audio es por lo común más ancha y plana que la de un sistema altavoz, así la función de respuesta en frecuencia obtenida de la expresión de eficiencia del sistema describe efectivamente la respuesta total a bajas frecuencias desde las terminales de entrada del amplificador. La respuesta total puede ser modificada o ajustada si se desea, colocando filtros eléctricos suplementarios al amplificador.

La resistencia de salida del amplificador  $R_g$  está en serie con la resistencia de la bobina móvil  $R_E$  y por lo tanto afecta el comportamiento del sistema influenciando la  $Q$  total en la rama del circuito correspondiente a la unidad. La mayoría de los amplificadores modernos están diseñados para tener un alto factor de amortiguación (damping factor), que quiere decir que  $R_g$  se hace pequeña comparado con cualquier valor esperado de  $R_E$ . Esta condición se considera normalmente en el diseño de sistemas altavoz de uso general, y los parámetros de la unidad se ajustan para dar la  $Q$  total necesaria.

Si un amplificador y sistema altavoz están diseñados como una unidad, se puede ganar libertad de diseño adicional, ajustando  $R_g$  para dar la  $Q$  total necesaria.

Utilizando técnicas apropiadas de realimentación,  $R_g$  puede hacerse positivo, cero o negativo.

### MEDICION DE LA RESISTENCIA DE SALIDA DE LA FUENTE.-

El valor de  $R_g$  puede encontrarse alimentando el amplificador con una señal senoidal y midiendo el voltaje de salida bajo condiciones de carga nominal y sin carga.

Si el voltaje de salida sin carga es  $e_0$ , el voltaje de salida con carga es  $e_L$  y la resistencia de carga es  $R_L$  entonces

$$R_g = R_L \frac{e_0 - e_L}{e_L} \quad (20)$$

Si no existe una diferencia medible entre  $e_0$  y  $e_L$ ,  $R_g$  puede considerarse como cero con lo que respecta a su efecto sobre la  $Q$  total. En este caso no se requiere de una medición exacta, lo que sí resulta de importancia es la resistencia total ( $R_g + R_E$ ).

Las especificaciones de un amplificador proporcionan por lo

común el valor de  $R_g$  (ó el factor de amortiguación según una carga nominal) medido a 1 KHz. Para el propósito de calcular la  $Q$  del sistema a bajas frecuencias, el valor medido a 50 Hz es mucho más representativo.

### 2.3.3 PARAMETROS DEL GABINETE.-

Los parámetros del gabinete varían en cantidad según el tipo de sistema. Haciendo referencia a la Fig. 2, todas las ramas verticales a la derecha de la Figura contienen componentes del gabinete.

La propiedad más importante del gabinete es su volumen físico  $V_B$  que determina la compliancia  $C_{AB}$ . Si la componente  $M_{AP}$  está presente en el sistema, con ó sin  $C_{AP}$ , el gabinete exhibirá una frecuencia resonante  $f_B$  (ó constante de tiempo  $T_B$ ).

Si  $C_{AP}$  está presente, una frecuencia resonante adicional  $f_p$  (ó constante de tiempo  $T_p$ ) se introduce. Las pérdidas del gabinete u orificios pueden contabilizarse definiendo la  $Q$  para las distintas ramas a frecuencias determinadas ( $f_B$  o  $f_p$ ).

### 2.3.4 PARAMETROS COMPUESTOS DEL SISTEMA.-

En el análisis de sistemas altavoz de radiación directa, ocurren ciertas combinaciones de los parámetros de las componentes, natural y consistentemente, en las funciones que describen el sistema. Uno de estos es la relación entre la compliancia de la unidad con respecto a la compliancia del gabinete  $C_{AS}/C_{AS}$ .

Este parámetro, la Relación de Compliancia del Sistema, es de importancia fundamental para sistemas de radiación directa que utilizan gabinete. La importancia de este parámetro para el comportamiento del sistema justifica darle un símbolo simplificado, se utilizará el símbolo " $\alpha$ " para esta relación.

En sistemas de gabinete sintonizado, la relación de frecuencia  $f_B/f_S$  ocurre naturalmente en el análisis. Esta es la Relación de Sintonía del Sistema, suele utilizarse el símbolo " $h$ " para esta relación.

En cada tipo de sistema, el parámetro de la unidad  $Q_{ES}$  es alterada por la presencia del parámetro de la fuente  $R_g$  para formar el parámetro del sistema

$$Q_E = Q_{ES} \frac{R_g + R_E}{R_E} \quad (21)$$

El valor efectivo de  $(R_g + R_E)$  incluye cualquier resistencia significativa presente en los inductores de la red de cruce o en los cables de conexión.

Similarmente, el parámetro de la unidad  $Q_{MS}$  se modifica si el circuito acústico análogo del sistema tiene una resistencia

acústica en serie con  $R_{AS}$ . El nuevo parámetro del sistema  $Q_M$  se encuentra habitualmente por medición.

La  $Q$  total de la rama de la unidad del sistema se dá entonces por medio de un parámetro compuesto del sistema

$$Q_T = \frac{Q_U Q_M}{Q_U + Q_M} \quad (22)$$

## 2.4 RESPUESTA EN FRECUENCIA DEL SISTEMA ALTAVOZ DE RADIACIÓN DIRECTA

### 2.4.1 FUNCION DE RESPUESTA.-

La función de respuesta  $G(s)$  de un sistema altavoz puede obtenerse de la expresion completa de eficiencia, como se mostró, ó por medio de un método general simple que solamente rinde la función de respuesta. En la Fig. 6 el circuito acústico análogo de la Fig. 2 se reduce a cuatro componentes esenciales:

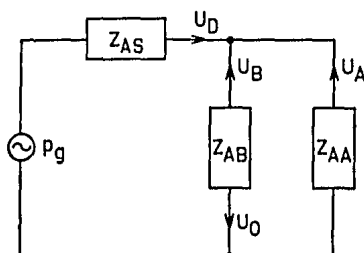


Figura 6.- Circuito acústico análogo simplificado, correspondiente a la Figura 2.

$p_g$  presión acústica generada, dada por

$$p_g = \frac{e_g B l}{(R_U + R_E) S_D} \quad (23)$$

$Z_{AS}$  impedancia de la rama que representa a la unidad, normalmente dada por

$$Z_{AS}(s) = R_{AT} + sM_{AS} + \frac{1}{sC_{AS}} \quad (24)$$

$Z_{AB}$  impedancia de la rama que representa el interior del gabinete, normalmente dada por

$$Z_{AB}(s) = R_{AB} + \frac{1}{sC_{AB}} \quad (25)$$

$Z_{AA}$  impedancia de todos los orificios del gabinete (excepto el orificio de la unidad) que contribuyen a la velocidad de volumen total de salida. Nótese que  $U_A$  en la Fig. 6 es igual a la suma de  $U_L$  y  $U_p$  en la Fig. 2.  $Z_{AA}$  está determinada según el diseño del gabinete.

La función de respuesta en todos los casos, resulta ser

$$G(s) = sM_{AS} \frac{U_0}{p_0} = \frac{sM_{AS}}{Z_{AB} + Z_{AS} + Z_{AB}Z_{AS}/Z_{AA}} \quad (26)$$

#### 2.4.2 SIMPLIFICACION DE LA FUNCION DE RESPUESTA.-

La función de respuesta, obtenida del circuito acústico análogo del sistema, siempre es una función de filtro paso-altas normalizado, que se encuentra en la forma de una relación entre dos polinomios en  $s$ . Los coeficientes polinomiales contienen varias combinaciones de masas acústicas, compliancias y resistencias contenidas en el sistema.

La función de respuesta es más fácil de interpretar si las cantidades acústicas en los coeficientes se reemplazan por los simples parámetros del sistema descritos en la sección anterior. Debido a que los coeficientes deben tener dimensiones de tiempo exclusivamente, siempre es posible redefinirlos en función de las constantes de tiempo del sistema (ó frecuencias de resonancia) junto con cantidades adimensionales como la  $Q$ , relaciones de compliancia, relaciones de masa y relaciones de resistencia. Estas variables son más fáciles de interpretar por el ingeniero eléctrico, que las cantidades acústicas.

Para el sistema de baffle infinito analizado anteriormente, la función de respuesta  $G(s)$  es dada por la Ec. (10). Esta expresión se simplifica substituyendo

$$T_N^2 = C_{AS} M_{AS} \quad (12)$$

$$Q_T = 1/(\omega_s C_{AS} R_{AT}) \quad (27)$$

donde  $Q_T$  es la  $Q$  total (a  $f_s$ ) de la unidad conectada a la fuente. Este es el mismo parámetro definido para el caso general en la Ec. (22). Entonces

$$G(s) = \frac{s^2 T_N^2}{s^2 T_N^2 + s T_N / Q_T + 1} \quad (28)$$

#### 2.4.3 UTILIZANDO LA FUNCION DE RESPUESTA.-

Uno de los requisitos primordiales para comenzar el diseño de un sistema altavoz es determinar el tipo de respuesta deseado. El tipo de respuesta se traduce directamente en una función de

respuesta cuyos coeficientes arrojan los valores de los parámetros para las componentes del sistema en cuestión.

Una vez que se conoce la función de respuesta del sistema, se puede determinar la respuesta del diseño de cierto sistema si se conocen ó se miden los parámetros del sistema, para que puedan calcularse los coeficientes correspondientes a la función de respuesta. Este proceso resulta útil para determinar la respuesta de un sistema existente o propuesto, pero ofrece poca ayuda para mejorar dichos sistemas.

Una aproximación más útil es la de explorar el comportamiento de la función de respuesta del sistema para determinar cuales valores de los coeficientes (ésto es, valores de los parámetros) producen las características de respuesta más deseables. Afortunadamente, las formas de respuesta más deseables para un sistema altavoz ya han sido estudiadas por diseñadores de filtros, ésto es, filtros que tienen una respuesta plana en la banda de paso.

Debido a que los sistemas altavoz poseen comportamiento de fase mínima a bajas frecuencias, la amplitud, fase, retardo y respuesta transitoria se encuentran interrelacionadas y por lo tanto no pueden especificarse independientemente. El criterio más común para una respuesta óptima en un sistema de audio es la planaridad de la respuesta de amplitud sobre un ancho de banda máximo, pero pueden haber casos en donde el diseñador necesita una respuesta transitoria óptima o cierta característica de retardo. Cualquiera que sea el criterio de optimización, se traduce en un conjunto de coeficientes polinomiales óptimos para que los valores de los parámetros del sistema puedan ajustarse o especificarse acordemente.

El ajuste de un sistema altavoz es evidentemente análogo a la alineación de filtros convencionales. Esto es particularmente evidente cuando el fin del ajuste es lograr una condición de respuesta predeterminada, en vez de una optimización por prueba y error.

Consideremos de nuevo el sistema de baffle infinito que tiene la función de respuesta dada por la Ec. (28). La forma general de éste tipo de función utilizada por los diseñadores de filtros es

$$G(s) = \frac{s^2 T_0^2}{s^2 T_0^2 + a_1 s T_0 + 1} \quad (29)$$

donde

$T_0$  constante de tiempo nominal del filtro.

$a_1$  coeficiente de amortiguación ó forma.

El comportamiento de la Ec. (29) es bien conocido y por lo tanto se descubre el comportamiento del sistema de baffle infinito, cuando  $T_s = T_0$  y  $Q_1 = 1/a_1$ . Utilizando curvas normalizadas para la Ec. (29), la magnitud de estado permanente  $|G(j\omega)|$  de la Ec. (28) se encuentra graficada en la Fig. 7 para tres valores de  $Q_1$ .

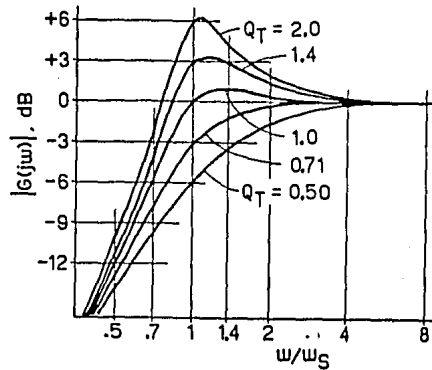


Figura 7.- Respuesta en frecuencia normalizada del sistema altavoz de baffle infinito.

La curva para  $Q_T = 0.5$  corresponde a la condición de amortiguación crítica del circuito resonante.

La curva para  $Q_T = 0.71$  es una alineación maximamente plana (Butterworth) que no tiene crestas en amplitud.

Las curvas para  $Q_T = 1.0$ ,  $1.4$  y  $2.0$  tienen crestas en amplitud de aproximadamente 1 dB, 3.5 dB y 6 dB respectivamente, pero ofrecen extender el ancho de banda de media potencia en comparación con la alineación maximamente plana.

Para éste simple sistema, el ingeniero diseñador puede elegir la función de respuesta deseada y especificar los parámetros del sistema acorderamente; también podrá observar los efectos de tolerancia en los parámetros.

## 2.5 EFICIENCIA DE REFERENCIA.-

La primera parte de la expresión de eficiencia, Ec. (11), para un sistema altavoz solamente contiene cantidades físicas y parámetros de la unidad, mientras que la segunda parte, el cuadrado de la función de respuesta del sistema, siempre tiene valor unitario para la región de rango de pistón que se encuentra arriba del corte del sistema. Así la primera parte de la expresión es la eficiencia de referencia o la banda de paso del sistema. Esta eficiencia de referencia, designada por  $\eta_0$ , está dada por

$$\eta_0 = \frac{\rho_0}{2\pi c} \cdot \frac{B^2 l^2}{R_E S_D^2 M_{AS}^2} \quad (30)$$

En términos de los parámetros electromecánicos fundamentales de la unidad, ésto es

$$\eta_0 = \frac{\rho_0}{2\pi c} \cdot \frac{B^2 l^2}{R_E} \cdot \frac{S_D^2}{M_{MS}^2} \quad (31)$$

Debe recordarse que  $M_{AS}$  y  $M_{MS}$  incluyen las masas de carga del aire relevantes y cualquier carga intencional de masa impuesta por el gabinete.

Combinando las Ecs. (12), (14) y (15) con la Ec. (30), la expresión para la eficiencia se vuelve

$$\eta_0 = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{f_s^3 V_{AS}}{Q_{ES}} \quad (32)$$

Así la eficiencia de referencia podrá ser calculada a partir de los parámetros básicos de la unidad, discutidos en la sección 2.3. Este resultado es sorprendente, porque éstos parámetros pueden determinarse a partir de simples mediciones eléctricas. Esto quiere decir que la eficiencia electroacústica del sistema operando en el rango de pistón, puede hallarse sin ninguna medición mecánica, magnética o acústica.

Nótese que la Ec. (32) considera una carga de radiación en un campo libre de  $2\pi$  estereoradianes; esta consideración resulta en el doble de eficiencia con respecto a un campo libre de  $4\pi$  estereoradianes calculada por otros autores, además, el campo libre de  $2\pi$  es más representativo de la carga de radiación que se le presenta a un sistema altavoz en una habitación típica.

Las constantes físicas de la Ec. (32) tienen un valor de  $9.6 \times 10^{-7}$  en el sistema internacional de unidades, este valor puede ser utilizado para calcular la eficiencia si  $f_s$  está dada en hertz y  $V_{AS}$  está dada en metros cúbicos. Sin embargo, el valor de  $V_{AS}$  para la gran mayoría de las unidades se expresa más adecuadamente en litros ( $1 \text{ litro} = 10^{-3}$  metros cúbicos), así para  $V_{AS}$  en litros

$$\eta_0 = 9.6 \times 10^{-10} \frac{f_s^3 V_{AS}}{Q_{ES}} \quad (33)$$

De otra manera, si  $V_{AS}$  está dada en pies cúbicos

$$\eta_0 = 2.7 \times 10^{-9} \frac{f_s^3 V_{AS}}{Q_{ES}} \quad (34)$$

El valor de eficiencia calculado puede convertirse en decibeles ( $10 \log_{10} \eta_0$ ) ó porcentaje ( $100 \eta_0$ ). La eficiencia de referencia para sistemas de radiación directa es bastante baja, típicamente del orden de uno por ciento.

La frecuencia de resonancia de la unidad altavoz se mide por lo común con la unidad montada en un baffle de pruebas que tiene un área de algunos metros cuadrados. Alternativamente, algunos fabricantes prefieren utilizar un baffle prácticamente infinito, ó a veces ningún baffle. Debido a que la mayoría de las unidades son finalmente montados en gabinetes, el diseñador del sistema está interesado principalmente en la frecuencia de resonancia, la  $Q$  y la eficiencia de referencia para una masa de carga del aire equivalente a la del gabinete; ésta condición se logra bastante aproximadamente utilizando un baffle finito de pruebas.

Si se emplea una carga de masa intencional sobre la unidad en el sistema, ésto es, colocando un orificio restringido frente a la unidad, la eficiencia de referencia del sistema será menor que la eficiencia básica de la unidad. La eficiencia del sistema aún podrá hallarse por medio de la Ec. (32) con tal de que los valores de  $f_s$  y  $Q_{ES}$  sean medidos bajo las condiciones de carga de masa. La disminución de la eficiencia será proporcional al incremento de masa elevado al cuadrado, como se muestra en la Ec. (30).

## 2.6 COMPORTAMIENTO A SEÑAL GRANDE

### 2.6.1 POTENCIAS NOMINALES Y PARAMETROS DE SEÑAL GRANDE.-

Una unidad tiene dos especificaciones básicas, su potencia y su ancho de banda, y para probarla se le debe alimentar una señal de tal potencia y que cubra completamente la banda de frecuencias especificada.

En las altas frecuencias moderadas, donde se requiere de poco desplazamiento del diafragma, la capacidad para manejar potencia del sistema altavoz se encuentra limitada por la capacidad que tiene la bobina móvil para disipar calor.

Esto conduce a un límite térmico de potencia máxima nominal de entrada para la unidad, no importando el diseño del sistema. A ésta potencia nominal de entrada se le denomina  $P_{E(max)}$ .

A bajas frecuencias se necesita de un desplazamiento de diafragma mucho mayor, y resulta necesario establecer una potencia nominal de entrada que asegure que el diafragma no se desplace más allá de cierto límite. Esta potencia nominal de entrada, limitada por desplazamiento, resulta por lo general ser menor que  $P_{E(max)}$ . Debido a que el desplazamiento del diafragma está en función del diseño del gabinete, la potencia nominal de entrada limitada por desplazamiento es una propiedad del sistema, y no de la unidad, aunque depende del límite de desplazamiento de la unidad.

El límite de desplazamiento de la unidad puede determinarse por varios criterios. Entre ellos se encuentran

- 1) Evitar dañar la suspensión.
- 2) Limitar la distorsión no lineal (armónica y de modulación en amplitud).
- 3) Limitar la distorsión por modulación en frecuencia.

Para el propósito de éste análisis se considera que puede establecerse un límite máximo de desplazamiento, a éste límite se le designa  $x_{max}$ .

El parámetro fundamental de señal grande de una unidad a bajas frecuencias es entonces

$$V_D = S_D x_{max}. \quad (35)$$

Este parámetro es el volumen de aire desplazado por el



diafragma de la unidad al moverse desde su posición de reposo hasta su límite máximo de desplazamiento.

Este parámetro describe el límite de desplazamiento de volumen y por lo tanto, la velocidad de volumen versus la frecuencia. La utilidad práctica de este parámetro se ilustra en la siguiente sección.

Así, además de los parámetros de señal pequeña de la unidad, el diseñador debe conocer (ó especificar) los parámetros de señal grande  $P_{E(max)}$  y  $U_D$ .

## 2.6.2 DESPLAZAMIENTO DEL DIAFRAGMA.-

El desplazamiento del diafragma para señal pequeña se determina a partir del circuito acústico análogo. Primeramente se analiza el circuito para obtener la velocidad de volumen del diafragma  $U_D$ .

Dividiendo entre  $S_D$ , resulta entonces la velocidad del diafragma  $u_D$ , y efectuando otra división entre  $s$  (esto es, integrando) se obtiene el desplazamiento del diafragma  $x_D$ . La expresión para el desplazamiento del diafragma siempre es de la forma

$$x_D = P_E^{1/2} \sigma_{x(P)} k_x X(s) \quad (36)$$

donde

$P_E$  potencia nominal de entrada definido por la Ec. 6

$\sigma_{x(P)}$  sensibilidad a desplazamiento estático (C.D.) de la unidad al aire libre, expresado en metros por Watt<sup>1/2</sup> y dado por

$$\sigma_{x(P)} = \left[ \frac{C_{MS}^2 B^2 l^2}{R_E} \right]^{1/2} = \left[ \frac{V_{AS}}{2\pi\rho_0 c^2 l_S Q_{LRS} S_D^2} \right]^{1/2} \quad (37)$$

$k_x$  constante de desplazamiento del sistema (tiene un valor máximo de uno).

$X(s)$  función de desplazamiento del sistema, normalizado.

$X(s)$  es siempre una función de filtro paso-bajas que tiene valor unitario a la frecuencia cero.

Para un sistema en particular, el producto de la constante de desplazamiento  $k_x$  y la función de desplazamiento  $X(s)$  se evalúa por cualquiera de dos metodos. En el primer metodo, la expresión de desplazamiento (36) se divide entre  $P_E^{1/2} \sigma_{x(P)}$  utilizando las ecuaciones (6) y (37). En el segundo método, el circuito acústico análogo se analiza para obtener la admitancia visto por el generador, y esta cantidad se divide entre  $sC_{AS}$ ; haciendo referencia a la Fig. 6, esto quiere decir que en todos los casos

$$k_x X(s) = \frac{1}{sC_{AS}} \cdot \frac{1 + Z_{AH}/Z_{AA}}{Z_{AB} + Z_{AS} + Z_{AH}Z_{AS}/Z_{AA}} \quad (38)$$

La expresión resultante es dividida en un factor constante  $k_x$  y un factor dependiente de la frecuencia  $X(s)$  normalizado a valor unitario para la frecuencia cero.

Para el sistema de baffle infinito, un análisis de la Fig. 3 revela que la constante de desplazamiento tiene valor unitario y la función de desplazamiento es

$$X(s) = \frac{1}{s^2 T_s^2 + s T_s / Q_r + 1} \quad (39)$$

La magnitud de estado permanente  $|X(j\omega)|$  de ésta función se grafica contra la frecuencia normalizada en la Fig. 8. Para éste simple sistema, las curvas son imágenes espejo exactas de la Fig. 7.

## 2.7 POTENCIAS NOMINALES LIMITADAS POR DESPLAZAMIENTO

### 2.7.1 POTENCIA ELECTRICA NOMINAL.-

Una indicación útil de la capacidad de potencia de entrada limitada por desplazamiento a una excitación senoidal de estado permanente de un sistema altavoz, se obtiene considerando un desplazamiento lineal del diafragma para señales grandes de entrada y limitando el valor pico de  $x_D$  en la Ec. (36) a  $x_{max}$ . Así

$$P_{ER} = \frac{1}{2} \left[ \frac{x_{max}}{\sigma_{x(p)} k_x |X(j\omega)|_{max}} \right]^2 \quad (40)$$

donde

$P_{ER}$  potencia eléctrica nominal de entrada limitada por desplazamiento en Watts.

$|X(j\omega)|_{max}$  máxima magnitud lograda por la función de desplazamiento del sistema, esto es, su valor a la frecuencia de máximo desplazamiento del diafragma.

Sustituyendo las Ecs. (35) y (37) en la Ec. (40),

$$P_{ER} = \pi \rho_0 c^2 \frac{f_s Q_{ES} V_D^2}{V_{AR} k_x^2 |X(j\omega)|_{max}^2} \quad (41)$$

### 2.7.2 POTENCIA ACUSTICA NOMINAL.-

La potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento de un sistema altavoz pone una limitación sobre la potencia continua nominal del amplificador a utilizar con el sistema.

Esta potencia nominal, junto con la eficiencia de referencia del sistema, determina la máxima potencia acústica continua que puede ser radiada en la región plana de la banda de paso del sistema. Así, utilizando las Ecs. (32) y (41), la potencia acústica nominal limitada por desplazamiento, de estado permanente  $P_{AR}$  del sistema altavoz es

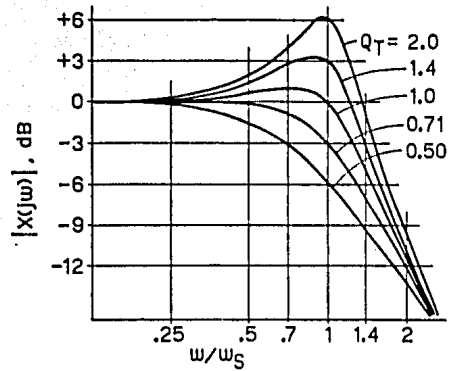


FIG. 8.- Desplazamiento normalizado del diafragma de la unidad, montada en un baffle infinito.

$$P_{AR} = \frac{4\pi^3 \rho_0}{c} \cdot \frac{f_s^4 V_D^2}{k_x^2 |X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (42)$$

Esta potencia nominal puede convertirse facilmente en un nivel de presión sonora. El factor  $4\pi^3 \rho_0 / c$  tiene un valor de 0.42 para el SI de unidades, esto es, para  $f_s$  en Hz y  $V_D$  en metros cúbicos.

### 2.7.3 POTENCIAS NOMINALES DEL SISTEMA DE BAFFLE INFINITO.-

La potencia acústica nominal limitada por desplazamiento de una unidad montada en un baffle infinito, se encuentra haciendo  $k_x = 1$  en la Ec. (42). Así,

$$P_{AR(1B)} = \frac{4\pi^3 \rho_0}{c} \cdot \frac{f_s^4 V_D^2}{|X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (43)$$

Para un valor dado de  $V_D$ , la potencia acústica nominal es una función que depende fuertemente de la frecuencia de resonancia de la unidad. También es sensible a  $Q_T$  hasta  $|X(j\omega)|_{\max}$  (ver Fig. 8), pero está maximizado para  $Q \leq 0.71$ .

Como un ejemplo, considérese un sistema de baffle infinito que tiene una frecuencia de resonancia de 50 Hz y una respuesta Butterworth de segundo orden. Si la unidad es de 12 pulgadas (radio efectivo de 0.12 m) capaz de un desplazamiento máximo de  $\pm 4$  mm, entonces  $V_D = 0.18$  dm, y la potencia acústica nominal es  $P_{AR} = 0.086$  Watt. Esto es equivalente a un nivel de presión sonora de 101.5 dB a una distancia de un metro.

Haciendo  $k_x$  igual a uno en la Ec. (41), la potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento del sistema de baffle infinito es

$$P_{ER(1B)} = \pi \rho_0 c^2 \frac{f_s Q_{ES} V_D^2}{V_{AS} |X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (44)$$

Esta ecuación demuestra cuantitativamente el bien conocido hecho de que un "woofer" (unidad de bajas frecuencias) diseñado para uso de suspensión acústica (ésto es, con una frecuencia de resonancia muy baja y alta compliancia) tiene poca capacidad para manejar potencia, comparado con un woofer convencional, si se hace operar al aire libre o en un baffle infinito.

La potencia eléctrica nominal del sistema en el ejemplo numérico anterior depende del valor de la compliancia de la unidad. Si la masa móvil total de la unidad tiene un valor típico de 30 gramos, la compliancia, de la Ec. (12), debe ser  $V_{AS} = 0.1$  m<sup>3</sup>.

Ignorando las pérdidas mecánicas y tomando  $Q_{ES} = Q_T = 0.71$ , la potencia eléctrica nominal de la Ec. (44) es  $P_{ER} = 5$  Watts. Comparando  $P_{AR}$  con  $P_{ER}$ , ó utilizando la Ec. (33), la eficiencia de referencia de la unidad es  $\eta_0 = 1.7\%$ .

Nótese que las mismas especificaciones también son válidas para un sistema de baffle infinito utilizando una unidad de 8 pulgadas (radio efectivo de 0.08 m) capaz de un desplazamiento máximo de  $\pm 9$  mm ( para que  $V_D = 0.18$  dm ) y que tiene la misma frecuencia de resonancia, compliancia acústica y  $Q$ .

#### 2.7.4 CONSIDERACIONES Y CORRECCIONES.-

La exactitud de las potencias nominales limitadas por desplazamiento depende de las consideraciones de que el desplazamiento del diafragma es lineal hasta  $x_{max}$  y que el ancho de banda de potencia de la fuente se extiende hasta la frecuencia de máximo desplazamiento. Ambas consideraciones pueden conducir a una especificación conservativa.

Por ejemplo, el sistema de baffle infinito descrito arriba, llega al máximo desplazamiento solamente a frecuencias muy bajas. Este sistema puede alimentarse con un amplificador que tiene un ancho de banda en bajas frecuencias ( $-3dB$ ) de 30 Hz. Si la grafica de  $|X(j\omega)|$  (hecha con una alimentación de voltaje constante) para  $Q_T = 0.71$  en la Fig. 8 se multiplica por la curva de potencia de salida normalizada de este amplificador, el valor máximo resultante de  $|X(j\omega)|$  decrece del valor unitario a 0.7. Un conjunto más real de potencias nominales para éste sistema altavoz sería  $P_{ER} = 10$  Watts y  $P_{AR} = 0.17$  Watt.

Similarmente, si  $x_{max}$  se define a un desplazamiento mas allá del rango lineal de la unidad, entonces la potencia de entrada necesaria para llegar a éste desplazamiento maximo será más alto que el valor calculado. Un factor de corrección puede ser calculado fácilmente a partir del desplazamiento real versus la característica de entrada de la unidad.

#### 2.8 CONCLUSION.-

La respuesta a bajas frecuencias, la eficiencia y las potencias nominales de un sistema altavoz de radiación directa se determinan por medio de los parámetros de las componentes del sistema. La especificación del comportamiento del sistema determina los parámetros de la unidad y el gabinete. La componente más importante del sistema es la unidad altavoz, que es descrita completamente sólo cuando se dá un numero suficiente de parámetros de señal pequeña y señal grande.

Un resultado interesante del análisis es que el área del diafragma de la unidad  $S_D$  no aparece explícitamente en la respuesta de señal pequeña, ni en las potencias nominales limitadas por desplazamiento del sistema altavoz. Esto quiere decir que es teóricamente posible diseñar unidades de distinto diametro con valores idénticos de los parámetros  $f_s$ ,  $Q_{MS}$ ,  $Q_{ES}$ ,  $V_{AS}$  y  $V_D$ . Utilizados en gabinetes idénticos, éstas unidades deben dar un comportamiento de señal pequeña y capacidad de potencia limitada por desplazamiento, idénticos. La diferencia principal consiste en que la unidad grande costará más, pero necesita de menor desplazamiento del diafragma para dar el mismo volumen desplazado y así se produce menos distorsión por modulación para una salida acústica dada.

Aunque la unidad electrodinamica de bobina móvil ha sido

manufacturada por décadas en todo el mundo, existen pocos fabricantes que puedan ofrecer información completa sobre los parámetros de baja frecuencia de sus productos, o nunca se les han pedido. En la actualidad se ha descartado el diseño por prueba y error de sistemas altavoz con unidades existentes, y se diseña sobre síntesis basada en las especificaciones finales de comportamiento, obteniéndose así los valores de los parámetros de la unidad. Los fabricantes de unidades altavoz deben estar preparados para satisfacer necesidades de este tipo y proveer información completa sobre los parámetros de sus productos.

## CAPITULO III

## ANALISIS DEL SISTEMA ALTAVOZ DE GABINETE CERRADO

## GLOSARIO DE SIMBOLOS.-

- B densidad de flujo magnetico en el entrehierro de la unidad
- c velocidad del sonido en el aire (=345 m/s)
- $C_{AB}$  compliancia acústica del aire en el gabinete
- $C_{AS}$  compliancia acústica de la suspension de la unidad
- $C_{AT}$  compliancia acústica total de la unidad y gabinete
- $C_{MEC}$  capacitancia eléctrica que representa la masa móvil del sistema
- $e_g$  voltaje de salida a circuito abierto de la fuente (generador equivalente de Thevenin para el puerto de salida del amplificador)
- f variable de frecuencia natural
- $f_C$  frecuencia de resonancia del sistema de gabinete cerrado
- $f_{CT}$  frecuencia de resonancia de la unidad en el gabinete de pruebas cerrado, sin recubrimiento de material absorbente acústico
- $f_S$  frecuencia de resonancia de la unidad sin gabinete
- G(s) función de respuesta
- $K_x$  constante de desplazamiento
- $K_p$  constante de potencia nominal
- $K_\eta$  constante de eficiencia
- l longitud del conductor de la bobina móvil que se encuentra en el entrehierro
- $L_{CET}$  inductancia eléctrica que representa la compliancia total del sistema
- $M_{AC}$  masa acústica de la unidad en un gabinete, incluyendo la carga del aire

- $M_{AS}$  masa acústica del ensamble de diafragma de la unidad incluyendo la carga del aire
- $P_{AR}$  potencia acústica nominal limitada por desplazamiento
- $P_{EP}$  potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento
- $P_{E(max)}$  máxima potencia de entrada limitada por temperatura
- $Q$  relación de la reactancia con respecto a la resistencia (circuito serie) o de la resistencia con respecto a la reactancia (circuito paralelo)
- $Q_{EC}$   $Q$  del sistema a  $f_c$  considerando solamente la resistencia eléctrica  $R_E$
- $Q_{ES}$   $Q$  de la unidad a  $f_s$  considerando solamente la resistencia eléctrica  $R_E$
- $Q_{MC}$   $Q$  de la unidad a  $f_c$  considerando solamente las resistencias no eléctricas del sistema
- $Q_{MS}$   $Q$  de la unidad a  $f_s$  considerando solamente las resistencias no eléctricas de la unidad
- $Q_{TC}$   $Q$  total del sistema a  $f_c$  incluyendo todas las resistencias del sistema
- $Q_{TC0}$  valor de  $Q_{TC}$  con  $R_g=0$
- $Q_{TS}$   $Q$  total de la unidad a  $f_s$  considerando todas las resistencias del sistema
- $R_{AB}$  resistencia acústica de las pérdidas del gabinete causadas por la absorción interna de energía
- $R_{AS}$  resistencia acústica de las pérdidas en la suspensión de la unidad
- $R_E$  resistencia a C.D. de la bobina móvil
- $R_{ES}$  resistencia eléctrica que representa las pérdidas en la suspensión de la unidad
- $R_g$  resistencia de salida de la fuente (resistencia equivalente de Thevenin para el puerto de salida del amplificador)
- $s$  variable compleja de frecuencia ( $=\sigma+j\omega$ )



- $S_D$  área efectiva de la superficie proyectada por el diafragma de la unidad
- $T$  constante de tiempo ( $=1/2\pi f$ )
- $U_D$  velocidad de volumen de salida del sistema
- $V_{AB}$  volumen de aire que tiene la misma compliancia acústica que el aire en el gabinete
- $V_{AS}$  volumen de aire que tiene la misma compliancia acústica que la suspensión de la unidad
- $V_{AT}$  compliancia total del sistema expresado como un volumen equivalente de aire
- $V_B$  volumen interno neto del gabinete
- $V_D$  volumen máximo desplazado por el diafragma de la unidad ( $=S_D x_{max}$ )
- $x_{max}$  desplazamiento lineal máximo del diafragma de la unidad
- $X(s)$  función de desplazamiento
- $Z_{VC}(s)$  función de impedancia de la bobina móvil
- $\propto$  relación de compliancia
- $\delta_E$  relación del calor específico a presión constante con respecto a el calor específico a volumen constante, para el aire en el gabinete
- $\eta_o$  eficiencia de referencia
- $\rho_o$  densidad del aire ( $=1.18 \text{ kg/m}^3$ )
- $\omega$  variable de frecuencia en radianes ( $=2\pi f$ )

### 3.1 INTRODUCCION.-

Los sistemas altavoz de gabinete cerrado son los más simples de todos los sistemas altavoz que utilizan gabinete, tanto en la construcción como en el análisis. En esencia, el sistema consiste en un gabinete o caja completamente cerrada y hermética excepto por un orificio en donde se monta la unidad.

La salida a bajas frecuencias de un sistema altavoz de radiación directa es descrita completamente por la velocidad de volumen acústica que atraviesa la frontera del gabinete. Para el sistema de gabinete cerrado, esta velocidad de volumen es

completamente el resultado del movimiento del cono de la unidad, y el análisis es relativamente sencillo.

Los sistemas tradicionales de gabinete cerrado se hacen con un gabinete muy grande, de tal manera que la compliancia acústica del aire encerrado sea mayor que la compliancia de la suspensión de la unidad. Así, la frecuencia de resonancia del sistema se determina esencialmente por medio de la compliancia de la unidad y la masa móvil.

El principio de suspensión de aire invierte la importancia relativa de las compliancias del aire y de la unidad. La compliancia de la unidad se hace muy grande para que la frecuencia de resonancia del sistema sea controlada por la compliancia mucho más pequeña del aire en el gabinete, en combinación con la masa móvil de la unidad. La importancia de esta diferencia vá mas allá del tamaño reducido del gabinete ó de cualquier mejoramiento en el comportamiento relacionado con ésto; demuestra forzosamente que la unidad altavoz y su gabinete no pueden diseñarse y fabricarse independientemente el uno del otro sino que deben tratarse como un sistema inseparable.

El análisis se limitará a la region de bajas frecuencias en donde la unidad se comporta como un pistón (ésto es, la longitud de onda del sonido es más larga que la circunferencia del diafragma de la unidad) y el gabinete tiene un papel activo en controlar el comportamiento del sistema.

Los resultados del análisis muestran que las importantes características de comportamiento a bajas frecuencias de sistemas de gabinete cerrado de tipo convencional o de suspensión de aire se relacionan directamente con un pequeño numero de parámetros básicos que son fácilmente mesurables.

Las relaciones analíticas imponen límites cuantitativos en el comportamiento de señal grande y de señal pequeña del sistema, pero al mismo tiempo, muestran cómo se puede llegar a éstos límites por medio de un cuidadoso ajuste del sistema. Las mismas relaciones conducen directamente a metodos de síntesis (diseño del sistema) libres de procedimientos de prueba y error, y a metodos sencillos para evaluar y especificar el comportamiento del sistema a bajas frecuencias.

### 3.2 ANALISIS BASICO.-

El circuito acústico análogo de tipo impedancia del sistema de gabinete cerrado se presenta en la Fig. 1. En éste circuito, los símbolos se definen como sigue

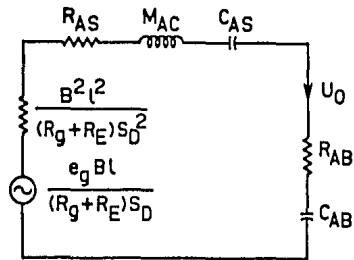


Figura 1.- Circuito acústico análogo del sistema altavoz de gabinete cerrado (analogía tipo impedancia).

- $B$  densidad de flujo magnético en el entrehierro de la unidad
- $l$  longitud del conductor de la bobina móvil inmerso en el campo magnético del entrehierro
- $e_g$  voltaje de salida a circuito abierto de la fuente
- $R_g$  resistencia de salida de la fuente
- $R_E$  resistencia de la bobina móvil a C.D.
- $S_D$  área efectiva de la superficie proyectada por el diafragma de la unidad
- $R_{AS}$  resistencia acústica de las pérdidas en la suspensión de la unidad
- $M_{AC}$  masa acústica del ensamble de diafragma de la unidad incluyendo la bobina móvil y la carga del aire
- $C_{AS}$  compliancia acústica de la suspensión de la unidad
- $R_{AB}$  resistencia acústica de las pérdidas en el gabinete causadas por la absorción interna de energía
- $C_{AB}$  compliancia acústica del aire en el gabinete
- $U_0$  velocidad de volumen de salida del sistema

Combinando elementos en serie del mismo tipo, se puede simplificar el circuito a el de la Fig. 2.

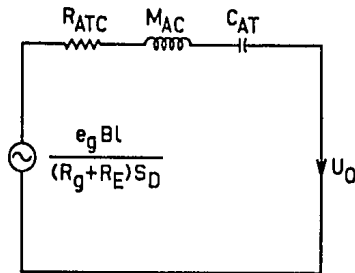


Figura 2.- Circuito acústico análogo simplificado del sistema altavoz de gabinete cerrado.

La compliancia acústica total del sistema  $C_{AT}$  está dada por

$$C_{AT} = C_{AB} C_{AS} / (C_{AB} + C_{AS}), \quad (45)$$

y la resistencia total del sistema,  $R_{ATC}$ , está dada por

$$R_{ATC} = R_{AB} + R_{AS} + \frac{B^2 l^2}{(R_g + R_E) S_D^2}. \quad (46)$$

El circuito eléctrico equivalente del sistema de gabinete cerrado se forma tomando el dual del circuito acústico de la Fig. 1 y convirtiendo cada elemento a su equivalente eléctrico. La simplificación de este circuito por medio de la combinación de elementos del mismo tipo resulta en el circuito eléctrico simplificado de la fig 3. Este circuito está arreglado de tal manera que las terminales reales de la bobina móvil están disponibles. En la Fig. 3 los símbolos están dados por

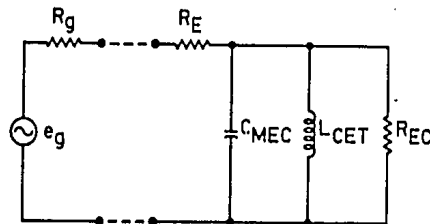


Figura 3.- Circuito eléctrico equivalente simplificado del sistema altavoz de gabinete cerrado.

$$C_{MEC} = M_{AC} S_D^2 / B^2 l^2, \quad (47)$$

$$L_{CET} = C_{AT} B^2 l^2 / S_D^2, \quad (48)$$

$$R_{EC} = \frac{B^2 l^2}{(R_{AB} + R_{AS}) S_D^2}, \quad (49)$$

Los circuitos anteriores solamente son válidos para frecuencias dentro del rango de pistón de la unidad; se considera que los elementos del circuito tienen valores independientes a la frecuencia dentro de este rango. Como se discutió en el análisis de sistemas de radiación directa, se desprecian los efectos de la inductancia de la bobina móvil y la resistencia de la carga de radiación.

Para simplificar el análisis del sistema y la interpretación de las funciones que lo describen, se definen los siguientes parámetros del sistema

$$\omega_c \quad (=2\pi f_c) \quad \text{frecuencia de resonancia del sistema, dado por} \quad (50)$$

$$1/\omega_c^2 = T_C^2 = C_{AT} M_{AC} = C_{MEC} L_{CET}.$$

$$Q_{MC} \quad Q \text{ del sistema a } f_c \text{ considerando solamente las resistencias no eléctricas del sistema, dado por} \quad (51)$$

$$Q_{MC} = \omega_c C_{MEC} R_{EC}.$$

$$Q_{EC} \quad Q \text{ del sistema a } f_c \text{ considerando solamente la resistencia eléctrica } R_E, \text{ dado por} \quad (52)$$

$$Q_{EC} = \omega_c C_{MEC} R_E.$$

$$Q_{TCO} \quad Q \text{ total del sistema a } f_c \text{ cuando es alimentado por una fuente con } R_g=0, \text{ dado por} \quad (53)$$

$$Q_{TCO} = Q_{EC} Q_{MC} / (Q_{EC} + Q_{MC}).$$

$$Q_{TC} \quad Q \text{ total del sistema a } f_c \text{ incluyendo todas las resistencias del sistema, dado por} \quad (54)$$

$$Q_{TC} = 1/(\omega_c C_{AT} R_{ATC}).$$

$$\alpha \quad \text{relación de compliancia del sistema, dado por} \quad (55)$$

$$\alpha = C_{AS} / C_{AB}.$$

Si se monta la unidad del sistema en un baffle que proporciona la misma masa total de carga del aire que el gabinete del sistema, los parámetros de la unidad definidos en el capítulo anterior (Ecs. (12), (13) y (14)) se vuelven

$$T_s^2 = 1/\omega_s^2 = C_{AS} M_{AC}, \quad (56)$$

$$Q_{MS} = \omega_s C_{MEC} R_{ES}, \quad (57)$$

$$Q_{ES} = \omega_s C_{MEC} R_E, \quad (58)$$

donde  $R_{ES} = B^2 l^2 / S_D^2 R_{AS}$  es una resistencia eléctrica que representa las pérdidas en la suspensión de la unidad. El volumen equivalente de compliancia de la unidad no es afectado por masas de carga del

aire, y es en todos los casos

$$V_{AS} = \rho_c c^2 C_{AS}, \quad (59)$$

donde  $\rho_c$  es la densidad del aire ( $1.18 \text{ kg/m}^3$ ) y  $c$  es la velocidad del sonido en el aire ( $345 \text{ m/s}$ ).

Comparando (45), (50), (52), (55), (56) y (58) las siguientes relaciones importantes entre el sistema y los parametros de la unidad son evidentes

$$C_{AS}/C_{AT} = a + 1, \quad (60)$$

$$f_c/l_s = T_s/T_c = (a+1)^{1/2}, \quad (61)$$

$$Q_{EC}/Q_{ES} = (a+1)^{1/2}. \quad (62)$$

Siguiendo el metodo de analisis del capitulo anterior, analizando los circuitos de las Figuras 2 y 3, y substituyendo los parametros anteriores, se obtiene la funcion de respuesta del sistema.

$$G(s) = \frac{s^2 T_c^2}{s^2 T_c^2 + s T_c / Q_{TC} + 1}, \quad (63)$$

la funcion de desplazamiento del diafragma

$$X(s) = \frac{1}{s^2 T_c^2 + s T_c / Q_{TC} + 1}, \quad (64)$$

la constante de desplazamiento

$$k_x = 1/(a+1), \quad (65)$$

y la funcion de impedancia de la bobina movil

$$Z_{TC}(s) = R_B + R_{EC} \frac{s T_c / Q_{MC}}{s^2 T_c^2 + s T_c / Q_{MC} + 1}, \quad (66)$$

donde  $s = \sigma + j\omega$  es la variable de frecuencia compleja.

### 3.3 RESPUESTA

#### 3.3.1 RESPUESTA EN FRECUENCIA.-

La función de respuesta del sistema de gabinete cerrado está dada por (63). Es una función de filtro paso-altas de segundo orden (12 dB/octava); contiene información sobre las características de amplitud a bajas frecuencias, fase, retardo, y la respuesta transitoria del sistema de gabinete cerrado. Debido a que el sistema es de fase mínima, éstas características se encuentran interrelacionadas; el ajuste de una de ellas determina las otras. En los sistemas de audio, la extensión y la planaridad de la respuesta en frecuencia se considera generalmente de mayor importancia.

La respuesta en frecuencia  $|G(j\omega)|$  del sistema de gabinete cerrado se examina en el apéndice. Se ilustran tres curvas de respuesta típicas en la Fig. 4, con la escala de frecuencia

normalizada a  $\omega_c$ . La curva para  $Q_{TC} = 0.50$  es una alineación de segundo orden críticamente amortiguado; para  $Q_{TC} = 0.71$  (esto es,  $1/\sqrt{2}$ ) se tiene una alineación Butterworth de segundo orden (B2) maximamente plana. Valores mas altos de  $Q_{TC}$  conducen a una cresta en la respuesta, acompañada por una relativa extensión en el ancho de banda, que inicialmente es mayor que la relativa cresta en la respuesta. Para valores grandes de  $Q_{TC}$ , la cresta sigue incrementandose sin ninguna extensión apreciable en el ancho de banda. Técnicamente, éstas respuestas para  $Q_{TC}$  mayor que  $1/\sqrt{2}$  son alineaciones Chebyshev de segundo orden (C2) de rizo constante.

Cualquiera que sea la forma de respuesta considerada como óptima, la Fig. 4 indica el valor de  $Q_{TC}$  necesario para lograr ésta alineación, y la variación en la forma de respuesta que resultaría si  $Q_{TC}$  se altera, ésto es, si se hace una alineación incorrecta del valor necesario.

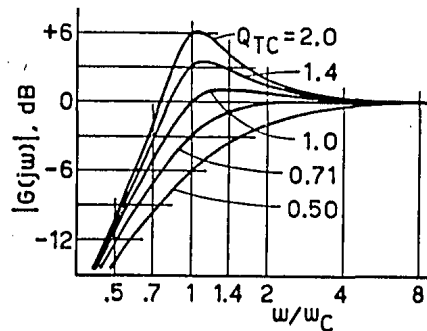


Figura 4.- Amplitud normalizada vs. respuesta en frecuencia normalizada del sistema altavoz de gabinete cerrado para tres valores de  $Q$  total del sistema.

Para valores intermedios de  $Q_{TC}$  no incluidos en la Fig. 4, la Fig. 5 dá valores normalizados de la magnitud de la cresta en la respuesta  $|G(j\omega)_{max}|$ , la frecuencia normalizada  $f_{Gmax}/f_c$  en donde ocurre ésta cresta, y la frecuencia de corte normalizada (de media potencia)  $f_3/f_c$  para la cual la respuesta se encuentra 3 dB por debajo del nivel en la banda de paso.

Las expresiones analíticas para las cantidades graficadas en la Figura se dan en el apéndice.

### 3.3.2 RESPUESTA TRANSITORIA.-

La respuesta de un sistema de gabinete cerrado a un escalón está graficada en la Fig. 6 para seis valores de  $Q_{TC}$ .

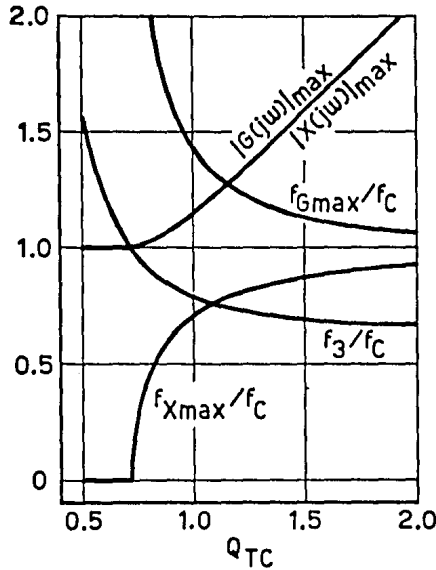


FIG. 5.- Frecuencia de corte normalizada, y frecuencia y magnitud normalizadas de los máximos en la respuesta y en el desplazamiento, en función de  $Q_{TC}$  para el sistema altavoz de gabinete cerrado.

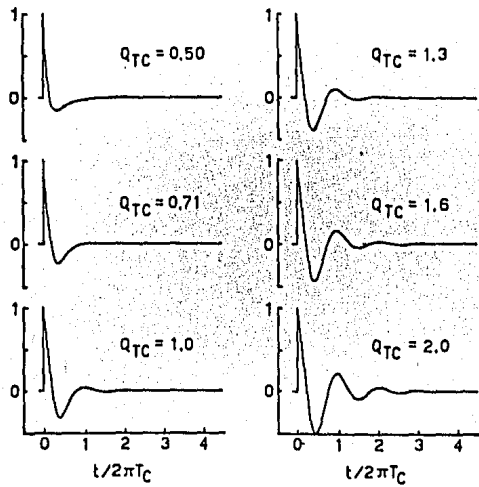


FIG. 6.- Respuesta a escalón normalizado para el sistema altavoz de gabinete cerrado.



La escala de tiempo se encuentra normalizada al tiempo periódico de la frecuencia de resonancia del sistema. Para valores de  $Q_{TC}$  mayores que 0.50, la respuesta es oscilatoria. Si se sigue aumentando el valor de  $Q_{TC}$ , aumenta la amplitud y el tiempo de asentamiento.

### 3.4 EFICIENCIA

#### 3.4.1 EFICIENCIA DE REFERENCIA.-

La eficiencia en la banda de paso del sistema de gabinete cerrado, o la eficiencia de referencia del sistema, es la eficiencia de referencia de la unidad operando con un cierto valor de masa de carga del aire suministrado por el gabinete del sistema. De la Ec. (32) en el capítulo anterior, se tiene

$$\eta_0 = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{f_s^3 V_{AS}}{Q_{ES}}, \quad (67)$$

donde  $f_s$ ,  $Q_{ES}$ , y  $V_{AS}$  tienen los valores dados por (56), (58) y (59). Esta expresión puede modificarse en términos de los parámetros del sistema definidos anteriormente.

Usando (60), (61) y (62)

$$\eta_0 = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{f_c^3 V_{AT}}{Q_{EC}}, \quad (68)$$

donde

$$V_{AT} = \rho_0 c^2 C_{AT} \quad (69)$$

es un volumen de aire que tiene la misma compliancia acústica total que la suspensión de la unidad y el gabinete operando juntos. Para unidades en el sistema internacional, el valor de  $4\pi^2/c^3$  es  $9.64 \times 10^{-7}$ .

#### 3.4.2 FACTORES DE EFICIENCIA.-

La Ec. (68) puede escribirse como

$$(70)$$

donde

$$\eta_0 = k_v f_3^3 V_B,$$

$f_3$  es la frecuencia de corte del sistema (-3 dB)

$V_B$  es el volumen interno neto del gabinete del sistema

$k_v$  es una constante de eficiencia dada por

$$k_v = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{f_c^3}{f_s^3} \cdot \frac{V_{AT}}{V_B} \cdot \frac{1}{Q_{EC}}. \quad (71)$$

La constante de eficiencia  $k_v$  puede separarse en tres factores:  $K_{\eta(1)}$  relacionado con las pérdidas en el sistema,  $K_{\eta(2)}$  relacionado con

las compliancias del sistema y  $k_{\eta(G)}$  relacionado con la respuesta del sistema. Así

$$k_{\eta} = k_{\eta(Q)} k_{\eta(C)} k_{\eta(G)}, \quad (72)$$

donde

$$k_{\eta(Q)} = Q_{TC}/Q_{EC}, \quad (73)$$

$$k_{\eta(C)} = V_{AT}/V_B, \quad (74)$$

$$k_{\eta(G)} = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{1}{(f_3/f_c)^3 Q_{TC}}. \quad (75)$$

### 3.4.3 FACTOR DE PERDIDAS.-

Los amplificadores modernos se diseñan para tener una impedancia de salida (Thevenin) de tal manera que para fines prácticos,  $R_c = 0$ . El valor de  $Q$  para cualquier sistema utilizado con tal amplificador es  $Q_{TC}$ , dado por (53). Así la Ec. (73) se reduce a

$$k_{\eta(Q)} = Q_{TC}/Q_{EC} = 1 - (Q_{TC}/Q_{MC}). \quad (76)$$

Esta expresión tiene como valor máximo la unidad, pero se aproxima a éste valor solamente cuando las pérdidas mecánicas en el sistema son despreciables ( $Q_{MC}$  infinito) y toda la amortiguación necesaria se suministra por medio de acoplamiento electromagnético ( $Q_{EC} = Q_{TC}$ ).

El valor de  $k_{\eta(Q)}$  para sistemas de gabinete cerrado típicos varía desde 0.5 hasta 0.9. Un valor bajo generalmente es el resultado del uso intencional de disipación mecánica o acústica, ya sea para asegurar una amortiguación adecuada del diafragma o de las resonancias de la suspensión a altas frecuencias, ó para ahorrar material magnético, y por lo tanto costo.

### 3.4.4 FACTOR DE COMPLIANCIA.-

La Ec. (74) puede modificarse a

$$k_{\eta(C)} = \frac{C_{AT}}{C_{AB}} \cdot \frac{V_{AB}}{V_B}, \quad (77)$$

donde

$$V_{AB} = \rho_0 c^2 C_{AB} \quad (78)$$

es un volumen de aire que tiene una compliancia acústica igual a  $C_{AB}$ .

Existe una diferencia importante entre  $V_B$ , el volumen interno neto del gabinete, y  $V_{AB}$ , un volumen de aire que representa la compliancia acústica del gabinete. Si el gabinete contiene solamente aire bajo condiciones adiabáticas, esto es, sin material de relleno o de recubrimiento, entonces  $V_{AB}$  es igual a  $V_B$ . Pero si el gabinete contiene tales materiales,  $V_{AB}$  es mayor que

$V_B$ . El incremento en  $V_{AB}$  es inversamente proporcional al cambio en el valor de  $\gamma$ , la relación del calor específico a presión constante con respecto al calor específico a volumen constante, para el aire en el gabinete.

Esto tiene un valor de 1.4 para el gabinete vacío y disminuye hacia la unidad si el gabinete se llena con un material de alto calor específico y baja densidad.

Entonces la Ec. (77) puede simplificarse a

$$k_{\eta(C)} = \frac{\alpha}{\alpha+1} \cdot \frac{1.4}{\gamma_B}, \quad (79)$$

donde  $\gamma_B$  es el valor de  $\gamma$  aplicable a el gabinete.

Para gabinetes "vacíos", (79) tiene como valor máximo la unidad, para  $\alpha$  mucho mayor que 1. Los sistemas de suspensión de aire generalmente tienen valores de  $\alpha$  entre 3 y 10.

Si el gabinete está relleno, el término  $1.4/\gamma_B$  excede a la unidad, pero suceden dos interacciones. Primero, debido a que el material de relleno aumenta el valor de  $C_{AB}$ , el valor de  $\alpha$  es más bajo que el valor para el gabinete vacío. Segundo, el hecho de agregar material aumenta la absorción de energía dentro del gabinete, disminuyendo  $Q_{MC}$  y por lo tanto reduciendo el valor de  $K_{\eta(A)}$  en (76).

Con la selección apropiada de la cantidad, tipo y colocación del material de relleno, el producto neto de  $K_{\eta(A)}$  y  $K_{\eta(C)}$  se incrementa comparado con la condición de gabinete vacío, pero el incremento resulta ser raramente mayor que un 15%.

El hecho de añadir descuidadamente materiales inadecuados podría inclusive reducir el producto de éstos factores. Aunque es teóricamente posible, es muy raro encontrar en la práctica que el producto exceda a la unidad. Los efectos de los materiales de relleno se discutirán mas adelante.

### 3.4.5 FACTOR DE RESPUESTA.-

El valor de  $K_{\eta(G)}$  en (75) depende solamente de  $Q_{TC}$  porque  $(f_s / f_c)$  es una función de  $Q_{TC}$  como se muestra en la Fig. 5 y (119) del apéndice.

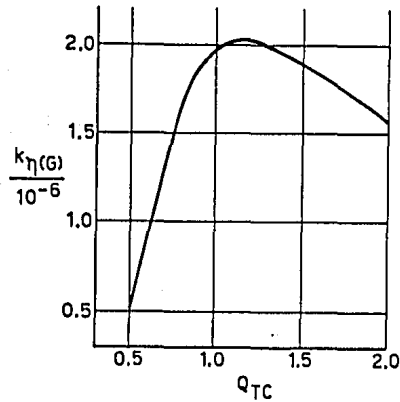


Figura 7.- Factor de respuesta  $k_{\eta(C)}$  en función de la Q total para el sistema altavoz de gabinete cerrado.

La Fig. 7 es una grafica de  $k_{\eta(C)}$  vs.  $Q_{TC}$ . Arriba de  $Q_{TC}=1.1$  tiene un valor máximo de  $2.0 \times 10^{-5}$ . Este valor de  $Q_{TC}$  corresponde a una alineación C2 con rizo de 1.9 dB. Comparado con la alineación B2 teniendo el mismo ancho de banda, esta alineación resulta ser 1.8 dB mas eficiente.

### 3.4.6 MAXIMA EFICIENCIA DE REFERENCIA, ANCHO DE BANDA Y VOLUMEN DEL GABINETE.-

Seleccionanado el valor de  $k_{\eta(C)}$  para la alineación C2 de máxima eficiencia, y tomando como la unidad el máximo valor de  $k_{\eta(C)}$ ,  $k_{\eta(C)}$ , la máxima eficiencia de referencia  $\eta_{o(max)}$  que podría esperarse de un sistema ideal de gabinete cerrado para determinados valores de  $f_3$  y  $V_B$  es, de (70) y (72),

$$\eta_{o(max)} = 2.0 \times 10^{-6} f_3^3 V_B, \quad (80)$$

donde  $f_3$  está dado en Hz y  $V_B$  en metros cúbicos.

Esta relación se ilustra en la Fig. 8, con  $V_B$  ( dado en decímetros cúbicos,  $1 \text{ dm}^3 = 1 \text{ litro} = 10^{-3} \text{ m}^3$  ) graficado contra  $f_3$  para varios valores de  $\eta_{o(max)}$  expresado en porciento.

La Fig. 8 representa la limitación física de eficiencia, ancho de banda y volumen para un sistema de gabinete cerrado.

Cualquier sistema que tiene valores dados de  $f_3$  y  $V_B$  siempre tendrá una eficiencia de referencia real menor que el valor de la Fig. 8. De la misma manera, un sistema con cierta eficiencia y volumen deberá tener una frecuencia de corte menor que la indicada

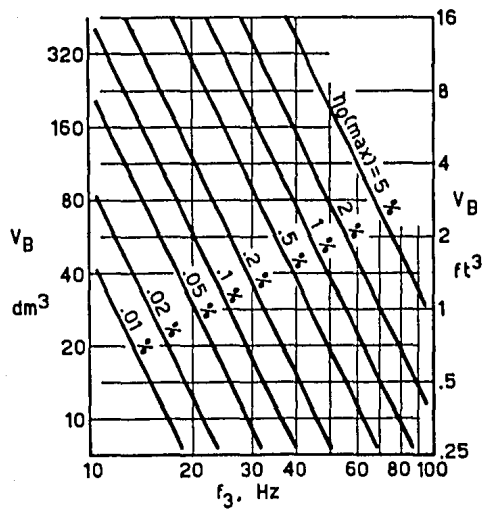


FIG. 8.- Relación entre la máxima eficiencia de referencia con respecto a la frecuencia de corte y volumen del gabinete, para el sistema altavoz de gabinete cerrado.

por la Fig. 8, etc.

Existen dos métodos para evadir la limitación física impuesta por (80) ó la Fig. 8. Un método es hacer  $V_{AT}$  mucho mayor que  $V_B$ , pero requiere de complejidad adicional en el diseño. El otro método consiste en extender la respuesta en frecuencia del amplificador por medio de ecualizadores o técnicas especiales de realimentación. Este método requiere de mayor potencia por parte del amplificador en la región del incremento en respuesta y de una unidad altavoz capaz de disipar la potencia adicional.

La eficiencia de referencia de un sistema real puede evaluarse directamente a partir de (68) si se conocen ó se miden los valores de  $f_c$ ,  $Q_{EC}$  y  $V_{AT}$ . Para sistemas de suspensión de aire, especialmente aquellos que utilizan material de relleno,  $V_{AT}$  es generalmente casi igual a  $V_B$ .

### 3.4.7 INTERCAMBIO ENTRE LA EFICIENCIA, EL ANCHO DE BANDA, Y EL VOLUMEN.-

La relación entre la eficiencia de referencia, el ancho de banda y el volumen del gabinete indicada por (70) e ilustrada para las condiciones de máxima eficiencia en la Fig. 8 implica que éstas especificaciones para el sistema pueden intercambiarse una por otra si los factores que determinan  $K_\eta$  permanecen constantes. Así si se hace el sistema mas grande, los parámetros podrían ajustarse para rendir mayor eficiencia ó aumentar el ancho de banda. De la misma manera, si se aumenta la frecuencia de corte, los parámetros se ajustarían para dar mayor eficiencia ó un gabinete mas compacto.

Si se incrementa el valor de  $K_\eta$ , reduciendo las pérdidas mecánicas agregando material de relleno, aumentando la  $\alpha$ , ó cambiando la forma de respuesta, se lograría un beneficio en la forma de un tamaño reducido, mayor eficiencia o mayor ancho de banda, o una combinación de éstos. Cualquiera que se escoja requiere de un ajuste específico de los parámetros del gabinete o de la unidad.

## 3.5 POTENCIAS NOMINALES LIMITADAS POR DESPLAZAMIENTO

### 3.5.1 FUNCION DE DESPLAZAMIENTO.-

La función de desplazamiento del sistema de gabinete cerrado dada por (64) es una función de filtro paso-bajas de segundo orden. Las propiedades de esta función se examinan en el apéndice.

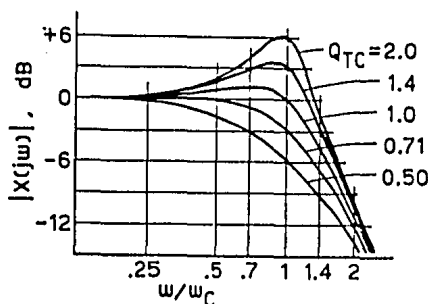


Figura 9.- Desplazamiento normalizado del diafragma de la unidad en el sistema de gabinete cerrado, en función de la frecuencia normalizada, para tres valores de  $Q_{TC}$ .

La magnitud normalizada del desplazamiento de diafragma  $|X(j\omega)|$  está graficada en la Fig. 9 con la frecuencia normalizada a  $\omega_c$  para varios valores de  $Q_{TC}$ . Las curvas son imágenes espejo exactas de las de la Fig. 4. Para valores intermedios de  $Q_{TC}$ , la Fig. 5 da valores normalizados de la máxima magnitud de desplazamiento  $|X(j\omega)|$  y la frecuencia normalizada  $f_{X(max)}/f_c$  a la cual ocurre este máximo. Las expresiones analíticas para estas cantidades se dan en el apéndice.

### 3.5.2 POTENCIA ACUSTICA NOMINAL.-

Suponiendo desplazamiento lineal del diafragma para señal grande, la potencia acústica nominal limitada por desplazamiento de estado permanente  $P_{AR}$  de un sistema altavoz, Ec. (86) del capítulo anterior, es

$$P_{AR} = \frac{4\pi^2 \rho_0}{c} \cdot \frac{f_s^4 V_D^2}{k_r^2 |X(j\omega)|_{\max}^2}, \quad (81)$$

donde  $V_D$  es el volumen máximo desplazado por el diafragma de la unidad, dado por

$$V_D = S_D x_{\max}, \quad (82)$$

y  $x_{\max}$  es el máximo desplazamiento lineal del diafragma, generalmente fijado por la longitud de bobina móvil que sobresale del entrehierro. Sustituyendo (61) y (65) en (81), la potencia acústica nominal limitada por desplazamiento de estado permanente para el sistema de gabinete cerrado se vuelve

$$P_{AR(CB)} = \frac{4\pi^2 \rho_0}{c} \cdot \frac{f_c^4 V_D^2}{|X(j\omega)|_{\max}^2}, \quad (83)$$

para unidades en el Sistema Internacional, la parte constante de

la expresión anterior vale 0.424

### 3.5.3 POTENCIA DE SALIDA, ANCHO DE BANDA, Y VOLUMEN DE DESPLAZAMIENTO.-

La Ecuación (83) puede escribirse como

$$P_{AR(CB)} = k_p f_3^4 V_D^2, \quad (84)$$

donde  $k_p$  es una constante de potencia nominal dada por

$$k_p = \frac{4\pi^3 \rho_0}{c} \cdot \frac{1}{(f_3/f_c)^4 |X(j\omega)|_{\max}^2}. \quad (85)$$

La potencia acústica nominal de un sistema teniendo cierta frecuencia de corte  $f_3$  y volumen de desplazamiento de la unidad  $V_D$ , es por lo tanto una función de  $k_p$ ; y  $k_p$  es únicamente una función de  $Q_{TC}$  como se muestra por (119) y (122) en el apéndice.

La variación de  $k_p$  con respecto a  $Q_{TC}$  se grafica en la Fig. 10.

Ocurre un valor máximo para  $Q_{TC}$  cercano a 1.1. Esto casi es el mismo rizo de 1.9 dB de la alineación C2 que ofrece la máxima eficiencia. Para esta condición, (84) se vuelve

$$P_{AR(CB)\max} = 0.85 f_3^4 V_D^2, \quad (86)$$

donde  $P_{AR}$  está en watts, para  $f_3$  en Hz y  $V_D$  en metros cúbicos.

La Ecuación 86 se ilustra en la Fig. 11.  $P_{AR}$  se expresa en watts (escala izquierda) como en SPL equivalente a un metro para condiciones de radiación en un campo libre de  $2\pi$  estereoradianes (escala derecha); esto está graficado como una función de  $f_3$  para varios valores de  $V_D$ . El SPL a un metro, dado en la escala derecha es una indicación aproximada del nivel producido en un campo reverberante de una habitación típica empleada para escuchar música, para cierta potencia acústica radiada indicada por la escala izquierda.

La Fig. 11 representa la limitación física de señal grande para diseñar un sistema de gabinete cerrado. Puede usarse para determinar el intercambio necesario ( $P_{AR}$  vs.  $f_3$ ) con fin de obtener un comportamiento óptimo, dados el diseño del diafragma y de la bobina móvil; ó también para hallar el valor mínimo de  $V_D$  que se necesita para lograr una especificación dada de  $f_3$  y  $P_{AR}$ . Las técnicas vistas anteriormente que se utilizan para superar las limitaciones de señal pequeña de la Fig. 8 no afectan la limitación de señal grande impuesta por la Fig. 11.

### 3.5.4 POTENCIA DE SALIDA, ANCHO DE BANDA, Y VOLUMEN DEL GABINETE.-

Las relaciones de potencia nominal limitada por desplazamiento dadas anteriormente no dependen del volumen del gabinete. Para una respuesta fija, es el volumen desplazado por el



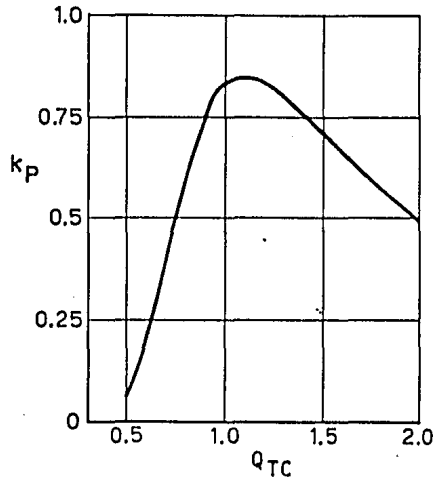


FIG. 10.- Constante de potencia nominal  $k_p$  en función de la  $Q$  total para el sistema altavoz de gabinete cerrado.

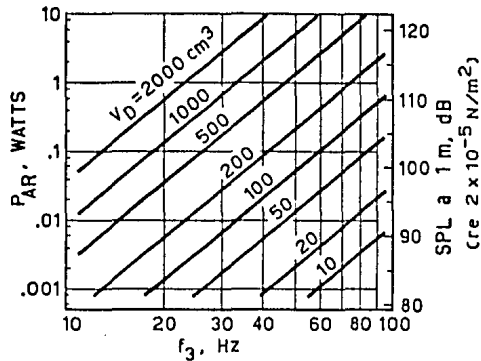


FIG. 11.- Relación entre la potencia acústica nominal de salida con respecto a la frecuencia de corte y el volumen desplazado por la unidad, para un sistema altavoz de gabinete cerrado alineado para obtener la máxima potencia nominal.

diafragma  $V_D$  el que controla la potencia nominal del sistema. Sin embargo,  $V_D$  no puede hacerse mayor que un pequeño porcentaje de  $V_B$ ; mas allá de este punto, un incremento en  $V_D$  resultaría en una inevitable distorsión no-lineal, causada por una compresión no-lineal del aire en el gabinete. Si  $V_D$  se limita a una fracción fija de  $V_B$ , siendo ésta fracción dependiente de la cantidad de distorsión considerada como aceptable, entonces la Fig. 11 puede cambiar su significado para indicar el mínimo volumen de gabinete necesario para proporcionar una combinación dada de  $f_3$  y  $P_{AR}$ , dado el nivel de distorsión, así como el  $V_D$  necesario.

### 3.5.5 ANCHO DE BANDA DEL PROGRAMA.-

La Fig. 10 indica que  $K_p$  y por lo tanto la potencia acústica nominal de estado permanente del sistema disminuye para valores de  $Q_{TC}$  por debajo de 1.1, si  $f_3$  y  $V_D$  se mantienen constantes. Sin embargo, es evidente a partir de la Fig. 5 que la frecuencia de máximo desplazamiento del diafragma,  $f_{X(max)}$ , se encuentra debajo de  $f_3$  para  $Q_{TC}$  menor que 1.1, y conforme  $Q_{TC}$  disminuye  $f_{X(max)}$  se desplaza más y más por debajo de  $f_3$ .

Esto sugiere que la valuación para el estado estable se vuelve cada vez más conservativa, conforme  $Q_{TC}$  disminuye, para sistemas altavoz operados con material de programa que tienen poco contenido de energía por debajo de  $f_3$ .

El efecto de un ancho de banda de potencia limitado en la mayoría de los amplificadores reduce aún más la probabilidad de llegar al desplazamiento nominal a  $f_{X(max)}$  para estas alineaciones.

Para sistemas altavoz de gabinete cerrado utilizados en la reproducción de música de alta fidelidad y teniendo una frecuencia de corte de 40 Hz ó menos, u operados solamente para reproducir la voz y teniendo una frecuencia de corte de 100 Hz ó menos, una potencia nominal aproximada de "programa" es aquella dada por (86) ó la Fig. 11 para cualquier valor de  $Q_{TC}$  hasta 1.1. Arriba de éste valor,  $f_{X(max)}$  se encuentra dentro de la banda de paso del sistema y la potencia nominal de programa es efectivamente la misma que la potencia nominal de estado permanente.

### 3.5.6 POTENCIA ELECTRICA NOMINAL.-

Las potencias eléctricas y acústicas nominales limitadas por desplazamiento de un sistema altavoz se encuentran relacionadas por la eficiencia de referencia del sistema (como fue visto en el capítulo anterior). Así, si se conoce la potencia acústica nominal y la eficiencia de referencia de un sistema, la valuación eléctrica correspondiente puede ser calculada como el cociente de éstos.

Para el sistema de gabinete cerrado, (68) y (83) dan la potencia eléctrica nominal  $P_{ER}$  como

$$P_{ER(GB)} = \pi \rho c^2 \frac{f_c Q_{EC}}{V_{AT}} \cdot \frac{V_D^2}{|X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (87)$$

La influencia de las constantes del sistema en el valor de la  $P_{ER}$

se vé claramente dividiendo (84) entre (70) lo que nos dá:

$$P_{ER} = \frac{k_p}{k_1} f_s \frac{V_D^2}{V_B}. \quad (88)$$

Resulta particularmente importante observar que para una potencia acústica dada, la potencia nominal limitada por desplazamiento es inversamente proporcional a la eficiencia.

También, la no-linealidad en el desplazamiento para señales grandes tiende a incrementar  $P_{ER}$  más allá del valor teórico lineal. Por lo tanto, una alta potencia nominal de entrada no es necesariamente una virtud; podría indicar un valor bajo de  $k\eta$  o un alto límite de distorsión.

La potencia eléctrica nominal de entrada que un fabricante le asigna a un sistema altavoz debe considerar tanto la potencia limitada por desplazamiento del sistema,  $P_{ER}$ , y la potencia limitada por temperatura de la unidad,  $P_{E(max)}$ , junto con las propiedades espectrales y probabilísticas del tipo de material de programa a la cual se aplique la nominalidad.

Las propiedades estadísticas de la señal son importantes para determinar si  $P_{ER}$  ó  $P_{E(max)}$  limitarían la potencia nominal, porque ésto impone la máxima potencia nominal continua del amplificador a usar sin correr riesgo de dañar a la unidad. Para confiabilidad y baja distorsión, la potencia nominal nunca debe exceder  $P_{ER}$ ; pero podría exceder  $P_{E(max)}$  en proporción con la relación de potencia pico a promedio del material de programa a utilizar.

La potencia nominal del sistema resultante es de importancia cuando se selecciona un sistema altavoz para operar con cierto amplificador ó vice-versa. Pero debe recordarse que la capacidad eléctrica no proporciona ningún indicio de la capacidad de potencia acústica a menos de que se conozca la eficiencia de referencia.

### 3.6 MEDICION DE PARAMETROS.-

Se ha mostrado que las importantes características de señal pequeña y señal grande de un sistema altavoz de gabinete cerrado dependen de pocos parámetros básicos.

El hecho de poder medir éstos parámetros básicos es por lo tanto un recurso muy útil, tanto para la evaluación de un sistema altavoz existente como para verificar los resultados de un diseño nuevo que debe conformarse a ciertos criterios de comportamiento.

#### 3.6.1 PARAMETROS DE SEÑAL PEQUEÑA: $f_c$ , $Q_{MC}$ , $Q_{EC}$ , $Q_{TCO}$ , $\alpha$ , $V_{AT}$ .-

La función de impedancia de la bobina móvil del sistema de gabinete cerrado está dada por (66). La magnitud de estado permanente  $|Z_{YC}(j\omega)|$  de ésta función está graficada contra la frecuencia normalizada en la Fig. 12.

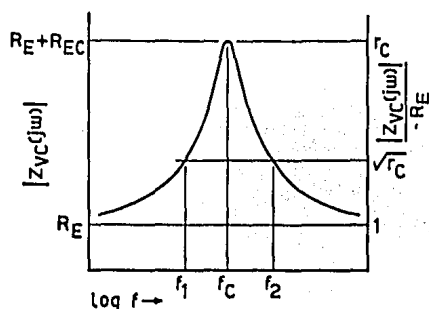


Figura 12.- Magnitud de la impedancia en la bobina móvil del sistema altavoz de gabinete cerrado, en función de la frecuencia.

La curva de impedancia medida en un sistema de gabinete cerrado se conforma bastante a la de la Fig. 12. Esta curva de impedancia permite identificar a cuatro parámetros, como sigue:

- 1) Mida la resistencia de la bobina móvil a C.D.  $R_E$ .
- 2) Encuentre la frecuencia  $f_C$  a la cual la impedancia tiene máxima magnitud y fase cero, esto es, puramente resistiva. Efectúe el cociente de la máxima magnitud de impedancia entre  $R_E$  y defínalo como  $r_C$ .
- 3) Encuentre las dos frecuencias  $f_1 < f_C < f_2 > f_C$  para las cuales la magnitud de la impedancia es igual a  $R_E \sqrt{r_C}$ .
- 4) Luego

$$Q_{MO} = \frac{f_C \sqrt{r_C}}{f_2 - f_1}, \quad (89)$$

$$Q_{EC} = Q_{MO} / (r_C - 1), \quad (90)$$

$$Q_{TCO} = Q_{MO} / r_C. \quad (91)$$

Para obtener el valor de  $\alpha$  del sistema, desmóntese la unidad y mida los parámetros  $f_S$ ,  $Q_{MS}$ , y  $Q_{ES}$  (con ó sin baffle) como se indica en el capítulo anterior; el método es el mismo que se da arriba para el sistema. Entonces la relación de compliancia es

$$\alpha = \frac{f_C Q_{EC}}{f_S Q_{ES}} - 1. \quad (92)$$

Las unidades que tienen alta inductancia en su bobina móvil ó los sistemas que tienen alta inductancia en la red de cruce pueden presentar alguna diferencia entre la frecuencia de máxima magnitud de impedancia y la frecuencia de fase cero. Si la inductancia no puede evadirse ó neutralizarse para fines de medición, es mejor tomar a  $f_C$  como la frecuencia de máxima magnitud de impedancia,

sin importar la fase. Sin embargo, debe esperarse que alguna exactitud en las mediciones se perderá bajo estas circunstancias.

$V_{AT}$  se evalúa con la ayuda de (45), (55), (59), (69) y (78):

$$V_{AT} = V_{AB} V_{AS} / (V_{AB} + V_{AS}) = \frac{\alpha}{\alpha + 1} V_{AB}. \quad (93)$$

Para gabinetes vacíos,  $V_{AB} = V_B$  y el valor de  $V_{AT}$  puede calcularse directamente utilizando el valor medido de  $\alpha$ . Si el gabinete del sistema está relleno, se requiere de otras mediciones. Se retira el material de relleno del gabinete, ó se traslada la unidad a un gabinete vacío de pruebas. Para ésta situación, la frecuencia de resonancia  $f_{CT}$  y los valores correspondientes de  $Q$ ,  $Q_{MCT}$  y  $Q_{ECT}$  se miden por el método descrito arriba. Entonces

$$V_{AS} = V_B \left[ \frac{f_{CT} Q_{ECT}}{f_B Q_{ES}} - 1 \right], \quad (94)$$

donde  $V_B$  es el volumen interno neto del gabinete vacío utilizado (el gabinete del sistema ó el gabinete de pruebas).

Utilizando (55), (59) y (78),  $V_{AB}$  para el sistema con gabinete relleno está dado por

$$V_{AB} = V_{AS} / \alpha. \quad (95)$$

Este valor de  $V_{AB}$  ahora puede ser utilizado para evaluar  $V_{AT}$  por medio de (93).

### 3.6.2 PARAMETROS DE SEÑAL GRANDE: $P_{E(max)}$ y $V_D$ .

La determinación de la capacidad de potencia limitada por temperatura de una unidad altavoz generalmente es realizada por el fabricante, quien conoce las técnicas necesarias. Algunos estiman que la capacidad de potencia térmica puede obtenerse a partir del diámetro y la longitud de la bobina móvil además de conocer los materiales utilizados y el uso que se le dará a la unidad.

El volumen de desplazamiento de la unidad  $V_D$  es el producto de  $S_D$  y  $x_{max}$ . Generalmente es suficiente evaluar a  $S_D$  estimando el diámetro efectivo del diafragma. Algunos fabricantes especifican el "tiro" (en ingles, throw) de la unidad, que es comunmente el desplazamiento lineal de pico a pico, esto es,  $2x_{max}$ . Si ésta información no se consigue, el valor de  $x_{max}$  puede estimarse observando la longitud de la bobina móvil que sobresale del entrehierro. Para una evaluación más rigurosa, en donde se cuenta con la instrumentación adecuada, opérese la unidad al aire libre con una onda senoidal a la frecuencia de resonancia y médase el desplazamiento máximo para el cual la presión acústica radiada tiene aproximadamente un 10% de distorsión armónica total.

### 3.7 RELLENO DEL GABINETE.-

Se ha mencionado que agregando material de relleno apropiado

al gabinete de un sistema de suspensión acústica, se aumenta el valor de la constante de eficiencia  $k_{\eta}$ . El uso y valor de tales materiales han sido tema de mucha controversia y estudio.

No existe ningún desacuerdo serio acerca del valor de tales materiales para amortiguar ondas estacionarias dentro del gabinete a frecuencias en la parte superior del rango de pistón y a mayores frecuencias. La controversia se enfoca sobre el uso del material a bajas frecuencias. Una descripción más completa de los efectos de éstos materiales ayudaría a determinar su utilidad para el diseñador.

### 3.7.1 INCREMENTO EN LA COMPLIANCIA.-

Si el material de relleno se ha seleccionado para tener baja densidad y alto calor específico, las condiciones de compresión dentro del gabinete se alteran de adiabáticas a isotermicas ó parcialmente isotermicas. Esto aumenta la compliancia acústica efectiva del gabinete, que es equivalente a un aumento en el tamaño del gabinete vacío.

El máximo incremento teórico en la compliancia es de 40%, pero utilizando materiales prácticos, el incremento real es probablemente nunca mayor al 25%.

### 3.7.2 AMORTIGUACION.-

El aire que se mueve dentro de un gabinete relleno está sujeto a resistencia a la fricción y por lo tanto pierde energía. Así la componente  $R_{AB}$  de la Fig. 1 aumenta cuando el gabinete se encuentra relleno. El incremento resultante en las pérdidas mecánicas totales del sistema ( $R_{AB} + R_{AS}$ ) podría ser sustancial, especialmente si el material de relleno es relativamente denso y se le permite estar cerca de la unidad en donde la velocidad de las partículas del aire y el desplazamiento son más altas. Mientras que los sistemas sin relleno tienen un valor típico de  $Q_{MC}$  entre 5 y 10 (mayormente el resultado de pérdidas en la suspensión de la unidad), los sistemas con relleno generalmente tienen valores de  $Q_{MC}$  en el rango de 2 a 5.

### 3.7.3 UTILIDAD PARA EL DISEÑADOR.-

Si un sistema altavoz se diseña en su totalidad a partir de ciertas características deseadas, el efecto del material de relleno sobre la compliancia es una ventaja definitiva. Significa que el tamaño del gabinete puede ser reducido ó que se pueda mejorar la eficiencia ó extender la respuesta. Cualquier incremento de masa que acompaña al incremento en la compliancia simplemente se toma en cuenta al diseñar la unidad para que la masa móvil total sea justo la cantidad deseada. Las pérdidas ocasionadas por el material son una desventaja en terminos de  $k_{\eta(\omega)}$ , pero ésto es un pequeño sacrificio para que aumente  $k_{\eta}$ ,

resultado del aumento en la compliancia. De hecho, si la eficiencia no es un problema, el efecto del aumento en las pérdidas por fricción podría ayudar un poco a disminuir el tamaño del iman, ahorrando así costo.

Cuando se diseñe un sistema alrededor de una unidad dada, el incremento en la compliancia contribuido por el material aún es una ventaja porque permite que el gabinete sea más pequeño para una respuesta particular realizable. El efecto del incremento de masa es reducir la eficiencia de referencia de la unidad por el cuadrado de incremento de masa; esto podría o no ser deseable.

El incremento de masa también causaría que el valor de  $Q_{EC}$  fuese más alto para un valor dado de  $f_c$ . Esto será contrarrestado por el efecto de las pérdidas materiales en  $Q_{MC}$ .

Algunos diseñadores creen que el hecho de añadir grandes cantidades de material de relleno a un sistema contribuya con suficiente amortiguación adicional para compensar un acoplamiento magnético deficiente en la unidad. Haciendo ésto se llega en efecto al grado en que el material de relleno logra incrementar la compliancia más que la masa, y por lo tanto  $Q_{EC}$  de hecho disminuirá un poco. Mientras que  $Q_{MC}$  puede disminuirse sustancialmente, la reducción total en  $Q_{TC}$  es raramente suficiente para rescatar una unidad severamente subamortiguada. Si tal unidad se utiliza, el hecho de aplicar amortiguación acústica directamente a la unidad resulta ser más efectivo y económico que tratar de rellenar el gabinete demasiado.

### 3.7.4 MEDICION DE LOS EFECTOS DEL MATERIAL DE RELLENO.-

La contribución de los materiales de relleno a un sistema dado puede determinarse por medio de la medición cuidadosa de los parámetros del sistema con y sin el material en su lugar. Se pueden utilizar las mediciones descritas anteriormente:

- 1) Con la unidad al aire libre ó montada en un baffle de pruebas, medir  $f_s$ ,  $Q_{MS}$ ,  $Q_{ES}$ .
- 2) Con la unidad en el gabinete sin relleno, medir  $f_{CT}$ ,  $Q_{MCT}$ ,  $Q_{ECT}$ .
- 3) Con la unidad en el gabinete con relleno, medir  $f_c$ ,  $Q_{MC}$ ,  $Q_{EC}$ .
- 4) Así, la relación de la masa móvil total con relleno a la masa móvil sin relleno es

$$M_{AC}/M_{ACT} = f_{CT}Q_{EC}/f_cQ_{ECT}, \quad (96)$$

y el incremento en la compliancia del gabinete debido al relleno es:

$$V_{AB}/V_B = \frac{(f_{CT}Q_{ECT}/f_sQ_{ES}) - 1}{(f_cQ_{EC}/f_sQ_{ES}) - 1}. \quad (97)$$

- 5) El efecto neto del material sobre la amortiguación total del sistema puede hallarse calculando  $Q_{TCO}$  para el sistema con relleno por medio de (53) o (91) y comparando esto con la correspondiente

$$Q_{TCO} = Q_{MCT} Q_{ECT} / (Q_{MCT} + Q_{ECT})$$

para el sistema sin relleno. Estos valores representan la  $Q$  total ( $Q_{TC}$ ) para cada sistema cuando se le alimenta con un amplificador

que tiene una resistencia de salida despreciable.

El resultado usual es que el material de relleno aumenta la compliancia y la masa pero disminuye la  $Q$  total. La disminución en la  $Q$  puede ser mucha ó poca, dependiendo del valor inicial y de la colocación y calidad del material seleccionado.

### 3.8 DISCUSION

#### 3.8.1 TAMAÑO DE LA UNIDAD.-

Ha sido aceptado desde hace mucho que una unidad altavoz para graves (woofer) de gran tamaño es mejor que uno pequeño. Más adelante se analizará esta cuestión y el resultado que se obtiene demuestra que el tamaño del altavoz no determina ni limita el comportamiento del sistema en las áreas de respuesta a señal pequeña, eficiencia ó capacidad de potencia limitada por desplazamiento.

Una unidad grande inevitablemente tendrá mayor costo que una pequeña, teniendo las dos unidades parámetros idénticos de señal grande y señal pequeña. Sin embargo, resulta físicamente más fácil obtener un valor grande de  $V_D$  y por lo tanto alta capacidad de potencia acústica de una unidad grande, también la distorsión por modulación de una unidad grande será menor a la producida por una unidad pequeña entregando la misma potencia acústica de salida.

Así, una unidad grande no tiene ninguna ventaja inherente sobre una pequeña, consideradas la respuesta a señal pequeña y la eficiencia. De hecho, podría tener una desventaja en el costo. Pero en situaciones donde se requiere de alta potencia acústica a baja distorsión, la unidad grande tiene una ventaja definitiva.

#### 3.8.2 TAMAÑO DEL GABINETE.-

Resulta evidente que un sistema de suspensión de aire con una alta relación de compliancia puede duplicar el comportamiento de un sistema convencional de gabinete cerrado (de mayor tamaño) que tiene una baja relación de compliancia. Sin embargo, una vez que la relación de compliancia se hace mayor a 4, no hay manera de obtener una reducción importante en el tamaño del gabinete sin afectar el comportamiento del sistema.

Cuando se compara un sistema pequeño de suspensión de aire con un sistema grande, el sistema pequeño deberá tener una frecuencia de corte más alta, ó una eficiencia menor, ó ambas. Es posible diseñar un sistema pequeño de tal manera que tenga la misma respuesta que un sistema grande; pero si los dos sistemas son de suspensión de aire, entonces como muestra (70) o la Fig. 8, la eficiencia del sistema pequeño deberá ser menor que la del sistema grande, en proporción directa con su tamaño.

A veces es posible proporcionar la misma salida acústica máxima así como la misma respuesta, en el sistema pequeño, pero la baja eficiencia de éste sistema lo obligaría a tener una potencia



nominal de entrada mayor y por lo tanto una bobina móvil capaz de disipar más calor. También se demuestra que para éstas condiciones, la unidad del sistema pequeño necesitará de un imán más grande. Por lo tanto, para ésta condición, la unidad para el sistema pequeño tendrá mayor costo que la unidad para el sistema grande.

Se puede concluir que la presión actual para diseñar sistemas altavoz de alta calidad cada vez de menor tamaño conduce directamente a una menor eficiencia, y en la mayoría de los casos, a una capacidad de potencia acústica reducida. Si no se desea disminuir la capacidad de potencia acústica, estos sistemas compactos necesitan de unidades altavoz muy costosas y deberán ser utilizadas con amplificadores de alta potencia.

### 3.8.3 ESPECIFICACIONES DE COMPORTAMIENTO.-

De todos los aparatos utilizados en la grabación y reproducción de audio, los sistemas altavoz tienen las especificaciones más incompletas y menos informativas. Al menos en el rango de bajas frecuencias esto no es necesariamente cierto.

Si se aplica determinado voltaje a un sistema altavoz de radiación directa, la salida del sistema a bajas frecuencias puede expresarse en términos de una velocidad de volumen acústica que es sustancialmente independiente de la carga acústica. La "respuesta" de un sistema altavoz expresada de ésta manera carece de significado para la mayoría de los usuarios de sistemas altavoz, pero la especificación de la potencia acústica ó presión acústica lejana entregada a una carga estandar de campo libre por ésta velocidad de volumen resulta tener bastante sentido y utilidad.

Mientras que la presión acústica entregada a una habitación es diferente a la entregada a un campo libre, la diferencia obviamente es una propiedad de la habitación, no del sistema altavoz. Si el comportamiento de la habitación es deficiente, puede corregirse acústicamente o en algunos casos, ecualizado electrónicamente.

Esto no es de ninguna manera un impedimento para la especificación exacta de la respuesta básica del sistema altavoz utilizando una carga estandar de campo libre. De hecho se ha encontrado que una carga de campo libre de 2TT sr es una aproximación muy razonable para la carga típica de una habitación.

Tal método de carga estandar ha sido utilizada en normas de medición de sistemas altavoz. Si se aplicara más universalmente, proporcionaría un método cuantitativo muy útil y no existente hasta la fecha para comparar sistemas altavoz. Resulta ser muy atractivo para especificar la respuesta a bajas frecuencias de un sistema, porque la respuesta nominal de campo libre a bajas frecuencias y la eficiencia de referencia pueden obtenerse fácilmente de los parámetros básicos del sistema.

## 3.9 SINTESIS DEL SISTEMA

### 3.9.1 RELACIONES ENTRE EL SISTEMA Y LA UNIDAD.-

La mayoría de los sistemas de gabinete cerrado se operan con amplificadores que tienen una resistencia de salida despreciable, también tienen una masa móvil total no mayor que la de la unidad montada en un baffle y obtienen la mayoría de su amortiguación total del acoplamiento electromagnético y de las pérdidas mecánicas de la unidad.

Para éstas condiciones, pueden utilizarse (51), (53), (57), (61) y (62) para deducir que

$$\frac{Q_{TCO}}{Q_{TS}} \approx \frac{Q_{EO}}{Q_{ES}} = \frac{f_0}{f_s} = (\alpha + 1)^{1/2}, \quad (98)$$

y por lo tanto

$$f_0/Q_{TCO} \approx f_s/Q_{TS}, \quad (99)$$

donde  $Q_{TS}$  es la  $Q$  total de la unidad a  $f_s$  para condiciones de resistencia cero en la fuente, ésto es,

$$Q_{TS} = Q_{ES}Q_{MS}/(Q_{ES} + Q_{MS}). \quad (100)$$

Estas Ecuaciones muestran que para cualquier combinación gabinete-unidad (esto es, valor de  $\alpha$ ) la frecuencia de resonancia y la  $Q$  del sistema estarán en la misma proporción que las de la unidad, pero incrementado individualmente por un factor  $(\alpha + 1)^{1/2}$ . Este incremento está graficado como una función de  $\alpha$  en la Fig. 13

Esta relación aproximada y las relaciones de respuesta básica, eficiencia y capacidad de potencia deducidas anteriormente se usan a continuación para desarrollar procedimientos de diseño del sistema para dos casos importantes: el de un sistema con una unidad existente y aquél en que solamente se proporcionan las especificaciones finales del diseño.

### 3.9.2 DISEÑO CON UNA UNIDAD DADA.-

Una dificultad de tratar de diseñar un gabinete para satisfacer una cierta unidad es que para empezar, la unidad puede ser completamente inadecuada. Una prueba muy útil para comprobar si una unidad es adecuada para un sistema de gabinete cerrado es aquella proporcionada por la Ec. (95) y (98); deberán conocerse ó medirse los parámetros de la unidad.

La Ec. (98) insiste que la frecuencia de resonancia de la unidad siempre deberá ser menor que la del sistema. Si el diseñador desea evitar un gabinete demasiado grande, esto es, desea un sistema de suspensión de aire, entonces  $\alpha$  deberá tener al menos un valor de 3 y la frecuencia de resonancia de la unidad deberá ser no mayor que la mitad de la frecuencia de resonancia máxima tolerable del sistema.

Similarmente,  $Q_{TS}$  deberá ser menor que el máximo valor aceptable de  $Q_{TCO}$ , y aproximadamente por el mismo factor que

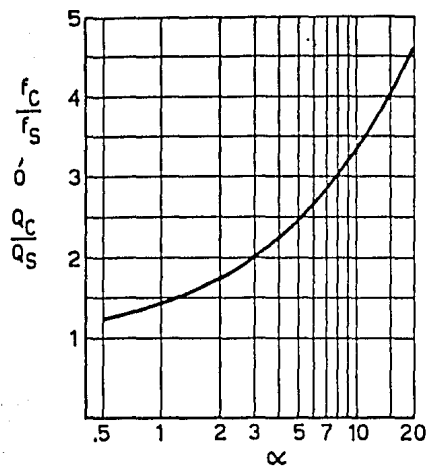


FIG. 13.- Relación de la frecuencia de resonancia y la Q del gabinete, con respecto a la frecuencia de resonancia y la Q de la unidad, en función de la relación de compliancia  $\alpha$ , para el sistema altavoz de gabinete cerrado.

relaciona a  $f_s$  con el valor deseado o máximo aceptable de  $f_c$ .

Finalmente, de (95), el valor de  $V_{AS}$  deberá ser al menos tres veces mayor que el tamaño del gabinete deseado.

Si los parámetros de la unidad parecen ser satisfactorios, el diseño del sistema se lleva a cabo seleccionando la combinación más deseable de  $f_c$  y  $Q_{TCO}$  que satisface a (99) y después se calcula  $\alpha$  con (61). El tamaño del gabinete necesario (volumen interno neto) se obtiene de (95),

$$V_D = V_{AS}/\alpha, \quad (101)$$

ó algo menor si el gabinete se rellena.

La eficiencia de referencia se calcula de (67), y la potencia acústica nominal de (83) ó (86). La potencia eléctrica nominal será entonces

$$P_{ER} = P_{AR}/\eta_o. \quad (102)$$

### 3.9.3 EJEMPLO DE DISEÑO CON UNA UNIDAD DADA.-

Utilizando un baffle estándar y un gabinete de pruebas no revestido, se encuentra que un woofer de 12 pulgadas para uso de suspensión de aire, tiene los siguientes parámetros de señal pequeña:

$$\begin{aligned} f_B &= 19 \text{ Hz} \\ Q_{MB} &= 3.7 \\ Q_{ES} &= 0.35 \\ V_{AS} &= 540 \text{ dm}^3 (19 \text{ ft}^3). \end{aligned}$$

utilizando (100) y (67)

$$\begin{aligned} Q_{TS} &= 0.32 \\ \eta_o &= 1.02\%. \end{aligned}$$

La potencia nominal especificada por el fabricante es de 25 W, y el desplazamiento lineal máximo se estima ser de 6 mm (1/4 pulg.). El radio efectivo del diafragma se estima ser de .12 m, dando  $S_D = 4.5 \times 10^{-2} \text{ m}^2$  y  $V_D = 2.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3$  ó  $270 \text{ cm}^3$ .

Los valores de  $f_s$ ,  $Q_{TS}$  y  $V_{AS}$  para ésta unidad parecen ser bastante favorables. Los valores de  $f_c$ ,  $Q_{TCO}$  y  $f_3$  que podrían esperarse de varios valores apropiados para  $\alpha$  se dan en la tabla 1 junto con la correspondiente compliancia del gabinete  $V_{AB}$  (volumen del gabinete sin relleno).

La alineación  $\alpha=4$  ofrece casi exactamente una respuesta B2 para un volumen de gabinete sin relleno de  $135 \text{ dm}^3$  o  $4.8 \text{ ft}^3$ . Esto sería bastante apropiado para un sistema que se colocara en el piso.

La alineación  $\alpha=9$  daría un comportamiento excelente en un volumen de solamente  $60 \text{ dm}^3$  ( $2.1 \text{ ft}^3$ ).

La alineación  $\alpha=12$  probablemente podría lograrse en un gabinete de  $40 \text{ dm}^3$  ( $1.4 \text{ ft}^3$ ) con relleno.  $Q_{TCO}$  entonces sería

$\alpha$	$f_c$ , Hz	$Q_{TCO}$	$f_3$ , Hz	$V_{AB}$ , dm <sup>3</sup>
4	42.5	0.72	42	135
6	50.3	0.85	44	90
9	60.0	1.01	47	60
12	68.6	1.15	50	45

TABLA 1

menor que lo mostrado, probablemente cerca de la unidad, dando una frecuencia de corte, cerca de 53 Hz. Esto sería muy adecuado para un sistema de librero.

Tomando el sistema más grande con la alineación B2, la potencia acústica nominal limitada por desplazamiento para el material de programa, de (86), es

$$P_{AR} = 0.19 \text{ W}$$

y la potencia eléctrica nominal correspondiente es

$$P_{ER} = 19 \text{ W}$$

Esto está dentro de la capacidad de potencia especificada por el fabricante, así que el sistema podrá operarse sin problemas con un amplificador que tiene una potencia nominal continua (RMS) de 20 W.

El diseño de librero, debido a su valor más elevado de  $f_3$ , tiene especificaciones limitadas por desplazamiento de 0.5 W acústicos y 50 W eléctricos. Esto es mucho más alto que la especificación del fabricante. En ausencia del valor real de  $P_{E(max)}$  en la cual se basa la especificación del fabricante, probablemente es mejor limitar la potencia del amplificador a 25 W. Entonces, el sistema podrá producir una salida acústica de 0.25 W.

### 3.9.4 DISEÑO A PARTIR DE ESPECIFICACIONES.-

La mayoría de los productos en ingeniería están diseñados para satisfacer necesidades específicas. Comúnmente, las "necesidades" para un producto en particular contienen factores conflictivos, y el ingeniero es consultado para asegurar las necesidades y ajustarlas a una condición de factibilidad física y económica. La Fig. 8, por ejemplo, ha frustrado los deseos de muchas personas en mercadotecnia que estarían encantados de poder ofrecer un sistema de suspensión de aire con volumen de 1 pie cúbico (28 dm<sup>3</sup>) que tuviera respuesta plana hasta 20 Hz con alta eficiencia.

La respuesta deseada de sistemas altavoz de gabinete cerrado puede enfocarse sobre consideraciones de amplitud, fase, retardo ó respuesta transitoria, pero siempre puede reducirse a una especificación de  $f_c$  ó  $Q_{TC}$ . Una vez que la respuesta se especifica, el volumen del gabinete o la eficiencia de referencia podrá especificarse independientemente; el otro se determinará ó se restringirá a un valor mínimo ó máximo.

Finalmente, la capacidad de potencia puede especificarse en términos de  $P_{ER}$  ó  $P_{AR}$ . Si ambos deben fijarse independientemente, ésto determinará la eficiencia de referencia y por lo tanto restringirá el volumen del gabinete.

Un conjunto típico de especificaciones podría empezar con valores de  $f_c$ ,  $Q_{TC}$ ,  $V_B$ , y  $P_{AR}$ , junto con una impedancia nominal que fija el valor de  $R_E$ . A menos de que se utilice un amplificador especial, se puede asumir que  $Q_{TC} = Q_{TCC}$ . Nótese que  $V_B$  especifica efectivamente al gabinete; el problema de diseño consiste en especificar a la unidad.

El proceso de diseño comienza asignando valores factibles de  $Q_{MC}$  y  $\alpha$ . El valor de  $Q_{MC}$  solamente tiene un efecto relativamente menor sobre el comportamiento del sistema a través de  $K\eta_{(G)}$ . Como se había mencionado antes, los valores típicos son de 2-5 para sistemas con relleno y de 5-10 para sistemas sin relleno. Si no existe mejor indicio para el valor esperado de  $Q_{MC}$ , asumir que  $Q_{MC} = 5$ . El valor necesario para  $Q_{EC}$  del sistema se calcula con (53). Si se desea máxima eficiencia y es consistente con las especificaciones iniciales, entonces deberá utilizarse el principio de suspensión de aire. Esto necesita que  $\alpha$  sea al menos 3 ó 4, pero de otra manera su valor solamente tendrá un pequeño efecto sobre el comportamiento del sistema a través de  $K\eta_{(C)}$  y podrá seleccionarse para tener cualquier valor consistente con la factibilidad física de la unidad. Si  $\alpha$  es demasiado grande, la unidad necesitará de una compliancia altísima que, si acaso es factible, podría conducir a una estabilidad mecánica deficiente en la suspensión. Una selección apropiada de  $\alpha$  está comunmente en el rango de 3-10.

A continuación, se establece el valor de  $V_{AB}$ . Esto equivale a  $V_B$  para sistemas sin relleno, pero se incrementa por un factor  $1.4/\gamma_B$  (típicamente 1.15 a 1.2) si el gabinete está relleno.

Los parámetros necesarios de señal pequeña de la unidad serán entonces, de (61) y (62),

$$f_s = f_0/(a+1)^{1/2}, \quad (103)$$

$$Q_{ES} = Q_{EC}/(a+1)^{1/2}, \quad (104)$$

y

$$V_{AS} = aV_{AB}. \quad (95)$$

$V_{AT}$  se determina a partir de (93). La eficiencia de referencia esperada del sistema final se calcula con (68).

Alternativamente,  $K\eta_{(G)}$ ,  $K\eta_{(C)}$  y  $K\eta_{(G)}$  podrán ser evaluadas por separado y  $\eta_0$  se determina por medio de (70). La potencia eléctrica nominal del sistema  $P_{ER}$  se calcula entonces con (102). Se le asigna un valor comparable ó menor a  $P_{E(max)}$ , dependiendo de la relación de potencia pico a promedio del material de programa para el cual será utilizado el sistema.

El valor necesario de  $V_D$  se calcula directamente por medio de (39) utilizando la Fig. 5 ó (122) para determinar  $|X(j\omega)|_{max}$ , ó con (86) como el valor apropiado. Este valor deberá ser no mayor que un pequeño porcentaje de  $V_B$ .

Ahora la unidad se encuentra especificada por sus parámetros más importantes:  $f_s$ ,  $Q_{ES}$ ,  $V_{AS}$ ,  $V_D$  y  $P_{E(max)}$  así como su resistencia de bobina móvil  $R_E$  que es típicamente el 80% de la impedancia nominal deseada. El diseñador del sistema se enfrenta con el problema de obtener una unidad que tiene los parámetros necesarios. Si tiene a la mano una fabrica de unidades altavoz, podría mandar a hacer la unidad necesaria como se describe en la siguiente sección. Si no se puede dar este lujo, tendrá que buscar una unidad entre aquellos disponibles en el mercado.

Los parámetros de señal pequeña deberán medirse con la unidad montada en un baffle estandar de pruebas teniendo un área de uno ó dos metros cuadrados, para que la carga del aire sobre el

diafragma sea aproximadamente aquella que se le presentará a la unidad montada en el gabinete del sistema.

### 3.9.5 EJEMPLO DE DISEÑO A PARTIR DE ESPECIFICACIONES.-

Un sistema altavoz de gabinete cerrado que se utilizará con un amplificador de alto factor de amortiguación deberá ser diseñado para satisfacer las siguientes especificaciones:

	$f_3$	40 Hz
Respuesta		B2
	$V_B$	2 ft <sup>3</sup> (56.6 dm <sup>3</sup> )
	$P_{AR}$	0.25 W pico de programa; relación esperada pico a promedio 5 dB.

El gabinete será revestido, pero no relleno. Se asume que las pérdidas del gabinete y de la unidad corresponden a  $Q_{MC}=5$  y que será físicamente posible obtener una relación de compliancia de  $\alpha=5$ .

Las primeras dos especificaciones se traducen directamente a

$$y \quad f_c = 40 \text{ Hz}$$

$$Q_{TC} = Q_{TCC} = 0.707.$$

Para  $Q_{MC}=5$ , (53) da

$$Q_{EC} = 0.824.$$

Para  $\alpha=5$ ,  $(\alpha+1) = 6 = 2.45$ , entonces de (103) y (104),

$$f_s = 16.3 \text{ Hz}$$

y

$$Q_{ES} = 0.336.$$

también, para el gabinete sin relleno, (95) da

$$V_{AS} = 10 \text{ ft}^3 (283 \text{ dm}^3).$$

Entonces, de (93),

$$V_{AT} = 1.67 \text{ ft}^3 (47.2 \text{ dm}^3).$$

De (73), (74) y (75),

$$\begin{aligned} k_{n(q)} &= 0.858, \\ k_{n(c)} &= 0.833, \\ k_{n(a)} &= 1.36 \times 10^{-6}. \end{aligned}$$

Así

$$k_y = 0.97 \times 10^{-6}$$

y, de (70)

$$\eta_o = 0.00351 \text{ ó } 0.35\%.$$

La eficiencia de referencia también puede ser calculada directamente de (68) porque  $f_c$ ,  $V_{AT}$ , y  $Q_{EC}$  se conocen.

La potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento, de (102) es,

$$P_{ER} = 71.5 \text{ W.}$$

Un amplificador de ésta potencia nominal deberá utilizarse para obtener la salida acústica especificada. Para la relación de potencia pico a promedio esperada, la capacidad termica  $P_{E(\max)}$  de la unidad deberá ser al menos 22.5 W.

Utilizando (86) para la capacidad de potencia de programa,

$$V_D = 3.4 \times 10^{-4} \text{ m}^3 \text{ ó } 340 \text{ cm}^3.$$

Esto es solamente 0.6% de  $V_B$ , así que la linealidad en la compresión del aire no es un problema.

### 3.10 DISEÑO DE LA UNIDAD

#### 3.10.1 METODO GENERAL.-

El proceso de diseño del sistema conduce a la especificación de la unidad necesaria en términos de los parámetros básicos. Estos parámetros son utilizados para llevar a cabo el diseño físico de la unidad.

Primeramente,  $V_D$  deberá ser dividido en valores aceptables de  $S_D$  y  $x_{\max}$ . La selección de  $S_D$  podría involucrar un compromiso entre costo, distorsión y área para montar la unidad.

La compliancia mecánica necesaria de la suspensión del diafragma será entonces

$$C_{MS} = C_{AS}/S_D^2 = V_{AS}/(\rho_0 c^2 S_D^2), \quad (105)$$

y la masa móvil mecánica total necesaria es

$$M_{MS} = 1/[(2\pi f_s)^2 C_{MS}]. \quad (106)$$

Esta masa móvil total incluye cualquier masa agregada por efecto del material de relleno, así como las cargas del aire  $M_{M1}$  y  $M_{MB}$  en el frente y la parte trasera del diafragma. La masa mecánica del diafragma y la bobina móvil es

$$M_{MD} = M_{MS} - (M_{M1} + M_{MB}), \quad (107)$$

menos cualquier incremento de masa agregado por el material de relleno.

El imán y la bobina móvil deben proporcionar amortiguación electromagnética, dada por

$$B^2 l^2 / R_E = 2\pi f_s M_{MS} / Q_{ES}, \quad (108)$$

ó, para el valor especificado de  $R_E$ , un producto  $Bl$  dado por

$$Bl = (2\pi f_s R_E M_{MS} / Q_{ES})^{1/2}. \quad (109)$$

El producto  $Bl$ , junto con la compliancia mecánica, deben mantenerse con buena linealidad para un desplazamiento de  $\pm x_{\max}$ . Esto quiere decir que la cantidad de bobina móvil que sobresale del entrehierro debe ser de  $x_{\max}$  en cada extremo. También, la bobina móvil debe ser capaz de disipar una potencia eléctrica de



entrada  $P_{E(\max)}$  en forma de calor sin dañarse. Este problema de diseño es conocido por los fabricantes de unidades altavoz.

El parámetro de la unidad  $Q_{MS}$  generalmente juega un papel menor en el comportamiento del sistema, pero no puede despreciarse completamente. El valor de  $Q_{MS}$  en diseños prácticos a menudo es afectado por decisiones relacionadas con el comportamiento a frecuencias más altas. En donde se necesita que el diafragma no presente modos de resonancia fuertes a altas frecuencias, generalmente se diseña la suspensión exterior para reflejar un mínimo de energía vibratoria que viaja hacia afuera, desde la bobina móvil a través del material del diafragma. Esto quiere decir que la energía es disipada en la suspensión, y que resulta un valor bajo de  $Q_{MS}$ . Así, el uso que se le dará a la unidad ó los métodos de construcción preferidos por el fabricante determinan el valor aproximado de  $Q_{MS}$ . En un sistema de gabinete cerrado, el valor de  $Q_{MS}$  y las pérdidas del material de relleno del gabinete determinan  $Q_{MC}$  y por lo tanto el valor de  $K_{(Q)}$  para el sistema.

### 3.10.2 UNIDADES PARA SISTEMAS DE SUSPENSION DE AIRE.-

Se mencionó antes que la relación de compliancia de un sistema de suspensión de aire no es muy importante con tal de que sea mayor a 3 ó 4. Esto quiere decir que los valores exactos de compliancia de la unidad, frecuencia de resonancia y la  $Q$  no son de importancia crítica. De hecho, la masa móvil  $M_{MS}$  y la amortiguación electromagnética  $B^2 l^2 / R_E$  son los de mayor importancia. Estos podrán ser calculados directamente de los parámetros del sistema. Sustituyendo (60), (61) y (62) en (105), (106) y (108), ó utilizando (47), (50), (52) y (69)

$$M_{MS} = S_D^2 M_{AC} = \rho_b c^2 S_D^2 / (4\pi^2 f_c^2 V_{AT}), \quad (110)$$

y

$$B^2 l^2 / R_E = 2\pi f_c M_{MS} / Q_{EO}. \quad (111)$$

El valor exacto de la compliancia mecánica no es críticamente importante con tal de que sea lo suficientemente alto para dar aproximadamente la relación de compliancia deseada. Esto es una ventaja para el principio de suspensión de aire, porque la compliancia mecánica es uno de los parámetros de la unidad más difíciles de controlar en la producción.

### 3.10.3 EJEMPLO DEL DISEÑO DE UNA UNIDAD.-

La unidad necesaria para el ejemplo en la sección anterior tiene las siguientes especificaciones de sus parámetros:

$$\begin{aligned} f_g &= 16.3 \text{ Hz} \\ Q_{ES} &= 0.336 \\ V_{AR} &= 283 \text{ dm}^3 \\ V_D &= 340 \text{ cm}^3 \\ P_{E(\max)} &= 22.5 \text{ W} \end{aligned}$$

El tamaño de la unidad probablemente tendrá que ser al menos 12 pulgadas para satisfacer las especificaciones de  $V_D$  y  $P_{E(max)}$ . Esto se verifica asumiendo un radio de diafragma típico de 0.12 m para la unidad de 12 pulgadas, dando

$$S_D = 4.5 \times 10^{-2} \text{ m}^2.$$

Para el volumen de desplazamiento necesario de  $340 \text{ cm}^3$ , el desplazamiento máximo lineal debe ser

$$x_{max} = V_D/S_D = 7.5 \times 10^{-3} \text{ m} = 7.5 \text{ mm (0.3 in)}.$$

El "tiro" total necesario es entonces 15 mm que es realizable en una unidad de 12 pulgadas. En comparación, el mismo volumen de desplazamiento necesita un tiro de 22 mm para una unidad de 10 pulgadas ó 9.6 mm para una unidad de 15 pulgadas.

Continuando con el diseño de 12 pulgadas,

$$S_D^2 = 2.0 \times 10^{-3} \text{ m}^4.$$

La compliancia mecánica y masa necesarias serán, de (105) y (106),

$$C_{MS} = 9.9 \times 10^{-4} \text{ m/N},$$

$$M_{MS} = 97 \text{ g}.$$

$M_{MS}$  es la masa móvil total incluyendo las cargas del aire.

Asumiendo que la carga de aire frontal es equivalente a la de un baffle infinito, y que el diafragma ocupa un tercio del área en el frente del gabinete, la masa de la bobina móvil y el diafragma solos es

$$M_{MD} = M_{MS} - (3.14a^3 + 0.65\pi\rho_0 a^3) = 87 \text{ g}.$$

La amortiguación magnética debe ser, de (108),

$$B^2 l^2 / R_E = 30 \text{ N} \cdot \text{s/m (MKS, CHMS MECANICOS)}$$

Para una impedancia nominal de 8 ohms,  $R_E$  es típicamente de 6.5 ohms. El producto  $Bl$  necesario para la unidad es

$$Bl = 14 \text{ T} \cdot \text{m}$$

que debe mantenerse con buena linealidad sobre el tiro de la bobina móvil de 15 mm. La bobina móvil también deberá ser capaz de disipar 22.5 W nominales de potencia de entrada (Ec. 6 capítulo anterior) sin dañarse.

### 3.11 VERIFICACION DEL DISEÑO.-

La verificación de la conformidad de una unidad prototipo diseñado de acuerdo con los métodos anteriores puede hacerse midiendo los parámetros de la unidad, descrito en el capítulo anterior. Para una unidad de suspensión de aire, no es necesario que  $f_s$ ,  $Q_{ES}$  y  $V_{AS}$  tengan exactamente los valores especificados. Lo que sí es importante es que las cantidades  $f_s^2 \times V_{AS}$  y  $f_s / Q_{ES}$ , que juntos indican la masa móvil efectiva y el acoplamiento electromagnético, deberían corresponder con las mismas combinaciones de los parámetros especificados. Entonces, si  $V_{AS}$  es

lo suficientemente grande para dar un valor satisfactorio de  $\alpha$  al sistema, el diseño de la unidad será satisfactorio.

De la misma manera, el sistema final puede verificarse midiendo sus parámetros, descritos anteriormente, y comparando éstos con las especificaciones iniciales. El comportamiento real del sistema también puede verificarse haciendo mediciones en una cámara anecoica o por medio de un método indirecto.

### 3.12 CONCLUSION.-

Las relaciones cuantitativas presentadas aquí hacen posible el diseño a bajas frecuencias de sistemas de gabinete cerrado por medio de la síntesis directa a partir de especificaciones y muestran claramente si es físicamente posible realizar un conjunto deseado de especificaciones. Son de utilidad para diseñadores de sistemas altavoz que desean obtener la mejor combinación posible de comportamiento a señal pequeña y señal grande dentro de las restricciones impuestas por un problema de diseño en particular.

Estas relaciones también deberían ser de utilidad para fabricantes de unidades altavoz, porque indican el rango de parámetros básicos de la unidad necesarios para sistemas modernos de gabinete cerrado, y el grado en que debe utilizarse el costoso material magnético para satisfacer las necesidades de señal grande y señal pequeña del sistema.

Debido a que el comportamiento a bajas frecuencias de un sistema depende de un número pequeño de parámetros del sistema fácilmente mesurables, siempre es posible especificar y verificar el comportamiento de señal pequeña a bajas frecuencias para condiciones estándar de campo libre.

## APENDICE

### FUNCIONES DE FILTRO DE SEGUNDO ORDEN

#### EXPRESIONES GENERALES.-

Las tablas de funciones de filtros normalmente solo dan los detalles de una función prototipo paso-bajas. Las formas correspondientes paso-altas ó paso-bandas se obtienen a través de transformaciones apropiadas. La forma general de una función de filtro paso-bajas de segundo orden,  $G_L(s)$ , normalizada a la unidad en la banda de paso es,

$$G_L(s) = \frac{1}{s^2 T_0^2 + a_1 s T_0 + 1}, \quad (112)$$

donde  $T_0$  es la constante de tiempo nominal del filtro, y el coeficiente  $a_1$  determina la característica del filtro. La función de filtro paso-altas correspondiente,  $G_H(s)$ , que conserva la misma constante de tiempo nominal, se obtiene a través de la transformación

$$G_H(s T_0) = G_L(1/s T_0). \quad (113)$$

Esto dá la expresión general paso-altas

$$G_H(s) = \frac{s^2 T_0^2}{s^2 T_0^2 + a_1 s T_0 + 1}. \quad (114)$$

Las Ecs. (112) y (114) tienen exactamente la misma forma que (63) y (64) para las funciones de desplazamiento y respuesta, del sistema de gabinete cerrado. Los dos conjuntos de Ecuaciones son equivalentes para

$$T_0 = T_c \quad \text{y} \quad a_1 = 1/Q_{rc}. \quad (115)$$

El estudio de la magnitud vs. frecuencia de estado permanente de las funciones de filtro para excitación senoidal se facilita utilizando las formas de magnitud al cuadrado

$$|G_L(j\omega)|^2 = \frac{1}{\omega^4 T_0^4 + A_1 \omega^2 T_0^2 + 1} \quad (116)$$

y

$$(117)$$

donde

$$|G_H(j\omega)|^2 = \frac{\omega^4 T_0^4}{\omega^4 T_0^4 + A_1 \omega^2 T_0^2 + 1}, \quad (118)$$

$$A_1 = a_1^2 - 2.$$

#### FRECUENCIA DE CORTE.-

La frecuencia de media potencia  $\omega_3 = 2\pi f_3$  de la función paso-altas se obtiene haciendo (117) igual a 1/2 y resolviendo para  $\omega$ . Utilizando (115) y (118), la frecuencia normalizada de

media potencia del sistema de gabinete cerrado está dada por

$$f_3/f_c = \left[ \frac{(1/Q_{TC}^2 - 2) + \sqrt{(1/Q_{TC}^2 - 2)^2 + 4}}{2} \right]^{1/2} \quad (119)$$

#### FRECUENCIAS DE MAXIMA AMPLITUD.-

La frecuencia de máxima amplitud, ya sea de la respuesta en frecuencia ó del desplazamiento del diafragma se encuentra derivando (116) ó (117) con respecto a la frecuencia e igualándolo a cero. Para la frecuencia normalizada de máxima respuesta, esto dá como resultado

$$f_{0max}/f_0 = \frac{1}{[1 - 1/(2Q_{TC}^2)]^{1/2}} \quad (120)$$

para  $Q_{TC} > 1/\sqrt{2}$ . Para  $Q_{TC} \leq 1/\sqrt{2}$ ,  $f_{G(max)}/f_c$  es infinito.

La frecuencia normalizada de máximo desplazamiento del diafragma es

$$f_{xmax}/f_c = [1 - 1/(2Q_{TC}^2)]^{1/2} \quad (121)$$

para  $Q_{TC} > 1/\sqrt{2}$ . Para  $Q_{TC} \leq 1/\sqrt{2}$ ,  $f_{X(max)}/f_c$  es cero.

#### MAXIMOS DE AMPLITUD.-

Sustituyendo los valores de frecuencia mencionados arriba, en las expresiones para  $|G(j\omega)|^2$  y  $|X(j\omega)|^2$  correspondientes a (116) y (117), los máximos de amplitud son

$$|G(j\omega)|_{max} = |X(j\omega)|_{max} = \left[ \frac{Q_{TC}^4}{Q_{TC}^2 - 0.25} \right]^{1/2} \quad (122)$$

para  $Q_{TC} > 1/\sqrt{2}$ , y para cualquier otro valor de  $Q_{TC}$  equivale a la unidad.

#### TIPOS DE RESPUESTA.-

El rango de alineaciones del sistema que pueden obtenerse variando  $Q_{TC}$  es muy amplio. De interés particular son las alineaciones que se dan a continuación, con breves características:

BUTTERWORTH, respuesta de amplitud máximamente plana (B2)

$$Q_{TC} = 1/\sqrt{2} = 0.707, f_3/f_0 = 1.000$$

BESSEL, respuesta de tiempo de propagación de grupo maximamente plana (BL2)

$$Q_{TC} = 1/\sqrt{3} = 0.577, f_3/f_0 = 1.272$$

Respuesta "CRITICAMENTE AMORTIGUADA".

$$Q_{TC} = 0.500, f_3/f_0 = 1.554$$

CHEBYSHEV, respuesta de rizo constante (C2)

Las otras propiedades están dadas por  $Q_{T0} > 1/\sqrt{2}$ , (119) - (122). Una alineación muy popular de éste tipo es

$$Q_{T0} = 1.000, f_3/f_c = 0.786, \\ |G(j\omega)|_{\max} = |X(j\omega)|_{\max} = 1.155 \text{ ó } 1.25 \text{ dB.}$$

## CAPITULO IV

## SISTEMAS ALTAVOZ DE GABINETE VENTILADO

## LISTA DE SIMBOLOS IMPORTANTES.-

- $f_B$  Frecuencia de resonancia del gabinete ventilado
- $f_H$  Frecuencia de la cresta de impedancia superior de la bobina móvil
- $f_L$  Frecuencia de la cresta de impedancia inferior de la bobina móvil
- $f_M$  Frecuencia del mínimo de impedancia de la bobina móvil, entre  $f_L$  y  $f_H$ .
- $f_S$  Frecuencia de resonancia de la unidad
- $f_{S\beta}$  Frecuencia de resonancia de la unidad montada en el gabinete
- $f_3$  Frecuencia de media potencia (-3 dB) de la respuesta del sistema altavoz
- $G(s)$  Función de respuesta
- $h$  Relación de sintonía del sistema  $= f_B / f_S$
- $K_P$  Constante de potencia nominal
- $K_\eta$  Constante de eficiencia
- $P_{AR}$  Potencia acústica nominal limitada por desplazamiento
- $P_{ER}$  Potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento
- $P_{E(max)}$  Máxima potencia de entrada limitada por desplazamiento
- $Q_A$  Q del gabinete a  $f_B$ , consecuencia de todas las pérdidas por absorción
- $Q_B$  Q total del gabinete a  $f_B$ , consecuencia de todas las pérdidas del gabinete y de la puerta
- $Q_L$  Q del gabinete a  $f_B$ , consecuencia de las pérdidas por fugas
- $Q_F$  Q del gabinete a  $f_B$ , consecuencia de las pérdidas por fricción en la puerta
- $Q_{ES}$  Q de la unidad a  $f_S$ , considerando solamente la resistencia

eléctrica  $R_E$

- $Q_{MS}$   $Q$  de la unidad a  $f_S$ , considerando solamente las pérdidas no eléctricas de la unidad
- $Q_{TS}$   $Q$  total de la unidad a  $f_S$ , consecuencia de todas las resistencias de la unidad
- $Q_T$   $Q$  total de la unidad a  $f_S$ , consecuencia de todas las resistencias del sistema
- $R_E$  Resistencia a C.D. de la bobina móvil
- $V_{AS}$  Volumen de aire que tiene la misma compliancia acústica que la suspensión de la unidad
- $V_B$  Volumen interno neto del gabinete
- $V_D$  Volumen de desplazamiento máximo del diafragma de la unidad
- $x_{max}$  Desplazamiento lineal máximo del diafragma de la unidad
- $X(s)$  Función de desplazamiento
- $\alpha$  Relación de compliancia del sistema,  $=V_{AS}/V_B$
- $\eta_0$  Eficiencia de referencia

#### 4.1 INTRODUCCION.-

El sistema altavoz de gabinete ventilado es un sistema de radiación directa que utiliza un gabinete con dos orificios. Un orificio aloja a la unidad. El otro, llamado puerta ó ventila permite que el aire se mueva hacia adentro y hacia afuera del gabinete respondiendo a las variaciones de presión dentro del gabinete.

La puerta puede hacerse como un simple orificio en la pared del gabinete ó como un túnel o ducto que se extiende hacia adentro desde el orificio. En cualquier caso, el comportamiento del aire en la puerta es reactivo, ésto es, se comporta como una masa inercial. A bajas frecuencias, el movimiento del aire en la puerta contribuye sustancialmente a la velocidad de volumen total que atraviesa los límites del gabinete y por lo tanto a la salida del sistema.

Las relaciones analíticas desarrolladas aquí muestran que las importantes características de comportamiento de los sistemas de gabinete ventilado dependen directamente de un número básico de parámetros del sistema que son fácilmente mesurables. Así, el fijar y especificar el comportamiento a bajas frecuencias de tales sistemas son labores relativamente sencillas.

En el análisis de señal pequeña y señal grande se muestra que



éstas relaciones analíticas imponen limitaciones cuantitativas e indican el grado en que las importantes características de comportamiento puedan intercambiarse. Luego, éstas relaciones conducen a un método de síntesis, (diseño del sistema) que es libre de procedimientos por prueba y error. Este método comienza con las características de comportamiento deseadas, las verifica para que puedan realizarse y da como resultado la especificación completa de las componentes necesarias del sistema.

## ANÁLISIS DE SEÑAL PEQUEÑA

### 4.2 ANÁLISIS BÁSICO.-

El circuito acústico análogo de tipo impedancia de un sistema altavoz de gabinete ventilado se presenta en la Fig. 1.

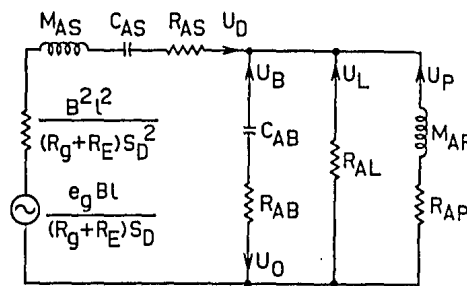


Figura 1.- Circuito acústico análogo del sistema altavoz de gabinete ventilado

Este circuito se deriva del circuito generalizado para un sistema altavoz de radiación directa, corto-circuitando el elemento de la compliancia de la puerta. En la Fig. 1, los símbolos se definen como sigue:

- $e_g$  Voltaje de salida a circuito abierto de la fuente ó amplificador
- $B$  Densidad de flujo magnético en el entrehierro de la unidad
- $l$  Longitud del conductor de la bobina móvil inmerso en el campo magnético del entrehierro
- $S_D$  Area de la superficie efectiva proyectada por el diafragma de la unidad

- $R_g$  Resistencia de salida de la fuente o amplificador
- $R_E$  Resistencia de la bobina móvil a C.D.
- $C_{AS}$  Compliancia acústica de la suspensión de la unidad
- $M_{AS}$  Masa acústica del ensamble de diafragma incluyendo la bobina móvil y la carga del aire
- $R_{AS}$  Resistencia acústica de las pérdidas en la suspensión de la unidad
- $C_{AB}$  Compliancia acústica del aire en el gabinete
- $R_{AB}$  Resistencia acústica de las pérdidas del gabinete causadas por la absorción interna de energía
- $R_{AL}$  Resistencia acústica de las pérdidas del gabinete causadas por fugas
- $M_{AP}$  Masa acústica de la ventila ó puerta incluyendo la carga del aire
- $R_{AP}$  Resistencia acústica de las pérdidas en la ventila ó puerta
- $U_D$  Velocidad de volumen del diafragma de la unidad
- $U_P$  Velocidad de volumen de la puerta ó ventila
- $U_L$  Velocidad de volumen de las fugas en el gabinete
- $U_B$  Velocidad de volumen que entra al gabinete
- $U_O$  Velocidad de volumen total que sale de los límites del gabinete

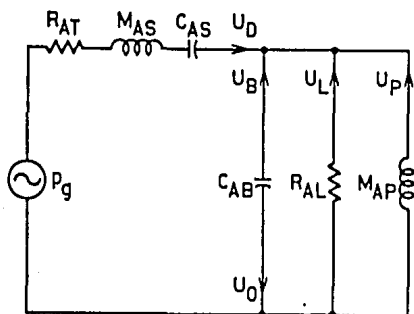


Figura 2.- Circuito acústico análogo del sistema altavoz de gabinete ventilado.

Este circuito puede simplificarse al de la Fig. 2 combinando las resistencias en serie de la rama que representa a la unidad para formar una sola resistencia acústica  $R_{AT}$ , en donde

$$R_{AT} = R_{AS} + \frac{B^2 l^2}{(R_g + R_E) S_D^2} \quad (123)$$

y definiendo

$$P_g = \frac{c_g B l}{(R_g + R_E) S_D} \quad (124)$$

Como el valor del generador de presión acústica (Thevenin) a la izquierda del circuito. Finalmente,  $R_{AS}$  y  $R_{AF}$  se desprecian porque como se describe en la siguiente sección, sus efectos normalmente pueden tomarse en cuenta por medio de un ajuste apropiado del valor de  $R_{AL}$ .

El circuito eléctrico equivalente del sistema de gabinete ventilado se forma tomando el dual de la Fig. 1 y convirtiendo todos los elementos a sus equivalentes eléctricos por medio de

$$Z_E = B^2 l^2 / (Z_A S_D^2) \quad (125)$$

donde  $Z_A$  es la impedancia de un elemento en el circuito análogo acústico de tipo impedancia y  $Z_E$  es la impedancia del elemento correspondiente en el circuito eléctrico equivalente. Un circuito eléctrico equivalente simplificado, correspondiente a la Fig. 2 se muestra en la Fig. 3

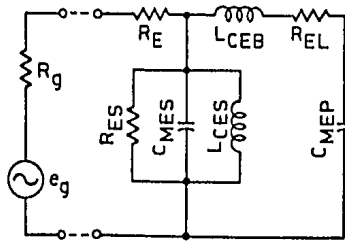


Figura 3.- Circuito eléctrico equivalente simplificado de un sistema altavoz de gabinete ventilado.

En éste circuito,

$C_{MES}$  corresponde a la masa de la unidad  $M_{AS}$

$L_{CES}$  corresponde a la compliancia de la suspensión de la unidad  $C_{AS}$

$R_{ES}$  corresponde a la resistancia de la suspensión de la unidad  $R_{AS}$

$L_{CEB}$  corresponde a la compliancia del gabinete  $C_{AB}$

$R_{EL}$  corresponde a la resistancia de las fugas del gabinete  $R_{AL}$

$C_{MEP}$  corresponde a la masa de la puerta  $M_{AP}$ .

Los circuitos presentados arriba son válidos solamente para frecuencias dentro del rango de pistón de la unidad del sistema; se asume que los valores de los elementos son independientes de la frecuencia dentro de éste rango.

Los efectos de inductancia de la bobina móvil y carga de la resistancia de radiación se desprecian. El efecto de la interacción acústica entre el diafragma y la puerta también se desprecia. Se darán las razones para ésto después.

El análisis del sistema y la interpretación de las funciones que lo describen son simplificados definiendo cierto numero de parámetros del sistema y de las componentes. Para el gabinete, éstos son

$$T_D^2 = 1/\omega_B^2 = C_{AB}M_{AP} = C_{MEP}L_{CEB} \quad (126)$$

$$Q_L = \omega_B C_{AB} R_{AL} = 1/(\omega_B C_{MEP} R_{EL}). \quad (127)$$

Puede observarse de las figs. 2 y 3 que  $\omega_B = 2\pi f_B$  es la frecuencia del circuito gabinete-puerta, y que  $Q_L$  representa la  $Q$  de éste circuito resonante a  $\omega_B$  consecuencia de las pérdidas por fugas.

De la misma manera, la unidad del sistema se describe por medio de los parámetros introducidos en el análisis de sistemas altavoz de radiación directa, éstos son

$$T_B^2 = 1/\omega_S^2 = C_{AS}M_{AS} = C_{MES}L_{CES} \quad (128)$$

$$Q_{MS} = \omega_S C_{MES} R_{ES} = 1/(\omega_S C_{AS} R_{AS}) \quad (129)$$

$$Q_{ES} = \omega_S C_{MES} R_E = \omega_S R_E M_{AS} S_D^2 / (B^2 l^2) \quad (130)$$

$$V_{AS} = \rho_0 c^2 C_{AS}. \quad (131)$$

En la Ec. (131)  $\rho_0$  es la densidad del aire (1.18 kg/m<sup>3</sup>) y  $c$  es la velocidad del sonido en el aire (345 m/s). Aquí se asume que los valores para los primeros tres parámetros corresponden a la unidad cuando la masa de la carga del aire del diafragma es aquella para la unidad montada en el gabinete del sistema.

La interacción entre la fuente, la unidad y el gabinete dan lugar a más parámetros del sistema. Estos son la relación de compliancia del sistema  $\alpha$ , dado por

$$\alpha = C_{AS}/C_{AB} = L_{CES}/L_{CEB} \quad (132)$$

la relación de sintonía del sistema  $h$ , dado por

$$h = f_B/l_S = \omega_B/\omega_S = T_S/T_B \quad (133)$$

y la  $Q$  total de la unidad conectada a la fuente  $Q_T$ , dado por

$$Q_T = 1/(\omega_S C_{AS} R_{AT}). \quad (134)$$

Siguiendo el método de análisis del capítulo II, el análisis de los circuitos de las figs. 2 y 3 y la sustitución de los parámetros definidos arriba da como resultado la función de respuesta del sistema

$$G(s) = \frac{s^4 T_B^2 T_S^2}{s^4 T_B^2 T_S^2 + s^3 (T_B^2 T_S / Q_T + T_B T_S^2 / Q_L) + s^2 [(a+1) T_B^2 + T_B T_S / Q_L Q_T + T_S^2] + s (T_B / Q_L + T_S / Q_T) + 1} \quad (135)$$

donde  $s = \sigma + j\omega$  es la variable de frecuencia compleja; la función de desplazamiento del diafragma

$$X(s) = \frac{s^2 T_B^2 + s T_B / Q_L + 1}{D(s)} \quad (136)$$

en donde  $D(s)$  es el denominador de (135); la constante de desplazamiento

$$k_s = 1 \quad (137)$$

y la función de impedancia de la bobina móvil

$$Z_{VC}(s) = R_E + R_{ES} \frac{s(T_S/Q_{MS})(s^2 T_B^2 + s T_B / Q_L + 1)}{D'(s)} \quad (138)$$

en donde  $D'(s)$  es el denominador de la Ec. (135) pero con  $Q_T$ , en donde aparezca, reemplazado por  $Q_{MS}$ .

#### 4.3 PERDIDAS EN EL GABINETE.-

En cualquier sistema altavoz de gabinete ventilado, se presentan tres tipos de pérdidas en el gabinete: pérdidas por absorción, pérdidas por fugas, y pérdidas en la puerta. Estas pérdidas corresponden a las resistencias  $R_{AB}$ ,  $R_{AL}$  y  $R_{AP}$  en la Fig. 1. La magnitud de cada una de éstas pérdidas puede establecerse definiendo un valor de  $Q$  para el circuito resonante gabinete-puerta a la frecuencia  $f_B$ , considerando cada pérdida una a la vez. Así, para las pérdidas por fugas,

$$Q_L = \omega_B C_{AB} R_{AL} \quad (127)$$

para las pérdidas por absorción,

$$Q_A = 1/(\omega_B C_{AB} R_{AB}) \quad (139)$$

y para las pérdidas en la puerta

$$Q_P = 1/(\omega_B C_{AB} R_{AP}). \quad (140)$$

La  $Q$  total del circuito gabinete-puerta a  $f_B$ , se define como  $Q_B$ , en donde

$$1/Q_B = 1/Q_L + 1/Q_A + 1/Q_P. \quad (141)$$

Esta es la  $Q_B$  que se mide en un sistema práctico. El procedimiento será descrito después. Solamente se tratarán aquí aquellos sistemas en que las pérdidas del gabinete se mantienen a un mínimo.

El poder evaluar la contribución de las pérdidas del gabinete al comportamiento del sistema necesita de respuestas significativas para dos preguntas. Primero, cuál es el efecto de cada tipo de pérdida sobre el comportamiento del sistema? Segundo, cuáles son las magnitudes típicas de los tres tipos de pérdidas en un gabinete real?

La respuesta de la primera pregunta ha sido obtenida construyendo el circuito análogo del sistema de gabinete ventilado y observando el cambio en la respuesta según se le va agregando a un gabinete "sin pérdidas" las pérdidas por absorción, por fugas y debida a la puerta en forma individual, para un valor dado de  $Q$ .

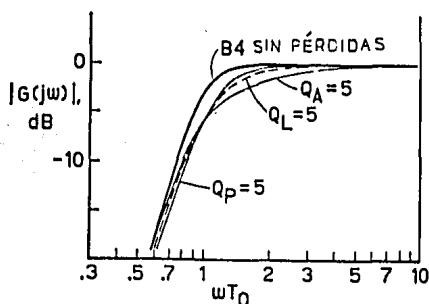


Figura 4.- Efecto de las pérdidas en el circuito del gabinete sobre la respuesta de un sistema altavoz de gabinete ventilado con alineación B4.

Los resultados para la alineación Butterworth de cuarto orden (B4) se muestran en la Fig. 4 para valores de  $Q=5$ . La máxima pérdida en la respuesta ocurre a  $f_B$ , y para una aproximación muy cercana, depende solamente de  $Q_B$  y no de la naturaleza de la pérdida o pérdidas presentes. Arriba de  $f_B$ , las pérdidas por absorción tienen el mayor efecto y las pérdidas en la puerta el menor efecto sobre la respuesta; mientras que debajo de  $f_B$  los efectos relativos se invierten. El efecto de las pérdidas por fugas es algo intermedio por arriba como por abajo de  $f_B$ . Los efectos relativos son los mismos para otras alineaciones, excepto que la pérdida en la respuesta para un valor dado de  $Q_B$  es mayor para alineaciones que tienen una relación de compliancia más baja, y menor para alineaciones con una mayor relación de compliancia.

La segunda pregunta ha causado problemas a muchos autores porque las pérdidas medidas tienden a ser mas altas que los valores calculados por la teoría.

Es posible determinar la magnitud de cada tipo de pérdida en sistemas reales, efectuando un procedimiento de medición. A partir de mediciones efectuadas sobre varios sistemas comerciales y experimentales, se encontró lo siguiente.

1) Las pérdidas en puertas no obstruidas generalmente son iguales ó un poco mayores que los valores calculados por medio de la teoría de viscosidad. Valores típicos de  $Q_p$  para puertas no obstruidas están en el rango de 50-100. Si la puerta está obstruida por tela ó materiales de revestimiento, el valor de  $Q_p$  puede bajar considerablemente, pero con precaución razonable en el diseño no debe caer por debajo de 20.

2) Las pérdidas por absorción en gabinetes no revestidos son bastante pequeñas, dando valores de  $Q_A$  de 100 ó más. Los materiales de revestimiento típicos colocados en las paredes del

gabinete donde la velocidad de las partículas del aire es baja no extraen mucha energía, pero pueden reducir  $Q_A$  a un rango de 30-80. Los revestimientos muy gruesos ó las particiones de amortiguación reducen el valor de  $Q_A$  aún más.

3) Las pérdidas por fugas generalmente son las más relevantes, dando valores de  $Q_L$  entre 5 y 20.

El último resultado es sorprendente, porque los gabinetes probados estaban bien contruidos y por lo tanto no aparentaban tener fugas. De hecho, algunas de las fugas más serias se encontraron en la unidad altavoz. Estas fugas fueron causadas por un mal sellado entre la unidad y el gabinete y/o fugas de aire por un cubrepolvos poroso, a través de la bobina móvil. Sin embargo, los pocos sistemas que tenían cubrepolvos sólidos y sellados perfectos aun tenían las pérdidas por fugas bastante apreciables.

La confianza en el método de medición, basado en su habilidad de detectar con razonable exactitud la introducción intencional de pequeñas pérdidas adicionales en el gabinete, conduce a la conclusión de que la fuga medida en sistemas aparentemente sin fugas no es un error de medición, sino una indicación de que las pérdidas en el gabinete del sistema no son constantes con respecto a la frecuencia, como se asumió en el método de medición (Apendice 3).

Finalmente, y no sorprendentemente en vista de la Fig. 4, se ha mostrado que valores aproximadamente iguales de  $Q_A$  y  $Q_P$  dentro del rango de valores normalmente medidos en gabinetes reales tienen un efecto combinado sobre la respuesta del sistema que es efectivamente indistinguible del mismo valor total de  $Q_L$ .

Los hallazgos anteriores conducen a la conclusión que aún en donde la fuga no es predominante, las pérdidas presentes en un sistema de gabinete ventilado normal pueden aproximarse adecuadamente, para propósitos de evaluación o diseño, por medio de una sola resistencia de fuga invariable con la frecuencia. El valor de ésta resistencia de fuga equivalente es tal que el valor correspondiente de  $Q_L$  es igual a la  $Q_g$  total que se midiese en el sistema real. Esta aproximación se refleja en las figs. 2 y 3 y en las funciones que describen al sistema, Ecs. (135), (136) y (138).

## 4.4 RESPUESTA

### 4.4.1 FUNCION DE RESPUESTA.-

La función de respuesta del sistema de gabinete ventilado está dada por la Ec. (135). Esta es una función de filtro paso-altas de cuarto orden (corte a 24 dB por octava) que puede expresarse en la forma general



$$G(s) = \frac{s^4 T_0^4}{s^4 T_0^4 + a_1 s^3 T_0^3 + a_2 s^2 T_0^2 + a_3 s T_0 + 1} \quad (142)$$

donde  $T_0$  es la constante de tiempo nominal del filtro y  $a_1$ ,  $a_2$ , y  $a_3$  son coeficientes que determinan el comportamiento de la respuesta del filtro.

El comportamiento de la Ec. (135) puede evaluarse estudiando la Ec. (142) y después utilizando las relaciones que hacen idénticos a los términos correspondientes de las dos Ecuaciones. Utilizando la Ec. (133), éstos son

$$T_0 = (T_B T_g)^{1/2} = T_g / h^{1/2} \quad (143)$$

$$a_1 = \frac{Q_L + h Q_T}{h^{1/2} Q_L Q_T} \quad (144)$$

$$a_2 = \frac{h + (a + 1 + h^2) Q_L Q_T}{h Q_L Q_T} \quad (145)$$

$$a_3 = \frac{h Q_L + Q_T}{h^{1/2} Q_L Q_T} \quad (146)$$

#### 4.4.2 RESPUESTA EN FRECUENCIA

##### 4.4.2.1 ALINEACION.-

La respuesta de frecuencia  $|G(j\omega)|$  de la Ec. (142) se examina en el Apéndice 1. Los datos para los coeficientes se dan para una variedad de características de respuesta útiles que podrán utilizarse para alinear el sistema de gabinete ventilado.

Los tres tipos de alineaciones más útiles son: la alineación Butterworth de cuarto orden máximamente plana (B4), la alineación Chebyshev de cuarto orden con rizo constante (C4) y la alineación que ha sido nombrada "Butterworth cuasi tercer orden" (QB3). Existen otras alineaciones, aunque éstas ofrecen un uso menos efectivo del volumen del gabinete en relación con la eficiencia y la frecuencia de corte obtenidas, esto es, resulta en un valor más bajo de la constante de eficiencia.

Las dos alineaciones C4 y QB3 ofrecen un amplio rango de características de respuesta realizables, con propiedades que cambian gradualmente. También, como un caso límite, ambas coinciden con la alineación única B4, de tal manera que es matemáticamente posible una gama continua de alineaciones.

Algunas de éstas alineaciones se ilustran en la Fig. 5. La escala está normalizada a la constante de tiempo nominal de la alineación B4; las otras curvas están graficadas a la misma escala, pero desplazadas horizontalmente para mayor claridad. Las alineaciones C4 se especifican aquí por el valor de  $k$  definido en el Apéndice 1. Las alineaciones QB3 se especifican por el valor de  $B$  definido en el Apéndice 1.

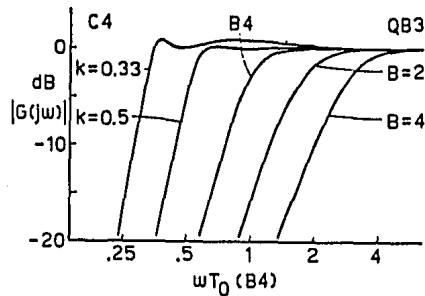


Figura 5.- Curvas de respuesta normalizadas para la alineación B4 y para algunas alineaciones escogidas de tipo C4 y QB3.

La inspección de las Ecs. (143-146) revela que las cuatro variables matemáticas necesarias para especificar una cierta alineación,  $T_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ , y  $a_3$ , se relacionan con cinco variables independientes del sistema (ó parámetros),  $T_s$ ,  $h$ ,  $\alpha$ ,  $Q_L$ , y  $Q_T$ . Esto quiere decir que la especificación de una alineación en particular no corresponde a un conjunto único de parámetros del sistema pero puede obtenerse de varias maneras. Para cualquier alineación dada, un parámetro puede definirse arbitrariamente (dentro de los límites en que pueda realizarse) y los demás podrán ser calculados.

Un entendimiento básico del comportamiento del sistema de gabinete ventilado se obtiene rápidamente si se ignoran las pérdidas del gabinete, ésto es,  $Q_L$  se hace infinito. En éste caso, las Ecs. (144-146) se simplifican y todas las alineaciones se hacen únicas en términos de los parámetros del sistema.

La Fig. 6 es una carta de alineación para sistemas con gabinetes sin pérdidas basada en las alineaciones C4, B4, y QB3. La relación de compliancia se escoge como la variable independiente primordial y está graficada como la abscisa de la Figura. Los valores correspondientes de  $k$  y  $B$  que especifican las alineaciones C4 y QB3 también se dan en la Figura. Debido a que cada alineación es única, cada valor de  $\alpha$  corresponde a una alineación en particular y necesita de valores específicos para los otros parámetros del sistema con tal de obtener la respuesta correcta. Así, la Figura dá los valores de  $Q_T$  y la relación de sintonía  $h=f_B/f_s$  necesario para cada valor de  $\alpha$ , así como la frecuencia normalizada de corte  $f_3/f_s$  a la cual la respuesta se encuentra 3 dB debajo de su valor asintótico de alta frecuencia.

#### 4.4.2.2 ALINEACION INCORRECTA.-

El efecto de un parámetro incorrectamente ajustado, sobre la respuesta en frecuencia de un sistema de gabinete ventilado se observa en las figuras 7 y 8.

La Fig. 7 muestra la variación producida en la respuesta de un sistema sin pérdidas alineada para una respuesta B4, haciendo cambios en el valor de  $Q_T$  de  $\pm 20\%$ ,  $-50\%$ , y  $+100\%$ . Esto concuerda exactamente con una investigación anterior que indica que la respuesta a las frecuencias  $f_L$  y  $f_H$  de las crestas de impedancia de la bobina móvil es directamente proporcional a  $Q_T$ , mientras que la respuesta a  $f_B$  es independiente de  $Q_T$ .

La Fig. 8 muestra las variaciones producidas en la misma alineación haciendo una mala sintonización (cambiando el valor de  $h$ ) con un desvío de  $\pm 20\%$  y  $\pm 50\%$ .

Ocurren efectos similares con otras alineaciones. No es difícil ver porqué se dice que un gabinete ventilado es una "caja de retumbos", cuando uno se da cuenta de que los valores necesarios de  $Q_T$  son mucho más bajos que los valores proporcionados por la mayoría de los woofers.

#### 4.4.2.3 ALINEACION CON PERDIDAS EN EL GABINETE.-

Utilizando la aproximación de  $Q_B$  para determinar las pérdidas, las relaciones de parámetros necesarios para dar una cierta respuesta en presencia de pérdidas en el gabinete pueden calcularse como se describe en el Apéndice 1. En comparación con las alineaciones sin pérdidas, una característica de respuesta con pérdidas necesita un valor mayor de  $Q_T$  y un valor menor de  $\alpha$ .

Las cartas de alineación para las respuestas C4, B4, y QB3 se presentan en las figs. 9-13 para sistemas con pérdidas en el gabinete correspondientes a  $Q_L$  de 20, 10, 7, 5 y 3 respectivamente. Estos valores son representativos de gabinetes reales, para los cuales los valores de  $Q_B$  más comúnmente medidos están en el rango de 5-10.

#### 4.4.3 RESPUESTA TRANSITORIA.-

Keibs propuso soluciones de alineación para lo que él consideró ser la respuesta transitoria óptima de un filtro de cuarto orden. Las respuestas a escalón de varias alineaciones de filtros paso-altas de cuarto orden se ilustran en la Fig. 14. Las alineaciones abarcan desde tipos Chebyshev hasta "sub-Chebyshev" e

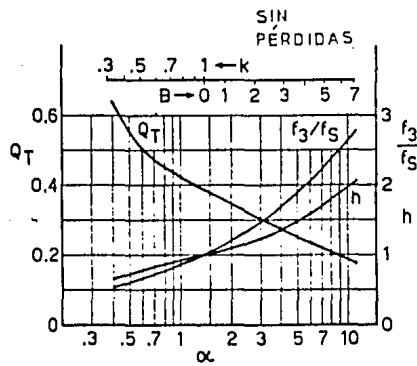


FIG. 6.- Carta de alineación para sistemas de gabinete ventilado sin pérdidas.

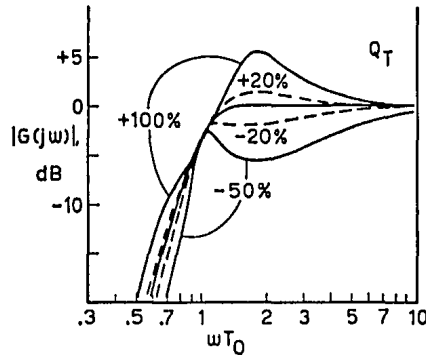


FIG. 7.- Variación en la respuesta a la frecuencia para un sistema de gabinete ventilado con alineación B4, sin pérdidas, para  $Q$  mal alineado.

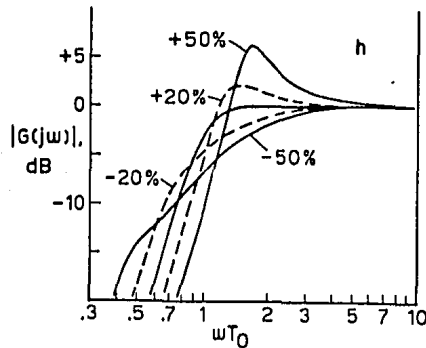


FIG. 8.- Variación en la respuesta a la frecuencia para un sistema altavoz de gabinete ventilado con alineación B4 sin pérdidas, con "h" mal alineado.

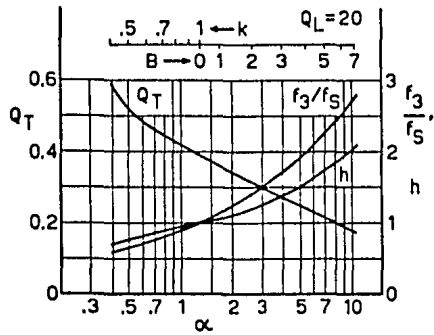


FIG. 9.- Carta de alineación para sistemas de gabinete ventilado con  $Q_B = Q_L = 20$ .

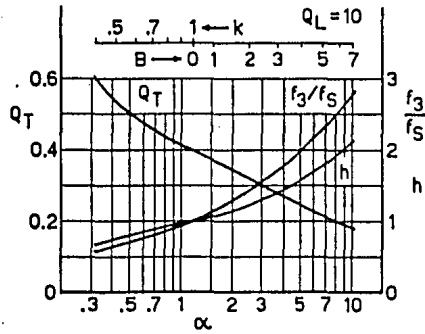


FIG. 10.- Carta de alineación para sistemas altavoz de gabinete ventilado con  $Q_B = Q_L = 10$ .

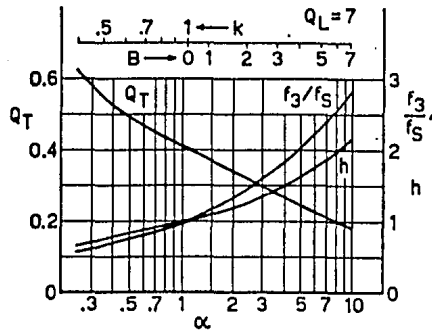


FIG. 11.- Carta de alineación para sistemas de gabinete ventilado con  $Q_B = Q_L = 7$ .

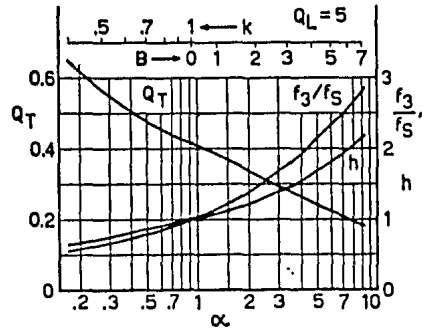


FIG. 12.- Carta de alineación para sistemas de gabinete ventilado con  $Q_B = Q_L = 5$ .

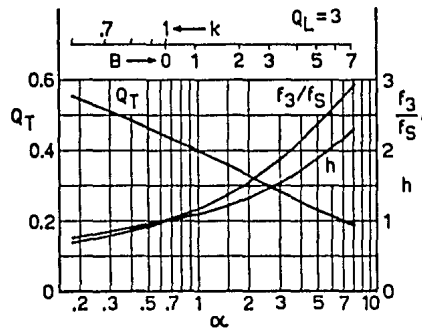


FIG. 13.- Carta de alineación para sistemas de gabinete ventilado con  $Q_B = Q_L = 3$ .

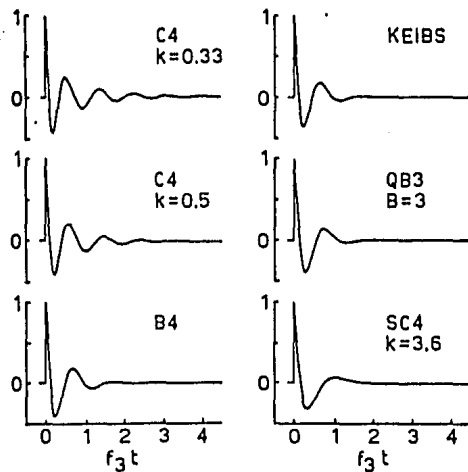


FIG. 14.- Respuesta a escalón normalizado para el sistema altavoz de gabinete ventilado.

incluyen la alineación recomendada por Keibs.

Si la respuesta transitoria se considera importante, entonces parecería que las alineaciones QB3 serán preferidas sobre las alineaciones B4 y C4. Las alineaciones SC4 (Apendice 1) ofrecen un mejoramiento en la respuesta transitoria pero tienen una respuesta a la frecuencia menos atractiva.

## 4.5 EFICIENCIA

### 4.5.1 EFICIENCIA DE REFERENCIA.-

La eficiencia de referencia en el rango de pistón de un sistema altavoz de gabinete ventilado es la eficiencia de referencia de la unidad del sistema cuando la masa total de la carga del aire visto por el diafragma de la unidad es la misma que aquella impuesta por el gabinete. Así, si los parámetros se miden ó se ajustan para corresponder con esta condición, la eficiencia de referencia del sistema  $\eta_0$ , es

$$\eta_0 = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{f_s^3 V_{AS}}{Q_{ES}} \quad (147)$$

Para unidades en el SI, el valor de la parte constante es  $9.64 \times 10^{-7}$ .

### 4.5.2 FACTORES DE EFICIENCIA.-

La Ec. (147) puede escribirse como

$$\eta_0 = k_\eta f_s^3 V_B \quad (148)$$

donde  $f_s$  es la frecuencia de corte (media potencia ó -3 dB) del sistema,  $V_B$  es el volumen interno neto del gabinete del sistema, y  $k_\eta$  es una constante de eficiencia dada por

$$k_\eta = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{V_{AS}}{V_B} \cdot \frac{f_s^3}{f_s^3} \cdot \frac{1}{Q_{ES}} \quad (149)$$

La constante de eficiencia  $k_\eta$  puede separarse en dos factores,  $k_{\eta(Q)}$  relacionado con las pérdidas en la unidad y  $k_{\eta(G)}$  relacionado con la característica de respuesta y las pérdidas en el gabinete. Así,

$$k_\eta = k_{\eta(Q)} k_{\eta(G)} \quad (150)$$

donde

$$k_{\eta(Q)} = Q_T / Q_{ES} \quad (151)$$

$$k_{\eta(G)} = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{V_{AS}}{V_B} \cdot \frac{f_s^3}{f_s^3} \cdot \frac{1}{Q_T} \quad (152)$$



#### 4.5.3 FACTOR DE PERDIDAS EN LA UNIDAD.-

El valor de  $Q_T$  para sistemas utilizados con amplificadores modernos de alto factor de amortiguación ( $R_q=0$ ) es igual a  $Q_{TS}$ , donde

$$Q_{TS} = \frac{Q_{ES}Q_{MS}}{Q_{ES} + Q_{MS}} \quad (153)$$

Así, la Ec. (151) se reduce a

$$k_{\eta(Q)} = Q_{TS}/Q_{ES} = 1 - Q_{TS}/Q_{MS} \quad (154)$$

Esta expresión tiene un valor máximo al que se llega solamente cuando las pérdidas mecánicas en la unidad son despreciables ( $Q_{MS}$  infinito) y toda la amortiguación necesaria se provee a través de acoplamiento electromagnético ( $Q_{ES}=Q_{TS}$ ).

El valor de  $k_{\eta(Q)}$  para unidades típicas de sistemas de gabinete ventilado está en el rango de 0.8-0.95.

#### 4.5.4 FACTOR DE RESPUESTA DEL SISTEMA.-

Normalmente, los gabinetes ventilados solamente contienen una pequeña cantidad de material de amortiguación, utilizada como revestimiento. Bajo estas condiciones

$$C_{AB} = V_B/\rho_0 c^2 \quad (155)$$

y, utilizando las Ecs. (131) y (132), la Ec. (152) puede escribirse en términos de los parámetros del sistema como

$$k_{\eta(Q)} = \frac{4\pi^2}{c^3} \cdot \frac{a}{Q_T(f_3/f_5)^3} \quad (156)$$

Las relaciones entre  $\alpha$ ,  $Q_T$ , y  $f_3/f_5$  para las alineaciones C4-B4-QB3 ya han sido calculadas y graficadas en las figs. 6 y 9-13. Así, el valor de  $k_{\eta(Q)}$  para cualquiera de estas alineaciones también puede ser calculado.

La Figura 15 es una grafica del valor de  $k_{\eta(Q)}$  como una función de  $\alpha$  para tres valores de  $Q_L$ . Como una referencia, el punto de la alineación B4 está indicada en cada curva por medio de una rayita vertical.

Es evidente que las pérdidas del gabinete reducen considerablemente el valor de  $k_{\eta(Q)}$  para un sistema correctamente alineado. El máximo valor posible de  $k_{\eta(Q)}$  es  $3.9 \times 10^{-6}$  y ocurre cuando las pérdidas del gabinete son despreciables y la relación de compliancia del sistema se ajusta a 0.6 aproximadamente. Esto es una alineación C4 con  $k=0.5$  que tiene un rizo de 0.2 dB.

#### 4.5.5 MAXIMA EFICIENCIA DE REFERENCIA, FRECUENCIA DE CORTE, Y VOLUMEN DEL GABINETE.-

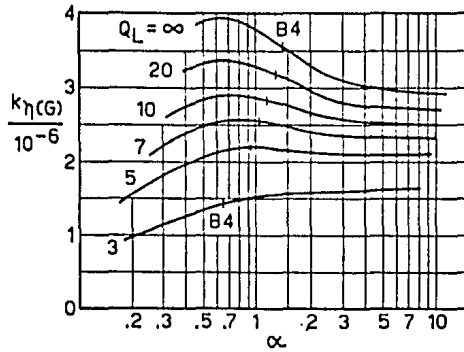


FIG. 15.- Factor de respuesta  $k\eta(G)$  de la constante de eficiencia para el sistema altavoz de gabinete ventilado en función de  $\alpha$  (relación de compliancia) para varios valores de Q del gabinete.

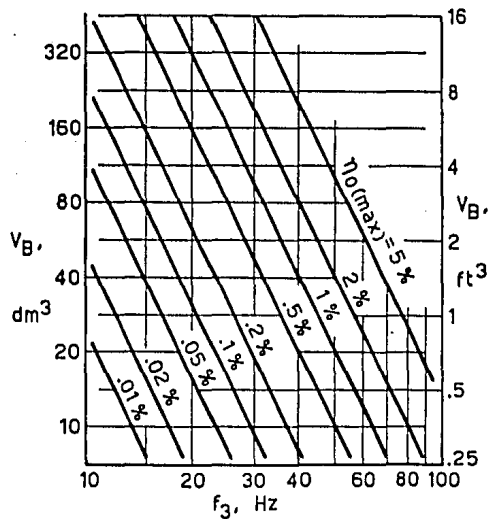


FIG. 16.- Relación entre la frecuencia de corte, el volumen del gabinete, y la máxima eficiencia de referencia para el sistema altavoz de gabinete ventilado.

Tomando los máximos valores teóricos de  $K\eta_{(Q)}$  y  $K\eta_{(G)}$ , la máxima eficiencia de referencia  $\eta_{o(max)}$  que pudo obtenerse de un sistema de gabinete ventilado sin pérdidas, para valores especificados de  $f_3$  y  $V_B$  es, de las Ecs. (148) y (150)

$$\eta_{o(max)} = 3.9 \times 10^{-6} f_3^3 V_B \quad (157)$$

con  $f_3$  en Hz y  $V_B$  en  $m^3$ . Esta relación se ilustra en la Fig. 16, con  $V_B$  (dado aquí en decímetros cúbicos  $1 dm^3 = 1 \text{ litro} = 10^{-3} m^3$ ) graficado contra  $f_3$  para varios valores de  $\eta_{o(max)}$  expresado en por ciento.

La Fig. 16 representa las limitaciones físicas de eficiencia, frecuencia de corte y volumen en el diseño de un sistema de gabinete ventilado. Un sistema práctico que tiene valores dados de  $f_3$  y  $V_B$  siempre debe tener una eficiencia de referencia real menor que el valor correspondiente de  $\eta_{o(max)}$  dado por la Fig. 16. De la misma manera, un sistema de determinada eficiencia y volumen deberá tener una frecuencia de corte mayor que la indicada por la Fig. 16, etc.

Los sistemas reales de gabinete ventilado tienen una eficiencia menor que el máximo valor dado por la Ec. (157) debido a pérdidas mecánicas en la unidad, pérdidas en el gabinete, y al uso de otras alineaciones que no rinden la máxima eficiencia para un valor dado de  $Q_L$ . La eficiencia práctica típica es de 40-50% (2-3 dB) menor que la máxima teórica, dada por la Ec. (157) ó la Fig. 16. Para la mayoría de los sistemas, los parámetros de la unidad pueden medirse y la eficiencia de referencia calcularse directamente a partir de la Ec. (147).

La limitación física impuesta por la Ec. (157) ó la Fig. 16 puede vencerse en cierta manera utilizando una asistencia al amplificador, esto es, redes que elevan la ganancia del amplificador en la región de corte del sistema. Mientras que la respuesta total del sistema es aumentada, no hay cambio en la eficiencia del gabinete-altavoz en la región de corte. El amplificador debe entregar mas potencia, y la unidad deberá disipar esta potencia.

## ANÁLISIS DE SEÑAL GRANDE

### 4.6 POTENCIAS NOMINALES LIMITADAS POR DESPLAZAMIENTO

#### 4.6.1 DESPLAZAMIENTO DEL DIAFRAGMA.-

La función de desplazamiento del sistema de gabinete ventilado dada por la Ec. (136) es una función de filtro paso-bajas que tiene un valle a  $f_B$  debido al numerador y a una pendiente de corte de 12 dB por octava a altas frecuencias. El comportamiento de esta función se examina al final del Apéndice 1.

La magnitud normalizada del desplazamiento del diafragma  $|X(j\omega)|$

está graficada en la Fig. 17 para algunas alineaciones comunes.

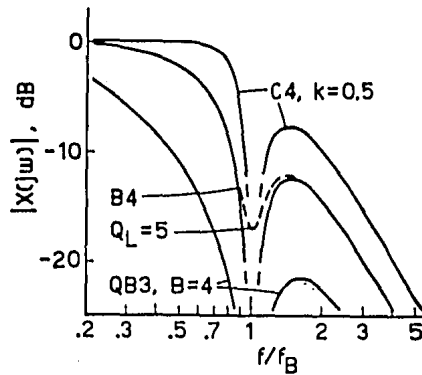


Figura 17.- Desplazamiento normalizado del diafragma de la unidad de un sistema altavoz de gabinete ventilado, en función de la frecuencia normalizada para tres alineaciones típicas.

Por comodidad, la escala de frecuencia está normalizada a  $f_B$ . Nótese que el efecto de moverse desde las alineaciones C4 hacia las alineaciones QB3 (ésto es, aumentando  $\alpha$ ) es el de reducir el desplazamiento del diafragma cerca y arriba de  $f_B$  con respecto al desplazamiento a frecuencia cero, y que el efecto principal de las pérdidas del gabinete es el de aumentar el desplazamiento cerca de  $f_B$ , ésto es, reducir lo pronunciado del valle.

#### 4.6.2 POTENCIA ACUSTICA NOMINAL.-

Asumiendo un desplazamiento lineal del diafragma a señal grande, la potencia acústica nominal limitada por desplazamiento de estado permanente  $P_{AR}$  de un sistema altavoz es

$$P_{AR} = \frac{4\pi^2 p_0}{c} \cdot \frac{f_s^4 V_D^2}{k_x^2 |X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (158)$$

donde  $|X(j\omega)|_{\max}$  es la máxima magnitud obtenida por la función de desplazamiento y  $V_D$  es el máximo volumen de desplazamiento del diafragma de la unidad, dado por

$$V_D = S_D x_{\max} \quad (159)$$

siendo  $x_{\max}$  el máximo desplazamiento lineal del diafragma, generalmente determinado por la cantidad de bobina móvil que sobresale del entrehierro.

Para el sistema de gabinete ventilado, la Ec. (137) da  $k_x=1$ . La potencia acústica nominal limitada por desplazamiento del

sistema de gabinete ventilado se vuelve

$$P_{AR(VB)} = \frac{4\pi^2\rho_0}{c} \cdot \frac{f_3^4 V_D^2}{|X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (160)$$

Para unidades en el SI, el valor de la parte constante es 0.424.

#### 4.6.3 CONSTANTE DE POTENCIA NOMINAL.-

La Ec. (160) puede escribirse de la forma

$$P_{AR(VB)} = k_p f_3^4 V_D^2 \quad (161)$$

donde  $k_p$  es una constante de potencia nominal dada por

$$k_p = \frac{4\pi^2\rho_0}{c} \cdot \frac{1}{(f_3/f_5)^4 |X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (162)$$

El valor de  $f_3/f_5$  ya está establecido para cualquier alineación dentro del rango C4-B4-QB3, pero de la Fig. 17.  $|X(j\omega)|$  tiene dos máximos. El primero ocurre fuera de la banda de paso del sistema; éste tiene un valor unitario y se encuentra a la frecuencia cero para las alineaciones QB3, B4 y C4 moderada, pero excede ligeramente la unidad y se encuentra debajo de  $f_E$  para la alineación C4 extrema. El segundo máximo ocurre dentro de la banda de paso del sistema, arriba de  $f_B$ , y siempre es más pequeño que el primero.

Por lo tanto hay dos valores posibles de  $k_p$ , uno si se permite que la señal de alimentación tenga componentes de gran amplitud a frecuencias considerablemente inferiores a la frecuencia de corte, y otro, que es sustancialmente mayor, si la señal se restringe para que todas sus componentes espectrales se encuentren dentro de la banda de paso del sistema.

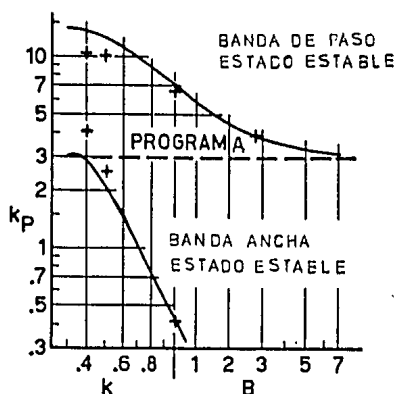


Figura 18.- Constante de potencia nominal  $k_p$  para un sistema altavoz de gabinete ventilado en función de la forma de respuesta. Las líneas sólidas son para sistemas sin pérdidas; las cruces representan sistemas con  $Q_L = 5$ .

La Fig. 18 es una grafica de los valores de  $k_p$  para cada una de las condiciones de alimentación mencionadas arriba como una función de los parámetros de alineación  $k$  y  $B$  para sistemas con gabinetes sin pérdidas. Las cruces de la Fig. 18 indican los valores de  $k_p$  para unas cuantas alineaciones selectas con  $Q_L = 5$ . El efecto de ésta relativa cantidad severa de pérdidas del gabinete sobre  $k_p$  es despreciable para las alineaciones QB3 pero se incrementa gradualmente conforme se llega a las alineaciones tipo C4 extremas. Para éstas alineaciones,  $k_p$  se reduce ligeramente para el caso de alimentación en la banda de paso, pero se incrementa un poco para el caso de alimentación de banda ancha.

#### 4.6.4 POTENCIA NOMINAL DE PROGRAMA ACUSTICO.-

En la mayoría de las aplicaciones de programa, una porción de la señal de alimentación se encuentra debajo de la banda de paso del sistema. El valor más bajo de  $k_p$  dado por la Fig. 18 resulta entonces conservativa, mientras que el valor mas alto es comparativamente optimista. Un valor verdaderamente realista de  $k_p$  para material de programa podría ser evaluado solamente si se conoce de hecho la distribución espectral de potencia de la señal de alimentación.

En la mayoría de los casos, con tal que el espectro del programa se encuentre principalmente dentro de la banda de paso del sistema, es posible obtener una potencia nominal de programa satisfactorio haciendo  $k_p$  igual a 3.0, no importando la alineación

utilizada. Esto está indicado por la línea discontinua en la Fig. 18. Se llega a éste valor de compromiso para  $k_p$  tomando en consideración los valores de  $k_p$  para la banda de paso y para la banda ancha en toda la gama de alineaciones, la relación de desplazamientos máximos para condiciones de alimentación de banda ancha y dentro de la banda de paso, y el grado en que el espectro de la señal de alimentación pueda extenderse por debajo del corte del sistema antes de que el desplazamiento exceda el máximo en la banda de paso (ver Fig. 17).

Con éste valor de  $k_p$ , la Ec. (161) se vuelve

$$P_{AR(VB)} = 3.0 f_3^4 V_D^2. \quad (163)$$

Esta relación generalmente se puede aplicar a todas las alineaciones de gabinete ventilado para las cuales se incluyen las componentes más importantes del espectro de la señal de programa dentro de la banda de paso del sistema. Cuando se conozcan precisamente las propiedades de la alineación y de la señal, se puede obtener una relación mas exacta con la ayuda de la Fig. 18 ó utilizando la Ec. (160) directamente.

#### 4.6.5 POTENCIA DE SALIDA, FRECUENCIA DE CORTE, Y VOLUMEN DE DESPLAZAMIENTO.-

La Ec. (163) se ilustra en la Fig. 19.

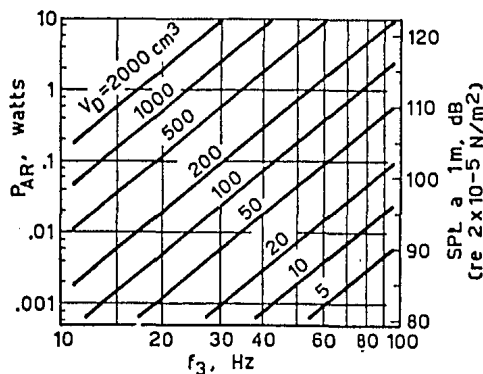


Figura 19.- Relación entre la frecuencia de corte, el volumen desplazado por la unidad, y la potencia acústica nominal, para un sistema altavoz de gabinete ventilado operado con material de programa.

$P_{AR}$  está expresada en Watts (escala izquierda) y en el equivalente de nivel de presión sonora (SPL) a 1 metro, para condiciones de radiación en un campo libre de  $2\pi sr$  (escala derecha). Esto está graficado como una función de  $f_3$  para varios

valores de  $V_D$  (nótese que  $1 \text{ cm}^3 = 10^{-3} \text{ m}^3$ ). El SPL a 1 metro dado en la escala derecha es una indicación aproximada del SPL producido en el campo reverberante de una habitación típica utilizada para escuchar música dada cierta potencia acústica radiada, indicada por la escala izquierda.

La Fig. 19 representa la limitación física aproximada de señal grande para el diseño de un sistema de gabinete ventilado. Podría utilizarse para determinar el intercambio en el comportamiento ( $P_{AR}$  vs.  $f_3$ ) para un diseño dado de bobina móvil y suspensión, ó para hallar el mínimo valor de  $V_D$  que se necesita para cumplir con una especificación dada de  $f_3$  y  $P_{AR}$ .

Las relaciones de potencia calculadas de la Ec. (163) o de la Fig. 19 solamente se aplican a material de programa "típico" que no excita fuertemente al sistema a frecuencias inferiores al corte del sistema. Para otras circunstancias, la potencia nominal aplicable puede ser mayor ó menor. Aún donde se cumple con la condición de alimentar al sistema dentro de la banda de paso para cierto material de programa, el sistema de gabinete ventilado de todos modos es vulnerable a señales externas, tales como retumbo (rumble) de la tornamesa y controles de tono subsonicos (encontrados en la primera octava de un ecualizador, por ejemplo). Estas señales, normalmente inaudibles, pueden producir armónicas audibles ó causar distorsión por modulación apreciable. En casos donde tales señales son particularmente problemáticas y no pueden eliminarse de otra manera, el uso de un diseño de gabinete cerrado ó una de las alineaciones de gabinete ventilado de mayor orden (que necesita de asistencia al amplificador) podrían proporcionar una solución.

#### 4.6.6 POTENCIA ELECTRICA NOMINAL.-

La potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento  $P_{ER}$  del sistema de gabinete ventilado se obtiene dividiendo la potencia acústica nominal, Ec. (160) entre la eficiencia de referencia del sistema, Ec. (147). Así

$$P_{ER(VB)} = \frac{P_{AR(VB)}}{\eta_0} = \pi \rho_0 c^2 \frac{I_s Q_{ES}}{V_{AS}} \cdot \frac{V_D^2}{|X(j\omega)|_{\max}^2} \quad (164)$$

Esto está sujeto a los mismos ajustes según el material de programa mencionado anteriormente. Su dependencia sobre los factores de comportamiento, ya discutidos se observa fácilmente de la forma obtenida dividiendo la Ec. (161) entre la Ec. (148):

$$P_{ER} = \frac{k_p}{k_1} f_3 \frac{V_D^2}{V_B} \quad (165)$$

En la práctica, los valores de  $P_{AR}$  y  $\eta_0$  son mucho más importantes; éstos normalmente se especificarían o se calcularían de antemano. Luego,  $P_{ER}$  se obtiene directamente de éstos números como se indica por la Ec. (164).  $P_{ER}$  solamente describe la cantidad de potencia nominal que puede ser absorbida de un amplificador si el diseño térmico de la bobina móvil lo permite. No dá ninguna indicación del comportamiento acústico a menos de



que se conozca la eficiencia de referencia.

Las pérdidas del gabinete y la unidad se reducen a  $\eta_0$  sin mucho efecto sobre  $P_{AR}$  y por lo tanto conducen a un valor más alto de  $P_{ER}$ . La alinealidad del desplazamiento del diafragma para señales grandes también tiene el efecto de reducir la eficiencia a altos niveles, esto es, aumentando la entrada eléctrica necesaria para llegar de hecho al límite de desplazamiento de la unidad. En ambos casos, la potencia extra de entrada solamente se disipa en forma de calor.

#### 4.7 MEDICION DE PARAMETROS.-

La dependencia directa de las características de comportamiento de un sistema sobre los parámetros del sistema ofrece una manera simple de evaluar ó predecir el comportamiento de un sistema altavoz a partir del conocimiento de éstos parámetros. Los importantes parámetros de señal pequeña pueden hallarse con bastante exactitud midiendo la impedancia de la bobina móvil de la unidad y del sistema.

La función de impedancia de la bobina móvil de un sistema de gabinete ventilado está dada por la Ec. (138). Una gráfica de la magnitud de estado permanente  $|Z_{VC}(j\omega)|$  de esta función contra la frecuencia tiene la forma mostrada por la Fig. 20; la curva de impedancia medida en un sistema real de gabinete ventilado tiene ésta misma forma característica.

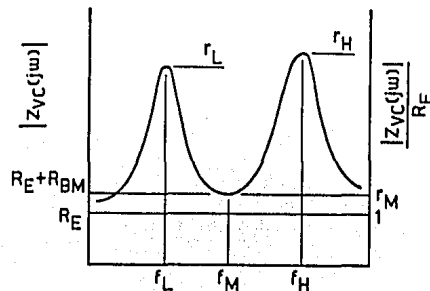


Figura 20.- Magnitud de la impedancia en la bobina móvil del sistema altavoz de gabinete ventilado en función de la frecuencia.

La grafica de la magnitud de impedancia de la Fig. 20 tiene un mínimo a una frecuencia cerca de  $f_B$  (llamado  $f_M$ ) en donde la magnitud de la impedancia es algo mayor que  $R_E$ . La resistencia adicional es debida principalmente por las pérdidas del gabinete y se le designa como  $R_{BM}$  en la gráfica. Existen dos máximos en la gráfica de impedancia, situados a frecuencias por arriba y por abajo de  $f_M$ . Estos se llaman  $f_L$  y  $f_H$ . A éstas frecuencias, las

magnitudes de los máximos de impedancia dependen de las pérdidas en la unidad y de las pérdidas en el circuito del gabinete, y rara vez son iguales.

En donde solamente se presentan pérdidas normales, en el gabinete, los parámetros básicos del sistema y las pérdidas totales del gabinete  $Q_B$  pueden hallarse con exactitud satisfactoria utilizando el método de Thiele. Entonces el valor indicado de  $Q_B$  puede utilizarse para verificar las aproximaciones en las mediciones. El método de Thiele está basado en una consideración inicial: pérdidas despreciables en el gabinete, y se puede resumir como sigue. Las relaciones matemáticas se obtienen en el apéndice 2.

1) Mídase las tres frecuencias  $f_L$ ,  $f_M$ , y  $f_H$  en donde la magnitud de la impedancia es máxima o mínima. La localización exacta de éstas frecuencias puede facilitarse midiendo la fase de la impedancia; si ésta pasa a través de cero en el máximo ó mínimo apropiado, la frecuencia de fase cero (que puede localizarse con alta precisión) puede tomarse como el centro del máximo o mínimo. Sin embargo, si la fase cero no coincide exactamente con la magnitud máxima o mínima, como podría ocurrir para pérdidas altas ó moderadas en el gabinete, la frecuencia del verdadero máximo ó mínimo de la magnitud de la impedancia deberá localizarse con mucho cuidado. La experiencia ha mostrado que en donde no coinciden las frecuencias de fase cero y de magnitud máxima ó mínima, la magnitud siempre arroja valores más exactos de los parámetros del sistema. De ser posible, neutralice la red de cruce para éstas mediciones, y mantenga la señal de medición lo suficientemente pequeña para que las señales de voltaje y corriente sean senoides sin distorsión. Para los siguientes cálculos, asumir que  $f_B = f_M^2$ .

2) Calcule  $f_{SB}$ , la frecuencia de resonancia de la unidad para la masa de carga del aire presentada por el gabinete, de la relación

$$f_{SB} = \frac{f_L f_H}{f_B} \quad (166)$$

3) Calcule la relación de compliancia  $\alpha$ , de la relación

$$\alpha = \frac{(f_H + f_n)(f_H - f_n)(f_B + f_L)(f_B - f_L)}{f_n^2 f_L^2} \quad (167)$$

Si el gabinete contiene poco ó ningún material de revestimiento, el volumen equivalente de compliancia de la unidad  $V_{AS}$  puede calcularse en términos del volumen neto del gabinete  $V_B$ . La relación es, de las Ecs. (131), (132) y (155),

$$V_{AS} = \alpha V_B \quad (168)$$

4) Calcule la relación de sintonía  $h$ , de

$$h = f_n / f_{SB} \quad (169)$$

5) Desmonte la unidad del gabinete, y mida los parámetros de la unidad  $f_s$ ,  $Q_{MS}$  y  $Q_{ES}$  por el método descrito en el capítulo Análisis de Sistemas Altavoz de Radiación Directa, en la sección Medición de Parámetros de la Unidad, y corrija los valores de la  $Q$

de la unidad si es necesario, para que correspondan a la frecuencia de resonancia de la unidad en el gabinete. Esto se hace multiplicando los valores de  $Q_{MS}$  y  $Q_{ES}$  por la relación  $f_s/f_{SB}$ , donde  $f_s$  es la frecuencia de resonancia para la cual  $Q_{MS}$  y  $Q_{ES}$  han sido medidas, y  $f_{SB}$  es la frecuencia de resonancia en el gabinete, hallado con la Ec. (166). Generalmente, si los parámetros de la unidad se miden en un baffle de pruebas de tamaño apropiado, las dos frecuencias de resonancia son casi idénticas y no se necesita efectuar la corrección.

6) Calcule  $Q_{TS}$  de

$$Q_{TS} = \frac{Q_{ES}Q_{MS}}{Q_{ES} + Q_{MS}} \quad (153)$$

7) Mida la mínima magnitud de la impedancia del sistema  $R_E + R_{BM}$  a  $f_M$  y calcúlese

$$r_M = \frac{R_B + R_{HM}}{R_B} \quad (170)$$

Entonces, utilizando los valores corregidos de  $Q_{ES}$  y  $Q_{MS}$  obtenidos anteriormente, determine las pérdidas totales en el gabinete  $Q_B$  de la relación

$$Q_B = \frac{h}{a} \left[ \frac{1}{Q_{ES}(r_M - 1)} - \frac{1}{Q_{MS}} \right] \quad (171)$$

El término  $1/Q_{MS}$  generalmente puede despreciarse.

8) La exactitud de la aproximación  $f_B \approx f_M$  sobre la cual se basa el método, puede verificarse calculando el error aproximado introducido por las pérdidas del gabinete. Asumiendo que en efecto las pérdidas por fugas predominan y que  $f_M$  es la frecuencia de fase cero medida, el factor de corrección del error es

$$\frac{f_B}{f_M} = \sqrt{\frac{aQ_B^2 - h^2}{aQ_B^2 - 1}} \quad (172)$$

Generalmente éste factor está bastante cercano a la unidad. Si resulta ser bastante diferente de 1, puede usarse para corregir el valor de  $f_B$  utilizado en los cálculos de arriba para obtener mejor exactitud en los valores de los parámetros calculados.

Cuando se determinan los valores de todos los parámetros importantes del sistema, se puede determinar el comportamiento del sistema a partir de las relaciones dadas anteriormente. La respuesta en frecuencia del sistema puede calcularse manualmente u obtenerse por medio de una computadora.

#### 4.8 CARACTERÍSTICAS DE LA PUERTA.-

La puerta de un sistema de gabinete ventilado debe proporcionar la frecuencia de resonancia necesaria del gabinete a señal pequeña  $f_B$ ; también debe proporcionar la máxima velocidad de volumen necesaria sin pérdidas excesivas ó la generación de ruidos.

El segundo requisito podrá satisfacerse ajustando el área de

la puerta a un valor que impide que la velocidad del aire en la puerta exceda un cierto límite. Un límite determinado experimentalmente que evita la generación excesiva de ruido es alrededor del 5% de la velocidad del sonido, con tal que el interior de la puerta sea liso y que los bordes se redondeen con un radio razonable. Esta limitación de velocidad generalmente asegura también las pérdidas aceptables, con tal que la puerta no sea indebidamente obstruida.

Los datos de alineación, respuesta y potencia nominal dados aquí se combinan para dar como resultado una relación entre el área de la puerta y la máxima velocidad en la puerta para cualquier sistema dado. Para potencias nominales de programa, ésta relación se reduce a una simple fórmula aproximada para el área de la puerta que limita la máxima velocidad en la puerta, la máxima potencia nominal de entrada y la frecuencia de la máxima velocidad en la puerta, a 4.5% de la velocidad del sonido. Esta fórmula, que es acertada en un  $\pm 10\%$  para la gama completa de alineaciones C4-B4-QB3 es

$$S_v \geq 0.8 f_D V_D \quad (173)$$

$$d_v \geq (f_D V_D)^{1/2} \quad (174)$$

donde  $S_v$  es el área de la puerta en  $m^2$  ó  $d_v$  es el diámetro de una puerta circular en m;  $V_D$  debe expresarse en  $m^3$  y  $f_D$  en Hz. Debido a que el ruido generado depende de otros factores además de la velocidad (por ejemplo, la rugosidad en los bordes), y debido a que el ruido causado por la puerta es subjetivo, ésta fórmula debe considerarse únicamente como una guía general y no como una regla.

Una vez que se determina el área de la puerta, debe ajustarse la longitud para satisfacer la primera característica, esto es, la sintonización correcta del gabinete. Existen muchas fórmulas y nomogramas para hacer esto. Utilizando las fórmulas de Thiele, que se dan a continuación, se construyó un nomograma.

Habiendo encontrado  $f_B$  y  $V_B$

$$V_b = 1.84 \times 10^8 S_v / \omega_b^2 L_v \quad (I)$$

donde  $S_v$  es el área transversal de la puerta, en pulgadas cuadradas, y  $L_v$  es la longitud efectiva de la puerta, en pulgadas, que incluye su longitud real junto con una corrección para los extremos.

Esto se puede escribir más convenientemente como

$$L_v / S_v = 1.84 \times 10^8 / \omega_b^2 V_b \quad (II)$$

Cuando se halla  $L_v / S_v$ , se escoge un valor para el área de la puerta,  $S_v$ . La puerta, que es esencialmente una línea de transmisión, debería comportarse como una masa constante distribuida a todas las frecuencias para las cuales el gabinete es efectivo. Esto es, debe ser algo menor que  $\lambda / 4$  a frecuencias poco arriba de  $f_H$ .

Con el área seleccionado para la puerta, primero se calcula la parte de  $L_v / S_v$ , debido a la corrección para los extremos del ducto

ó puerta, denominado  $L''$ . Esta longitud está dada por

$$L'' = 1.46R \quad (III)$$

donde  $R$  es el radio efectivo de la puerta, ésto es

$$(L_v/S_v)_{end} = 0.823/\sqrt{S_v} \quad (IV)$$

Esta corrección se utiliza para un ducto.

Si se utiliza una puerta simple, entonces se aplica la siguiente corrección:

$$L'' = 1.70R \quad (V)$$

y

$$(L_v/S_v)_{end} = 0.958/\sqrt{S_v} \quad (VI)$$

Quando se encuentra el valor de  $(L_v/S_v)_{end}$ , se sustrae éste valor del valor necesario de  $L_v/S_v$  y a partir de ésto, se obtiene la longitud real  $L$ . Si éste valor no resulta apropiado, se prueba con otro valor para  $S_v$ , etc.

El nomograma, construido con éstas Ecuaciones se ilustra a continuación en la Fig. 21.

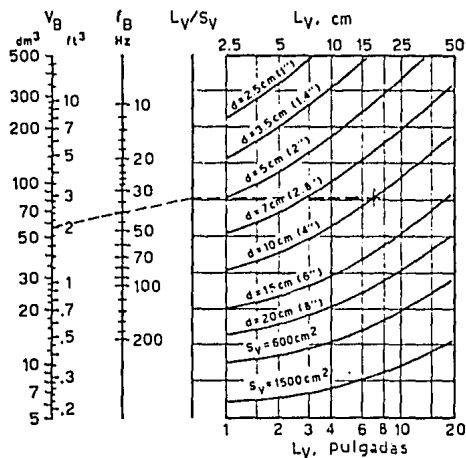


Figura 21.- Nomograma y carta para diseñar puertas de tipo ducto; utilizando un tubo de diámetro  $d$ .

Para utilizar la Fig. 21, coloque una regla sobre el volumen del gabinete, en la línea  $V_B$  y sobre la frecuencia de resonancia deseada, en la línea  $f_B$  y encuentre la intersección con la línea  $L_v/S_v$ . Esto está ilustrado en la Figura con la línea discontinua, para  $V_B = 57 \text{ dm}^3$  (2  $\text{ft}^3$ ) y  $f_B = 40 \text{ Hz}$ . A continuación, muévase horizontalmente hacia la derecha de éste punto hasta encontrarse

con una curva en la gráfica que corresponde al mínimo tamaño necesario, determinado por las Ecs. (173) ó (174). La intersección de la línea discontinua con la curva, indica en la escala horizontal la longitud de ducto necesaria para una puerta del tamaño indicado por la curva. Para el ejemplo ilustrado, si el mínimo diámetro del ducto es de 100 mm (4 pulgadas), la longitud necesaria es de unos 175 mm (7 pulgadas). Las correcciones para los extremos del ducto están incluidos en la gráfica, considerando un extremo de cada tipo. Para determinar valores intermedios, se puede interpolar gráficamente.

Para algunos sistemas, no es posible encontrar un diseño satisfactorio de la puerta. Esto es particularmente el caso de gabinetes pequeños cuando se desea un valor bajo de  $f_B$ . También, los ductos para los cuales la longitud es mucho mayor que el diámetro tienden a comportarse como tubos resonantes de media onda, y cualquier ruido en el extremo se amplifica selectivamente. En otros casos, es mejor utilizar un radiador pasivo en vez de la puerta.

#### 4.9 CARACTERISTICAS DE LOS SISTEMAS ALTAVOZ DE GABINETE VENTILADO.-

El sistema altavoz de gabinete ventilado se comporta como un filtro paso-altas de cuarto orden. Este hecho básico determina el rango disponible de las características de amplitud, fase y respuesta transitoria. A través de la selección apropiada de parámetros, la respuesta puede variarse desde una alineación C4 extrema, con rizo en la banda de paso y un corte muy abrupto, hasta una alineación QB3 extrema para la cual la respuesta es efectivamente de tercer orden. El costo de una pendiente de corte menos pronunciada y una respuesta transitoria mejorada en la alineación QB3 es un valor reducido en el factor de eficiencia del sistema  $K_{\eta}(0)$ , aunque ésta reducción es relativamente pequeña para sistemas reales con pérdidas típicas en su gabinete. Un mayor sacrificio en el valor de este factor de eficiencia permite el uso de las alineaciones SC4 para las cuales la respuesta transitoria puede aproximarse a la de un sistema de segundo orden.

Tal vez la característica más importante del sistema altavoz de gabinete ventilado es la muy modesta excursión del diafragma necesaria a frecuencias cerca de la frecuencia de resonancia del gabinete  $f_B$ . Esta característica es la responsable por la relativamente alta capacidad de potencia limitada por desplazamiento del sistema; también ayuda a lograr bajos valores de distorsión alinear y por modulación.

Las curvas de "alineación errónea" de las figs. 7 y 8 indican la necesidad de poner mucha atención en la alineación del sistema de gabinete ventilado. La pluralidad de variables hace muy difícil obtener un ajuste óptimo por medio de métodos de prueba y error.

#### 4.9.1 COMPARACION ENTRE LOS SISTEMAS DE GABINETE VENTILADO Y GABINETE CERRADO.-

La mayoría de los sistemas de radiación directa utilizan ó se basan en el principio del gabinete cerrado ó del gabinete ventilado. Por lo tanto resulta ser de interés comparar estos dos sistemas fundamentales, y observar las ventajas y desventajas de cada uno.

Una diferencia obvia es que el sistema de gabinete ventilado es más complejo, ésto es, tiene más variables que necesitan ajustarse, que el sistema de gabinete cerrado. Esta diferencia quiere decir que es más factible obtener un diseño satisfactorio con el sistema de gabinete cerrado y probablemente es la razón de la gran popularidad de este sistema.

Las relaciones de comportamiento obtenidas aquí hacen posible efectuar un numero de interesantes comparaciones cuantitativas, como sigue.

#### 4.9.2 RESPUESTA.-

La respuesta el sistema de gabinete ventilado puede ajustarse típicamente desde Chebyshev de cuarto orden hasta casi tercer orden máximamente plano; la del sistema de gabinete cerrado puede ajustarse desde Chebyshev segundo orden hasta una condición sobreamortiguada de segundo orden, aproximando un comportamiento de primer orden. Esto quiere decir que el sistema de gabinete cerrado es nominalmente capaz de ofrecer una mejor respuesta transitoria, pero Thiele nota que las diferencias entre los dos tipos de sistemas correctamente alineados son generalmente inaudibles.

#### 4.9.3 EFICIENCIA.-

Una comparación de la Fig. 16 ó la Ec. (157) contra la Fig. 7 en el capítulo anterior, revela que el sistema de gabinete ventilado tiene un máximo valor de  $K\eta$  que es 2.9 dB mayor que la de un sistema de gabinete cerrado. Ambos sistemas sufren igualmente los efectos combinados de las pérdidas en el gabinete y en la unidad, y ambos deben sacrificar la eficiencia para hacer uso de las alineaciones que tienen mejor respuesta transitoria que la alineación de máxima eficiencia (ver Fig. 15, y en el capítulo anterior, Fig. 8).

Los valores típicos de  $K\eta$  para diseños prácticos aún favorecen al sistema de gabinete ventilado en unos 3 dB. La mayor constante de eficiencia puede utilizarse para obtener más eficiencia para un mismo tamaño y frecuencia de corte, ó un tamaño más pequeño de gabinete para la misma eficiencia y frecuencia de corte, ó una frecuencia de corte más baja para el mismo tamaño y eficiencia, ó cualquier combinación proporcional de éstos.

#### 4.9.4 CAPACIDAD DE POTENCIA.-

La reducida excursión del diafragma del sistema de gabinete ventilado cerca de la frecuencia de resonancia del gabinete, dá al sistema de gabinete ventilado una constante de potencia nominal  $K_p$  mayor, en comparación con un sistema de gabinete cerrado comparable. Comparando la Ec. (163) con la Ec. (157) del capítulo anterior, la ventaja está a favor del sistema de gabinete ventilado para material de programa típico en un factor de 3.5 ó 5.5 dB; para aplicaciones particulares podría ser mayor.

Sin embargo, exceptuando las alineaciones C4 extremas, ésta ventaja está limitada a la banda de paso; a frecuencias bien por debajo del corte, el sistema de gabinete ventilado tiene una mayor sensibilidad al desplazamiento relativa y por lo tanto es más vulnerable a señales subsonicas.

#### 4.9.5 CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD.-

Para una especificación dada de tamaño del gabinete y frecuencia de corte, la unidad de un sistema de gabinete ventilado necesita de un diafragma más ligero y de mayor acoplamiento electromagnético en el ensamble de la bobina móvil, en comparación con una unidad del mismo tamaño utilizada en un gabinete cerrado. Estas diferencias son físicamente consistentes con la mayor eficiencia del sistema de gabinete ventilado. Sin embargo, para una potencia acústica nominal equivalente, el máximo volumen de desplazamiento  $V_D$  y por lo tanto el máximo desplazamiento del diafragma  $x_{max}$  es sustancialmente menor para la unidad del gabinete ventilado. Ya que  $x_{max}$  determina el exceso de bobina móvil que sobresale del entrehierro, la cantidad total necesaria de material magnético para la unidad del gabinete ventilado no es necesariamente mayor.

La unidad del sistema de gabinete cerrado debe tener una alta compliancia con respecto a la del gabinete si se desea la máxima eficiencia. Mientras que una alta compliancia en la unidad puede ser benéfico para el diseño de gabinete ventilado en términos de la respuesta transitoria, no es absolutamente necesario. De hecho, se obtiene una máxima constante de eficiencia para el sistema de gabinete ventilado con un valor relativamente bajo de la relación de compliancia, y se obtiene una máxima capacidad de potencia limitada por desplazamiento con valores muy bajos de la relación de compliancia.

#### 4.9.6 TAMAÑO DEL GABINETE.-

Se mencionó arriba que el mayor valor de  $K_{\eta}$  para obtener una ventaja en el tamaño, ésto es, el gabinete puede ser más pequeño que el de un sistema de gabinete cerrado teniendo la misma eficiencia y frecuencia de corte. Entonces, no obstante el tamaño más pequeño del gabinete, si las unidades tienen el mismo volumen



máximo de desplazamiento, el valor mayor de  $K_p$  para el sistema de gabinete ventilado deberá dar una mayor potencia acústica nominal.

Esto es teóricamente correcto, pero es posible en la práctica solamente con tal que  $V_B$  permanezca mucho más grande que el volumen máximo necesario de desplazamiento. El máximo desplazamiento del volumen de aire en un sistema de gabinete ventilado es mayor que  $V_D$  debido a la contribución de la puerta; si éste volumen total de desplazamiento excede un pequeño porcentaje de  $V_B$ , la compresión del aire dentro del gabinete se vuelve alineal a tal grado que el sistema debe producir distorsión, no importando la linealidad de la unidad.

En la mayoría de los diseños prácticos de sistemas altavoz,  $V_D$  es ciertamente mucho más pequeña que  $V_B$ , y la capacidad de potencia no está limitada por el tamaño del gabinete. Sin embargo, si se intenta una miniaturización extrema, ó si una unidad se diseña específicamente para lograr un valor muy grande de  $V_D$ , ésta limitación puede volverse relevante.

Es importante darse cuenta que dos sistemas altavoz de radiación directa operados a la misma frecuencia y al mismo nivel de potencia acústica tienen la misma velocidad de volumen total de salida y el mismo desplazamiento, no importando el tipo del sistema (ver capítulo II, ec.(2)). Por lo tanto, para ambos sistemas de gabinete cerrado y gabinete ventilado, un volumen adecuado del gabinete es esencial para producir una alta potencia acústica de salida con baja distorsión a frecuencias bajas.

#### 4.10 SINTESIS DEL SISTEMA

##### 4.10.1 RELACIONES ENTRE EL SISTEMA Y LAS COMPONENTES.-

Las relaciones entre la respuesta y los ajustes de los parámetros del sistema se dan en las Figuras 6 y 9-13, para las alineaciones "planas" C4-B4-QB3. No es posible conocer exactamente las pérdidas en el gabinete de antemano pero pueden predecirse según lo que indica la experiencia. Por ejemplo, para muchos sistemas comerciales y experimentales en el rango de 25-100 dm<sup>3</sup> (1-4 ft<sup>3</sup>) a los cuales se les midieron las pérdidas, los valores más comunes que se obtuvieron para  $Q_B$  estaban entre 5 y 10, con una tendencia general de una disminución en el valor de  $Q_B$  conforme aumenta el volumen del gabinete.

Para gabinetes de tamaño moderado, el considerar un valor para  $Q_L$  de 7 es una partida muy satisfactoria para propósitos de diseño. En este caso, la Fig. 11 se utiliza para representar las relaciones básicas entre los parámetros de la unidad, los parámetros del sistema, y la respuesta del sistema. Si se espera un valor de  $Q_B$  mayor ó menor, con alguna confianza, se puede utilizar alguna de las otras cantidades.

Las relaciones apropiadas de alineación, respuesta,

eficiencia, capacidad de potencia y diseño de la puerta establecidas anteriormente permiten el diseño detallado de sistemas de gabinete ventilado. Los procedimientos se describen e ilustran a continuación para dos casos importantes; el diseño de un gabinete para satisfacer una cierta unidad, y el diseño de un sistema completo a partir de las especificaciones necesarias de comportamiento.

#### 4.10.2 DISEÑO CON UNA UNIDAD DADA.-

El diseño de un gabinete para satisfacer las necesidades de una cierta unidad comienza con conocer los parámetros de señal pequeña de la unidad  $f_s, Q_{TS}$ , y  $V_{AS}$ ;  $F_B$  y  $Q_{TS}$  deben ajustarse si es necesario para corresponder con las condiciones de montaje en el gabinete. Si éstos parámetros no se conocen, pueden medirse por medio del método descrito en el capítulo de Análisis de Sistemas de Radiación Directa, utilizando un baffle estándar para proporcionar una carga de masa de aire igual a la del gabinete.

El valor de  $Q_{TS}$  es de importancia primordial. Si el sistema altavoz se va a utilizar con un amplificador moderno que tiene una resistencia de salida (Thevenin) muy baja, entonces la  $Q_T$  para el sistema será igual a la  $Q_{TS}$  de la unidad. De las Figs. 6 y 9-13 resulta evidente que  $Q_T$  no debe ser mayor que 0.6 para obtener éxito en el diseño de un gabinete ventilado.

Si  $Q_{TS}$  tiene un valor razonable, entonces el valor óptimo de  $\alpha$  para un sistema que utiliza ésta unidad se encuentra de, digamos la Fig. 11, localizando el valor medido de  $Q_{TS}$  en la curva de  $Q_T$  y observando el valor correspondiente para  $\alpha$  en la abscisa. Entonces éste valor de  $\alpha$  determinará el valor óptimo de  $V_B$  utilizando la Ec. (168). También determina el valor necesario de  $h$  (y por lo tanto  $f_B$ ) y el valor correspondiente de  $f_3$  para el sistema como está indicado en la misma Figura. Si el diseño del sistema obtenido no es aceptable ( $f_3$  demasiado alto,  $V_B$  muy grande, etc.) entonces es probable que la unidad no sea adecuada para utilizarse en un sistema de gabinete ventilado.

El proceso de diseño puede comenzarse de otra manera seleccionando un tamaño de gabinete  $V_B$  que satisfaga alguna necesidad estética ó arquitectónica. Esto determina el valor de  $\alpha$  y por lo tanto la sintonización del gabinete necesaria  $f_B$ , el valor necesario de  $Q_T$ , y la frecuencia de corte  $f_3$  resultante. Si el valor de  $f_3$  no es satisfactorio, entonces la unidad y el tamaño del gabinete no son compatibles. Si  $f_3$  es satisfactorio pero la  $Q_T$  necesaria es muy diferente de  $Q_{TS}$ , quizás sea posible utilizar la unidad como se discute a continuación.

Existen pocas maneras de salvar una unidad que no tiene valores satisfactorios en sus parámetros. Si el valor de  $Q_{TS}$  es demasiado alto para ajustarse a una alineación que de otra manera es deseable en términos de el tamaño del gabinete y el ancho de banda, se puede colocar un material acústicamente resistivo detrás de la unidad, tal como fibra de acetato para reducir el valor de  $Q_{MS}$ , bajando así el valor de  $Q_{TS}$ . La cantidad correcta de material

resistivo se determina experimentalmente midiendo el valor de  $Q_{TS}$  conforme se va agregando el material. La  $Q_T$  también puede ser disminuida utilizando un valor negativo de resistencia de salida  $R_g$  en el amplificador para producir un valor bajo de  $Q_E$ , donde

$$Q_E = Q_{ES} \frac{R_g + R_B}{R_B} \quad (175)$$

porque en éste caso

$$Q_T = Q_E Q_{MS} / (Q_E + Q_{MS}). \quad (176)$$

Ambos métodos reducen el valor de  $Q_T$  sin cambiar  $Q_{ES}$ ; por lo tanto, el valor de  $K_{\eta(Q)}$  de la Ec. (151), y consecuentemente la  $\eta_0$  para el sistema será menor que lo que podría lograrse modificando el diseño del imán para reducir  $Q_{ES}$  directamente.

Algunas veces se da el caso que el valor de  $Q_{TS}$  resulta ser menor que lo deseado. Esto puede remediarse colocando una resistencia en serie con la bobina móvil para aumentar el valor de  $R_E$  y por lo tanto  $Q_{ES}$ , ó utilizando un valor positivo de  $R_g$  para aumentar  $Q_E$ .

Si la unidad resulta satisfactoria y se ha encontrado un diseño aceptable para el sistema, la eficiencia de referencia puede calcularse con los parámetros básicos de la unidad utilizando la Ec. (147). La potencia acústica nominal limitada por desplazamiento aproximada del sistema se calcula con la Ec. (163), si se conoce  $V_D$ . Luego la potencia nominal de entrada limitada por desplazamiento aproximada se encuentra dividiendo la potencia acústica nominal entre la eficiencia de referencia como indica la Ec. (164). El diseño de la puerta se lleva a cabo de acuerdo con lo mencionado en la sección 4.8 .

#### 4.10.3 EJEMPLO DE DISEÑO CON UNA UNIDAD DADA.-

Los siguientes parámetros de señal pequeña se midieron en una unidad de 8 pulgadas:

$$\begin{aligned} f_s &= 33 \text{ Hz} \\ Q_{MS} &= 2.0 \\ Q_{ES} &= 0.45 \\ V_{AS} &= 57 \text{ dm}^3 (2 \text{ ft}^3). \end{aligned}$$

Las características de señal grande especificadas por el fabricante son como sigue.

1) Máxima excursión lineal de media pulgada. De esto,  $x_{\max} = 6 \text{ mm}$ , y asumiendo un radio efectivo típico de  $0.08 \text{ m}$ ,

$$V_D = 120 \text{ cm}^3.$$

2) Capacidad de potencia, 25 Watts material de programa . De esto se asume que para material de programa, la capacidad térmica de la unidad es adecuada para operarse con un amplificador de hasta 25 W

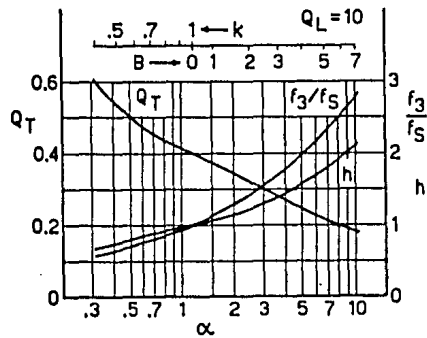


FIG. 10.- Carta de alineación para sistemas altavoz de gabinete ventilado con  $Q_B = Q_L = 10$ .

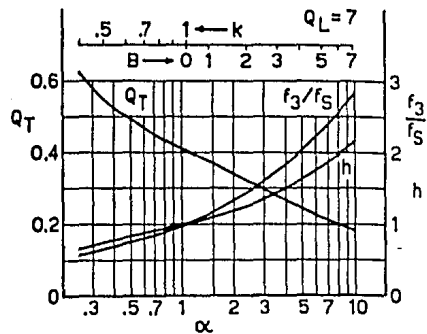


FIG. 11.- Carta de alineación para sistemas altavoz de gabinete ventilado con  $Q_B = Q_L = 7$ .

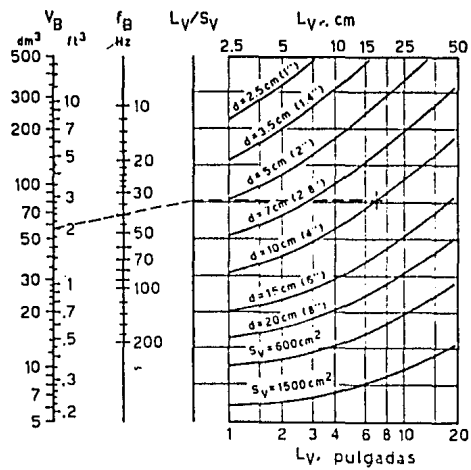


FIG. 21.- Nomograma y carta para diseñar puertas de tipo ducto.

nominales continuos.

Efectuando los cálculos indicados por las Ecs. (153) y (147)

$$Q_{TS} = 0.37$$

$$\eta_0 = 0.44\%$$

Asumiendo que el amplificador a utilizar con el sistema tiene una resistencia de salida Thevenin despreciable, la  $Q_T$  para el sistema será de 0.37. Tomando inicialmente a  $Q_B=7$ , la Fig. 11 indica que el volumen del gabinete sería relativamente pequeño; por lo tanto un valor más adecuado para  $Q_B$  es 10. Entonces, utilizando la Fig. 10, puede obtenerse una respuesta QB3 con  $B=1.0$  para la cual los parámetros del sistema son

$$a = 1.55$$

$$h = 1.07$$

$$f_3/f_B = 1.16.$$

Por lo tanto, el volumen del gabinete necesario es

$$V_B = V_{AS}/a = 37 \text{ dm}^3 (1.3 \text{ ft}^3).$$

El gabinete deberá sintonizarse a

$$f_B = h/f_B = 35 \text{ Hz}$$

y la frecuencia de corte del sistema es

$$f_3 = 38 \text{ Hz}.$$

De la Ec. (163), la potencia acústica nominal de programa limitada por desplazamiento del sistema es

$$P_{AR} = 3.0/f_3^4 V_D^2 = 90 \text{ mW}.$$

La potencia nominal de entrada para material de programa limitada por desplazamiento correspondiente es

$$P_{BR} = P_{AR}/\eta_0 = 20 \text{ W}.$$

Debido a que ésto es menor que lo especificado por el fabricante, debería ser posible operar el sistema con confianza utilizando un amplificador con una potencia nominal continua de 20 Watts.

De la Ec. (174), el mínimo diámetro de una puerta tubular es  $(V_D f_B)^{1/2}$  ó 65 mm (2.6 pulgadas). De la Fig. 21, la longitud necesaria del ducto es 175 mm (7 pulgadas) para un tubo de éste diámetro.

#### 4.10.4 DISEÑO A PARTIR DE ESPECIFICACIONES.-

Las importantes especificaciones de comportamiento de un sistema altavoz incluyen la respuesta en frecuencia, la eficiencia, la capacidad de potencia y el tamaño del gabinete. La complejidad del sistema de gabinete ventilado hace difícil

controlar todas estas especificaciones cuando se utilizan las técnicas tradicionales por prueba y error. En cambio, las relaciones analíticas desarrolladas aquí hacen posible la síntesis directa de un sistema de gabinete ventilado para cumplir con cualquier conjunto de especificaciones de señal grande y señal pequeña físicamente realizables y aún proporcionar una verificación sobre la factibilidad antes de que el diseño sea comenzado.

La especificación de la respuesta en frecuencia de un sistema básicamente consiste en especificar un tipo de alineación y una frecuencia de corte  $f_3$ . Mientras que se hace un énfasis en las alineaciones "planas" C4-B4-QB3, cualquier otra alineación deseada puede especificarse. El Apéndice 1 muestra como pueden calcularse los parámetros de alineación del sistema a partir de los coeficientes polinomiales de cualquier alineación deseada, basado en el valor asumido ó esperado de  $Q_B$ . Para cualquier alineación en el rango C4-B4-QB3, los datos de alineación necesarios se proporcionan en las Figs. 9-13. Por lo tanto, la especificación de la respuesta en frecuencia fija los valores de los parámetros  $\alpha$ ,  $Q_T$ ,  $f_s$ , y  $f_E$ .

Para una cierta respuesta en frecuencia, el diseñador también podrá especificar el tamaño del gabinete ó la eficiencia de referencia; pero no puede especificar ambos a menos de que los valores satisfagan las necesidades de realización, descritas en la sección de Respuesta. Si se especifica el volumen del gabinete  $V_B$ , entonces la compliancia de la unidad necesaria es

$$V_{AS} = \alpha V_B. \quad (168)$$

El valor necesario del parámetro de la unidad  $Q_{ES}$  se encuentra a partir del valor necesario para  $Q_T$ , permitiendo valores razonables para  $R_G$  (típicamente cero) y  $Q_{MS}$  (típicamente 5, pero varía mucho de acuerdo con la cantidad de amortiguación mecánica agregada intencionalmente a la suspensión para suprimir resonancias de mayor frecuencia). Entonces, se calcula la eficiencia de referencia del sistema con la Ec. (147).

La capacidad de potencia del sistema puede especificarse en términos de  $P_{ER}$  ó  $P_{AR}$ , pero no ambos a menos de que los valores estén de acuerdo con la eficiencia del sistema que pueda lograrse. Es posible especificar a ambas independientemente, solamente si ni  $V_B$  ni  $\eta_0$  se especifican por separado; entonces el valor necesario de  $\eta_0$  se dá por la proporción de  $P_{AR}$  con respecto a  $P_{ER}$ , y el volumen de gabinete necesario que proporcionará ésta eficiencia para la respuesta en frecuencia especificada se encuentra de las Ecs. (148) y (150) utilizando los valores de  $K_{\eta(Q)}$  y  $K_{\eta(G)}$  obtenidas de la Ec. (154) y la Fig. 15, y basándose en los valores estimados ó esperados de  $Q_{MS}$  y  $Q_B$ .

Asumiendo que  $V_B$  y  $P_{AR}$  están especificados y que  $\eta_0$  ha sido determinada de la Ec. (147),  $P_{ER}$  está dado por

$$(164)$$

El valor necesario de  $V_D$  para la unidad altavoz se encuentra a partir de la Ec. (163) utilizando los valores dados para  $f_3$  y  $P_{AR}$ . Verifíquese que  $V_D \ll V_B$ . La potencia máxima nominal de entrada limitada por temperatura de la unidad  $P_{E(max)}$  no debe ser menor

que el valor de  $P_{ER}$  dividido entre la relación de potencia pico a promedio del material de programa a ser reproducido.

La puerta se diseña para que el área  $S_v$  satisfaga la Ec. (173), y para que la relación de la longitud efectiva con respecto al área proporcione la  $f_B$  necesaria en combinación con el volumen del gabinete como indica la Fig. 21.

Ahora la unidad está completamente especificada por los parámetros calculados arriba y puede diseñarse por medio del método dado más adelante.

#### 4.10.5 EJEMPLO DEL DISEÑO DE UN SISTEMA A PARTIR DE ESPECIFICACIONES.-

Un sistema altavoz que se utilizará con un amplificador que tiene una resistencia de salida muy baja debe satisfacer las siguientes especificaciones.

$$\begin{aligned} f_3 &= 40 \text{ Hz} \\ \text{respuesta} &= B4 \\ V_B &= 57 \text{ dm}^3 \text{ (2 ft}^3\text{)} \\ P_{ER} &= 0.25 \text{ W picos de programa; relación de} \\ &\quad \text{potencia esperada pico a promedio 5 dB.} \end{aligned}$$

Se asume que las pérdidas del gabinete corresponderán a  $Q_B=Q_L=7$  y que las pérdidas mecánicas en la unidad corresponderán a  $Q_{MS}=5$ .

Utilizando la Fig. 11, la respuesta B4 se encuentra a una relación de compliancia de

$$a = 1.06$$

para la cual los parámetros del sistema necesarios son:

$$\begin{aligned} h &= 1.00 \\ f_3/f_B &= 1.00 \\ Q_T &= 0.40. \end{aligned}$$

Por lo tanto, los parámetros de la unidad necesarios son

$$\begin{aligned} V_{AS} &= 60 \text{ dm}^3 \text{ (2.1 ft}^3\text{)} \\ f_B &= 40 \text{ Hz} \\ Q_{TS} &= 0.40 \end{aligned}$$

y la sintonización del gabinete necesaria es

$$f_D = 40 \text{ Hz.}$$

Tomando  $Q_{MS}=5$  y utilizando la Ec. (153)

$$Q_{BS} = 0.44.$$

De la Ec. (147), la eficiencia de referencia del sistema es

$$\eta_0 = 0.84\%$$



y de la Ec. (164), la potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento es

$$P_{ER} = 30 \text{ W.}$$

Esto sugiere que el amplificador debe tener una potencia nominal continua de por lo menos 30 W. Para la relación de potencia pico a promedio esperada de 5 dB, la capacidad térmica de la unidad  $P_{E(\max)}$  debe ser al menos 9.5 Watts.

De la Ec. (163), el volumen desplazado por la unidad debe ser

$$V_D = 180 \text{ cm}^3.$$

Esto solamente es como un 0.3% de  $V_B$ . Entonces, de la Ec. (174), una puerta tubular deberá tener al menos 85 mm (3.4 pulgadas) de diámetro. De la Fig. 21, el largo debe ser de 115 mm (4.5 pulgadas) para un tubo de éste diámetro.

## 4.11 DISEÑO DE LA UNIDAD

### 4.11.1 ESPECIFICACION DE LA UNIDAD.-

El proceso de diseño del sistema conduce a la especificación de la unidad necesaria en términos de los parámetros básicos de diseño  $f_s$ ,  $Q_{BS}$ ,  $V_{AS}$ ,  $V_D$ , y  $P_{E(\max)}$ . Para completar la especificación física de la unidad, los parámetros físicos arbitrarios  $S_D$  y  $R_E$  deberán seleccionarse y los parámetros mecánicos resultantes deberán calcularse. Este proceso está descrito en el capítulo III, sección 3.10 y se ilustra por medio del siguiente ejemplo.

### 4.11.2 EJEMPLO DEL DISEÑO DE UNA UNIDAD.-

Los parámetros básicos de diseño de la unidad necesarios para el sistema del ejemplo anterior son:

$$\begin{aligned} f_s &= 40 \text{ Hz} \\ Q_{BS} &= 0.44 \\ V_{AS} &= 60 \text{ dm}^3 \\ V_D &= 180 \text{ cm}^3 \\ P_{E(\max)} &= 9.5 \text{ W.} \end{aligned}$$

Estas especificaciones podrían satisfacerse con unidades de 8 a 15 pulgadas de diámetro.

Seleccionando una unidad de 12 pulgadas, el radio efectivo del diafragma "a", será aproximadamente de 0.12 m, dando

$$S_D = 4.5 \times 10^{-2} \text{ m}^2$$

y

$$S_D^2 = 2.0 \times 10^{-3} \text{ m}^4.$$

Entonces, la compliancia y la masa mecánica de la unidad necesarias son

$$C_{MS} = V_{AS}/(\rho_0 c^2 S_D^2) = 2.14 \times 10^{-4} \text{ m/N}$$

$$M_{MS} = 1/[(2\pi f_0)^2 C_{MS}] = 74 \text{ g.}$$

$M_{MS}$  es la masa móvil total incluyendo la carga del aire. Asumiendo que el diafragma de la unidad ocupa un tercio del área en el baffle del gabinete, la masa de la bobina móvil y del diafragma solos es

$$M_{MD} = M_{MS} - (3.15a^3 + 0.65\pi\rho_0 a^3) = 64 \text{ g.}$$

La resistencia de la amortiguación electromecánica debe ser

$$B^2 l^2 / R_B = 2\pi f_0 M_{MS} / Q_{ES} = 42 \text{ N}\cdot\text{s/m.}$$

Para la impedancia nominal popular de 8 ohms,  $R_E$  es generalmente como de 6.5 ohms. El producto  $Bl$  necesario para tal unidad es

$$Bl = 16.5 \text{ T}\cdot\text{m.}$$

Para el volumen de desplazamiento necesario de 180 cm<sup>3</sup>, el máximo desplazamiento lineal de la unidad debe ser de

$$x_{\max} = V_D / S_D = 4.0 \text{ mm.}$$

Esto es aproximadamente la cantidad necesaria para el exceso de la bobina móvil en cada extremo del entrehierro. El "tiro" total de la unidad es 8.0 mm. Esto no es muy difícil de lograr por lo que respecta al diseño de la suspensión.

El seleccionar un menor diámetro para la unidad resultaría en un diafragma más ligero y en una estructura magnética menos costosa, pero entonces se necesitaría de un mayor desplazamiento máximo, por ejemplo, 9 mm (18 mm tiro total) para una unidad de 8 pulgadas.

La bobina móvil debe ser capaz de disipar 9.5 Watts de potencia nominal de entrada sin dañarse.

#### 4.12 CONCLUSION.-

El sistema altavoz de gabinete ventilado ha sido popular por décadas pero se le ha evadido en favor del sistema de gabinete cerrado que es más fácil de diseñar.

Las relaciones cuantitativas presentadas aquí hacen que el diseño de los sistemas de gabinete ventilado sea una labor relativamente sencilla, a pesar de la complejidad de éstos sistemas. También indican que el sistema de gabinete ventilado tiene ventajas sustanciales sobre el sistema de gabinete cerrado en términos de los valores logrables de las constantes de eficiencia y potencia nominal, aunque éstas ventajas se ganan a expensas de la respuesta transitoria y la inmunidad a las señales subsónicas.

Conforme sea mejor entendido el diseño de los sistemas de gabinete ventilado, se espera que aumente el interés en éstos

sistemas. Esto no quiere decir que la popularidad de los sistemas de gabinete cerrado disminuirá. La elección de uno u otro dependerá de las necesidades de una aplicación en particular.

La facilidad con que puede especificarse el comportamiento de un sistema altavoz a bajas frecuencias en términos de los parámetros del sistema (que son fácilmente medibles) deberá estimular una especificación más completa por parte de los fabricantes, de las características de respuesta en frecuencia, eficiencia de referencia, capacidad de potencia y los parámetros de señal pequeña, de sus productos.

## - APENDICE 1 -

FUNCIONES DE FILTROS DE CUARTO ORDEN Y ALINEACION DEL SISTEMA DE GABINETE VENTILADO.

## EXPRESIONES GENERALES.-

La forma general de una función prototipo de filtro paso-bajas de cuarto orden  $G_L(s)$  normalizada a la unidad en la banda de paso es

$$G_L(s) = \frac{1}{1 + a_1 s T_0 + a_2 s^2 T_0^2 + a_3 s^3 T_0^3 + s^4 T_0^4} \quad (177)$$

donde  $T_0$  es la constante de tiempo nominal del filtro, y los coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$ , y  $a_3$  determinan las características del filtro.

Las tablas de funciones de filtros sólo dan normalmente los detalles de una función prototipo paso-bajas; los equivalentes paso-altas y paso-bandas se obtienen a través de transformaciones apropiadas. La transformación para obtener la función de filtro paso-altas  $G_H(s)$  (que conserva la misma constante de tiempo nominal) es

$$G_H(sT_0) = G_L(1/sT_0). \quad (178)$$

Esto conduce a la forma general paso-altas de la Ec. (142):

$$G_H(s) = \frac{s^4 T_0^4}{s^4 T_0^4 + a_1 s^3 T_0^3 + a_2 s^2 T_0^2 + a_3 s T_0 + 1}. \quad (179)$$

El estudio del comportamiento de la magnitud vs. frecuencia de las funciones de filtro se facilita por medio del uso de la forma de magnitud al cuadrado:

$$|G_H(j\omega)|^2 = \frac{\omega^8 T_0^8}{\omega^8 T_0^8 + A_1 \omega^6 T_0^6 + A_2 \omega^4 T_0^4 + A_3 \omega^2 T_0^2 + 1} \quad (180)$$

donde

$$\begin{aligned} A_1 &= a_1^2 - 2a_2 \\ A_2 &= a_2^2 + 2 - 2a_1 a_3 \\ A_3 &= a_3^2 - 2a_2. \end{aligned} \quad (181)$$

Utilizando la Ec. (180) puede mostrarse que la respuesta de magnitud de  $G_H$  se cae 3 dB, esto es,  $|G_H|^2 = 1/2$ , a una frecuencia  $f_3$  dada por

$$f_3/f_0 = d^{1/2} \quad (182)$$

donde

$$f_0 = 1/(2\pi T_0) \quad (183)$$

y "d" es la mayor raíz real positiva de la Ecuación

$$d^4 - A_1 d^3 - A_2 d^2 - A_3 d - 1 = 0. \quad (184)$$

## COEFICIENTES DE ALGUNAS RESPUESTAS UTILES.

## RESPUESTA BUTTERWORTH DE AMPLITUD MAXIMAMENTE PLANA (B4).-

Esta bien conocida respuesta se encuentra caracterizada por

$$\begin{aligned} a_1 &= (4 + 2\sqrt{2})^{1/2} = 2.6131 \\ a_2 &= 2 + \sqrt{2} = 3.1412 \\ a_3 &= a_1 = 2.6131 \\ A_1 &= A_2 = A_3 = 0 \\ f_3/f_0 &= 1.0000 \end{aligned}$$

## RESPUESTA BESSEL DE RETARDO PLANO (BL4).-

Las raíces normalizadas dan

$$\begin{aligned} a_1 &= 3.20108 & A_1 &= 1.4638 \\ a_2 &= 4.39155 & A_2 &= 1.2857 \\ a_3 &= 3.12394 & A_3 &= 0.9759. \\ f_3/f_0 &= 1.5143 \end{aligned}$$

## RESPUESTAS CHEBYSHEV DE RIZO CONSTANTE (C4) y "SUB-CHEBYSHEV" (SC4).-

La localización de los polos puede obtenerse de los de la respuesta Butterworth, multiplicando la parte real del polo Butterworth por un factor "K", que vale menos de 1 para las respuestas C4, y más de 1 para las respuestas SC4. Los coeficientes de la función del filtro están dadas por

$$\begin{aligned} a_3 &= \frac{k(4 + 2\sqrt{2})^{1/2}}{D^{1/2}} \\ a_2 &= \frac{1 + k^2(1 + \sqrt{2})}{D^{1/2}} \\ a_1 &= \frac{a_3}{D^{1/2}} \left[ 1 - \frac{1 - k^2}{2\sqrt{2}} \right] \end{aligned} \quad (185)$$

donde

$$D = \frac{k^4 + 6k^2 + 1}{8}$$

Para las respuestas C4, el rizo en la banda de paso está dado por

$$\text{RIZO}_{\text{dB}} = 10 \log_{10} [1 + K^4 / (64 + 28K + 80K^2 + 16K^3)] \quad (186)$$

donde

$$K = 1/k^2 - 1.$$

## COEFICIENTES DE ALGUNAS RESPUESTAS UTILES.

## RESPUESTA BUTTERWORTH DE AMPLITUD MAXIMAMENTE PLANA (B4).-

Esta bien conocida respuesta se encuentra caracterizada por

$$\begin{aligned} a_1 &= (4 + 2\sqrt{2})^{1/4} = 2.6131 \\ a_2 &= 2 + \sqrt{2} = 3.1412 \\ a_3 &= a_1 = 2.6131 \\ A_1 &= A_2 = A_3 = 0 \\ f_3/f_0 &= 1.0000 \end{aligned}$$

## RESPUESTA BESSEL DE RETARDO PLANO (BL4).-

Las raices normalizadas dan

$$\begin{aligned} a_1 &= 3.20108 & A_1 &= 1.4638 \\ a_2 &= 4.39155 & A_2 &= 1.2857 \\ a_3 &= 3.12394 & A_3 &= 0.9759. \\ f_3/f_0 &= 1.5143 \end{aligned}$$

## RESPUESTAS CHEBYSHEV DE RIZO CONSTANTE (C4) y "SUB-CHEBYSHEV" (SC4).-

La localización de los polos puede obtenerse de los de la respuesta Butterworth, multiplicando la parte real del polo Butterworth por un factor "k", que vale menos de 1 para las respuestas C4, y más de 1 para las respuestas SC4. Los coeficientes de la función del filtro están dadas por

$$\begin{aligned} a_3 &= \frac{k(4 + 2\sqrt{2})^{1/4}}{D^{1/4}} \\ a_2 &= \frac{1 + k^2(1 + \sqrt{2})}{D^{1/2}} \\ a_1 &= \frac{a_3}{D^{1/4}} \left[ 1 - \frac{1 - k^2}{2\sqrt{2}} \right] \end{aligned} \quad (185)$$

donde

$$D = \frac{k^4 + 6k^2 + 1}{8}$$

Para las respuestas C4, el rizo en la banda de paso está dado por

$$RIZO_{dB} = 10 \log_{10} [1 + K^4 / (64 + 28K + 80K^2 + 16K^3)]$$

(186)

donde

$$K = 1/k^2 - 1.$$

## RESPUESTA BUTTERWORTH DE "CUASI TERCER ORDEN" (QB3).-

En ésta clase de respuesta, la respuesta se varía como una función del parametro "B" dado por

$$B = A_3^{1/2}. \quad (187)$$

Los otros coeficientes están dados por

$$\begin{aligned} A_1 &= A_2 = 0 \\ a_2 &> 2 + \sqrt{2} \\ a_1 &= (2a_2)^{1/2} \\ a_3 &= (a_2^2 + 2)/(2a_1). \end{aligned} \quad (188)$$

Debido a que las relaciones entre "B" y los coeficientes "a" están muy ligados, el rango de respuestas de calcula tomando valores sucesivos de  $a_2$  y después calculando  $a_1$ ,  $a_3$ ,  $A_3$  y B.

## CÁLCULO DE LOS DATOS BASICOS DE ALINEACION.-

Los datos básicos de alineación se obtienen usando las relaciones entre coeficientes y parámetros dadas por las Ecs. (143)-(146), los pasos se dan a continuación:

- 1) Dadas una respuesta y un valor de  $Q_L$  calcule

$$\begin{aligned} c_1 &= a_1 Q_L \\ c_2 &= a_3 Q_L. \end{aligned} \quad (189)$$

- 2) Encuentre la raíz real positiva "r" de

$$r^4 - c_1 r^3 + c_2 r - 1 = 0. \quad (190)$$

- 3) Entonces, utilizando las Ecs. (182)-(184) para obtener  $f_3/f_0$ , los parámetros de alineación son

$$\begin{aligned} h &= r^2 \\ f_3/f_0 &= h^{1/2} (f_3/f_0) \\ a &= a_2 h - h^2 - 1 - (1/Q_L^2) (a_3 h^{1/2} Q_L - 1) \\ Q_T &= h Q_L / (a_3 h^{1/2} Q_L - 1). \end{aligned} \quad (191)$$

Para  $Q_L$  infinito las expresiones anteriores se reducen a las formulas de Thiele

$$\begin{aligned} h &= a_3/a_1 \\ f_3/f_0 &= h^{1/2} (f_3/f_0) \\ a &= a_2 h - h^2 - 1 \\ Q_T &= 1/(a_1 a_3)^{1/2}. \end{aligned} \quad (192)$$

## CALCULO DE LOS MAXIMOS DE DESPLAZAMIENTO.-

La Ec. (136) puede escribirse en la forma generalizada

$$X(s) = \frac{b_1 s^2 T_0^2 + b_2 s T_0 + 1}{s^4 T_0^4 + a_1 s^3 T_0^3 + a_2 s^2 T_0^2 + a_3 s T_0 + 1} \quad (193)$$

donde  $T_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ , y  $a_3$  están dadas por las Ecs. (143)-(146) ó por la especificación de alineación dada, y

$$\begin{aligned} b_1 &= 1/h \\ b_2 &= 1/(h^{1/2}Q_L). \end{aligned} \quad (194)$$

La forma de magnitud al cuadrado de ésta expresión es

$$|X(j\omega)|^2 = \frac{B_1\omega^4 T_0^4 + B_2\omega^2 T_0^2 + 1}{\omega^8 T_0^8 + A_1\omega^6 T_0^6 + A_2\omega^4 T_0^4 + A_3\omega^2 T_0^2 + 1} \quad (195)$$

donde los coeficientes  $A_i$  están dados por la Ec. (181), y

$$\begin{aligned} B_1 &= b_1^2 \\ B_2 &= b_2^2 - 2b_1. \end{aligned} \quad (196)$$

El valor de  $|X(j\omega)|_{\max}^2$  para cualquier alineación se encuentra derivando la Ec. (195), igualando el resultado con cero, resolviendo para el valor de  $\omega^2 T_0^2$ , reemplazando esta solución en la Ec. (195), y evaluando esta expresión. Siempre existen al menos tres frecuencias de pendiente cero para la Ec. (195): cero, cerca de  $f_B$ , y arriba de  $f_B$ . Para las alineaciones C4 extremas, existe una cuarta frecuencia, debajo de  $f_B$ . La primera de éstas frecuencias da un desplazamiento unitario; la segunda no resulta ser de interés porque da un mínimo en el desplazamiento. La tercera frecuencia dá el desplazamiento necesario para evaluar la capacidad de potencia limitada por desplazamiento para condiciones de alimentación en un ancho de banda limitado.

El procedimiento es como sigue.

1) Dadas una alineación y un valor de  $Q_L$ , calcule

$$\begin{aligned} C_4 &= (1/2B_1)(A_1B_1 + 3B_2) \\ C_3 &= (1/B_1)(A_1B_2 + 2) \\ C_2 &= (1/2B_1)(3A_1 + A_2B_2 - A_3B_1) \\ C_1 &= (1/B_1)(A_2 - B_1) \\ C_0 &= (1/2B_1)(A_3 - B_2). \end{aligned} \quad (197)$$

2) Encuentre la mayor raíz real positiva "G", de

$$G^5 + C_4G^4 + C_3G^3 + C_2G^2 + C_1G + C_0 = 0. \quad (198)$$

(la frecuencia normalizada de máximo desplazamiento en la banda de paso será entonces  $f_{X_{\max}}/f_0 = G^{1/2}$ ).

3) Calcular

$$|X(j\omega)|_{\max}^2 = \frac{B_1G^2 + B_2G + 1}{G^4 + A_1G^3 + A_2G^2 + A_3G + 1}. \quad (199)$$

El mismo procedimiento se utiliza para determinar la frecuencia de máximo desplazamiento debajo de  $f_B$  para las alineaciones C4 extremas encontrando la menor raíz real positiva no igual a cero en 2). El valor máximo correspondiente a la magnitud de la función de desplazamiento se determina como en 3).



## - APENDICE 2 -

## RELACIONES ENTRE LOS PARAMETROS Y LA IMPEDANCIA.-

DETERMINACION DE  $f_{SB}$  Y  $\alpha$ .-

Para  $Q_L$  infinito, la forma de estado permanente de la Ec. (138) se vuelve

$$Z_{VE}(j\omega) = R_E + R_{ES} \frac{j(\omega T_S/Q_{MS})(1 - \omega^2 T_H^2)}{\omega^4 T_H^2 T_S^2 + 1 + \omega^2[(\alpha + 1)T_H^2 + T_S^2] + j(\omega T_S/Q_{MS})(1 - \omega^2 T_H^2)} \quad (200)$$

Esta expresión tiene fase cero y magnitud mínima cuando el numerador del segundo término es cero, esto es, cuando  $\omega = 1/T_B$ . Por lo tanto, para este caso la frecuencia  $f_M$  de la Fig. 20 es igual a  $f_B$ . La expresión también tiene fase cero, con una magnitud máxima, cuando la parte real del denominador del segundo término es cero, esto es, para

$$\omega^2 = \frac{T_S^2 + (\alpha + 1)T_H^2 \pm \sqrt{T_S^4 + (\alpha + 1)^2 T_H^4 + (2\alpha - 2)T_H^2 T_S^2}}{2T_H^2 T_S^2} \quad (201)$$

Haciendo que la solución para el signo positivo sea  $\omega_H^2$  y la solución para el signo negativo  $\omega_L^2$ , entonces

$$\omega_H^2 + \omega_L^2 = \omega_B^2 + (\alpha + 1)\omega_S^2 \quad (202)$$

y

$$(\omega_H^2 - \omega_L^2)^2 = \omega_H^4 + (\alpha + 1)^2 \omega_S^4 + (2\alpha - 2)\omega_B^2 \omega_S^2 \quad (203)$$

Combinando las Ecs. (202) y (203), puede mostrarse que

$$(\omega_H^2 - \omega_L^2)^2 = (\omega_H^2 + \omega_L^2)^2 - 4\omega_B^2 \omega_S^2 \quad (204)$$

que se simplifica a

$$\omega_H^2 \omega_L^2 = \omega_S^2 \omega_B^2$$

ó

$$f_S = \frac{f_H f_L}{f_B} \quad (205)$$

donde  $f_S = f_{SB}$  es la frecuencia de resonancia de la unidad para la masa de la carga del aire en particular presentada por el gabinete.

Conociendo  $f_S$ , puede hallarse reordenando la Ec. (202) en

$$\alpha = \frac{f_H^2 + f_L^2 - f_B^2}{f_S^2} - 1 \quad (206)$$

Alternativamente sustituyendo la Ec. (205) en la Ec. (202), resulta fácil mostrar que

$$\alpha = \frac{(f_H^2 - f_B^2)(f_B^2 - f_L^2)}{f_H^2 f_L^2} \quad (207)$$

Esta expresión se factoriza en

$$\alpha = \frac{(f_H + f_B)(f_H - f_B)(f_H + f_L)(f_H - f_L)}{f_H^2 f_L^2} \quad (167)$$

DETERMINACION APROXIMADA DE  $\omega_B$  .-

A partir de la Fig. 3,  $Z_{VC}$  será resistivo cuando la parte del circuito a la derecha de  $R_{ES}$  sea resistiva. La impedancia de estado estable para ésta parte del circuito es

$$Z(j\omega) = R_{EL} \frac{(\alpha T_B Q_L) [-\omega^2 T_B / Q_L + j\omega(1 - \omega^2 T_B^2)]}{\omega^4 T_B^2 T_S^2 + 1 - \omega^2 [(\alpha + 1) T_B^2 + T_S^2] + j\omega(T_B / Q_L)(1 - \omega^2 T_S^2)} \quad (208)$$

A una frecuencia de fase cero, la magnitud de  $Z(j\omega)$  puede ser evaluada tomando la proporción de las partes reales ó imaginarias del numerador y del denominador, porque éstas relaciones deben ser iguales. Esto és, para fase cero,

$$|Z(j\omega)| = R_{EL} (\alpha T_B Q_L) \frac{-\omega^2 T_B / Q_L}{\omega^4 T_B^2 T_S^2 + 1 - \omega^2 [(\alpha + 1) T_B^2 + T_S^2]} = R_{EL} (\alpha T_B Q_L) \frac{1 - \omega^2 T_B^2}{(T_B / Q_L)(1 - \omega^2 T_S^2)} \quad (209)$$

Igualando las proporciones reales e imaginarias de manera habitual conduce a un conjunto de soluciones muy complejas para las frecuencias exactas de fase cero. Sin embargo, puede verse que la primera proporción varía relativamente poco con respecto a la frecuencia, cerca de  $\omega_B$  (como de hecho lo hace  $Z_{VC}(j\omega)$ ) y por lo tanto puede esperarse que tenga aproximadamente la misma magnitud a la frecuencia de fase cero  $\omega_M$  muy cerca de  $\omega_E$  como lo tiene a  $\omega_B$ . Esto dá

$$|Z(j\omega_M)| \approx |Z(j\omega_B)| = R_{EL} \quad (210)$$

La impedancia resistiva de la bobina móvil medida a  $f_M$ , definida como  $R_E + R_{EM}$  en la Fig. 20, está compuesta por  $R_E$  y la combinación en paralelo de  $R_{ES} + R_{EL}$ . Evaluando ésta resistencia y utilizando las Ecs. (127), (129), (130), (132), y (133), puede mostrarse que

$$Q_L = \frac{h}{a} \left[ \frac{1}{Q_{ES}(r_M - 1)} - \frac{1}{Q_{MS}} \right] \quad (171)$$

donde  $r_M$  es  $(R_E + R_{EM})/R_E$  definido en la Ec. (170) y en la Fig. 20. En muchos casos, el término  $1/Q_{MS}$  puede despreciarse con confianza.

Ahora, si las dos proporciones en la Ec. (209) son iguales a  $\omega_M$ , la segunda debe dar el mismo valor que la primera. Esto necesita que

$$\omega_H^2 = \frac{1 - \alpha Q_L^2}{T_S^2 - \alpha T_B^2 Q_L^2} \quad (211)$$

Que puede reordenarse para dar la Ec. (172). La aproximación hecha

antes en la Ec. (210) parece justificarse por medio de la Ec. (172) para valores de  $Q_B$  tan bajos como 5, porque la diferencia entre  $f_M$  y  $f_B$  será entonces a lo mucho un pequeño porcentaje. Para valores más bajos de  $Q_B$  (que son poco comunes), debe esperarse una inexactitud sustancial. La inexactitud también puede deberse a una inductancia de bobina móvil mayor de lo común.

## CAPITULO V

## TECNICAS DE DISEÑO CON COMPUTADORA

Dado el auge de la computación en la actualidad y la versatilidad que ofrece, se desarrolló un programa que permite diseñar un gabinete dados los parámetros de una unidad.

El programa está basado en la teoría de Richard Small e implementado con un método numérico desarrollado por D.B. Keele, que permite efectuar cambios en el volumen y la sintonización del gabinete además de presentar graficamente la respuesta teórica del sistema altavoz. Se presentan varias opciones dentro del programa para proporcionar la mayor cantidad de medios posibles para lograr un diseño satisfactorio. El programa también incluye una rutina para calcular los parámetros básicos de una unidad a partir de mediciones eléctricas efectuadas en la unidad.

El programa se escribió en Applesoft BASIC para la computadora Apple IIe con tarjeta para display de 80 columnas; podría correrse en 40 columnas con algunas modificaciones.

A continuación se presenta el listado del programa:

```

5 PR# 3
10 REM -----PROGRAMAS PARA DISENAR SISTEMAS ALTAVOZ-----
20 REM -----DE RADIACION DIRECTA TIPO GABINETE CERRADO--
30 REM -----Y GABINETE VENTILADO UTILIZANDO LAS -----
40 REM -----ECUACIONES DE KEELE Y SMALL-----
50 DIM M(200)
60 HOME : PRINT TAB( 20)"PROGRAMAS PARA DISENAR SISTEMAS ALTAVOZ": PRINT

70 PRINT "*****
*****"
80 PRINT "1. PARAMETROS DE LA UNIDAD"
90 PRINT "2. DISENO DE GABINETE VENTILADO"
100 PRINT "3. DISENO DE GABINETE CERRADO"
110 PRINT "4. FIN"
120 PRINT : INPUT "SELECCIONE (1-4) ";P
130 IF P = 1 THEN 170
140 IF P = 2 THEN 560
150 IF P = 3 THEN 1420
160 IF P = 4 THEN END
170 HOME : PRINT TAB( 23)"PARAMETROS DE LA UNIDAD": PRINT : PRINT
180 L$ = "N":R$ = "N"
190 INPUT "DAME EL NOMBRE DE LA UNIDAD ";D$
200 INPUT "DAME EL VALOR DE LA RESISTENCIA DE LA BOBINA MOVIL A C.D. ";
RE
210 INPUT "DAME LA FRECUENCIA DE RESONANCIA AL AIRE LIBRE ";FS
220 INPUT "DAME EL VALOR DE LA IMPEDANCIA A LA FRECUENCIA DE RESONANCIA
";ZMAX
230 RO = ZMAX / RE
240 RF = SQR (RO) * RE
250 PRINT "DAME LA FRECUENCIA F1 A LA IZQUIERDA DEL PICO DE RESONANCIA
";
260 INPUT F1
270 PRINT "DAME LA FRECUENCIA F2 A LA DERECHA DEL PICO DE RESONANCIA ";
280 INPUT F2
290 QMS = FS * SQR (RO) / (F2 - F1)
300 QES = QMS / (RO - 1)
310 QTS = QMS * QES / (QMS + QES)
320 INPUT "DAME EL VOLUMEN DEL GABINETE DE PRUEBAS (PIES CUBICOS)";TVB
330 INPUT "DAME LA FRECUENCIA DE RESONANCIA DE LA UNIDAD EN EL GABINETE
DE PRUEBAS ";TFS
340 VAS = TVB * (1.149 * ((TFS / FS) ^ 2 - 1))
350 HOME : PRINT TAB( 23)"PARAMETROS DE LA UNIDAD": PRINT : PRINT
360 PRINT D$
370 PRINT "RESISTENCIA DE LA BOBINA MOVIL (RE)=";RE;" OHMS"
380 PRINT "FRECUENCIA DE RESONANCIA AL AIRE LIBRE (FS)=";FS;" HZ"
390 PRINT "QMS=";QMS
400 PRINT "QES=";QES
410 PRINT "QTS=";QTS
420 PRINT "VAS=";VAS
430 PRINT : PRINT : INPUT "DESEAS IMPRIMIR LOS PARAMETROS (S) ? ";L$

```

```

440 IF L$ < > "S" THEN 530
445 PR# 1
450 PRINT TAB( 23)"PARAMETROS DE LA UNIDAD"
460 PRINT : PRINT : PRINT : PRINT TAB( 7)D$
465 PRINT
470 PRINT TAB( 7)"RESISTENCIA DE LA BOBINA MOVIL (RE)= ";RE;" OHMS"
480 PRINT TAB( 7)"FRECUENCIA DE RESONANCIA AL AIRE LIBRE (FS)= ";FS;"
  HZ"
490 PRINT TAB( 7)"QMS= ";QMS
500 PRINT TAB( 7)"QES= ";QES
510 PRINT TAB( 7)"QTS= ";QTS
520 PRINT TAB( 7)"VAS= ";VAS
525 PR# 0
527 PR# 3
530 INPUT "OTRA UNIDAD (S) ? ";R$
540 IF R$ = "S" THEN 170
550 GOTO 60
560 HOME : PRINT TAB( 23)"DISENO DE GABINETE VENTILADO": PRINT : PRINT

570 L$ = "N"
580 INPUT "NOMBRE DE LA UNIDAD ? ";D$
590 INPUT "DAME QTS ";QTS
600 INPUT "DAME VAS ";VAS
610 INPUT "DAME FS ";FS
620 VB = 15 * QTS ^ 2.87 * VAS
630 FB = .42 * QTS ^ - .9 * FS
640 FH = .26 * QTS ^ - 1.4 * FS
650 HOME :R$ = "N"
660 PRINT TAB( 25)"ALINEACION B4": PRINT : PRINT
670 PRINT "VB=";VB
680 PRINT "FB=";FB;" HZ"
690 PRINT "F3=";FH;" HZ"
700 H = 0
710 PRINT : PRINT : INPUT "DESEAS CAMBIAR EL TAMANO DEL GABINETE (S) ?
  ";R$
720 IF R$ < > "S" THEN 770
730 PRINT : INPUT "DAME EL NUEVO VALOR PARA VB ";VB
740 FB = FS * (VAS / VB) ^ 0.32
750 FH = FS * SQR (VAS / VB)
760 H = 20 * LOG (2.6 * QTS * (VAS / VB) ^ .35) / LOG (10)
770 HOME : PRINT TAB( 23)"DISENO DE GABINETE VENTILADO": PRINT : PRINT

780 B$ = "PUERTA":R$ = "N":L$ = "N"
790 PRINT D$
800 PRINT "VB=";VB
810 PRINT "FB=";FB;" HZ"
820 PRINT "F3=";FH;" HZ"
830 PRINT "RIZO EN LA RESPUESTA=";H;" DB"
840 PRINT : INPUT "DESEAS CAMBIAR EL TAMANO DEL GABINETE (S) ? ";R$
850 IF R$ = "S" THEN 730
860 INPUT "QUIERES IMPRIMIR RESULTADOS (S) ? ";L$
870 IF L$ < > "S" THEN 930

```

```

875 PR# 1
877 PRINT TAB( 23)"DISENO DE GABINETE VENTILADO": PRINT : PRINT
880 PRINT TAB( 7)D$
885 PRINT
890 PRINT TAB( 7)"VB= ";VB
900 PRINT TAB( 7)"FB= ";FB;" HZ"
910 PRINT TAB( 7)"F3= ";FH;" HZ"
920 PRINT TAB( 7)"MAXIMO RIZO EN LA RESPUESTA =" ;H;" DB"
925 PR# 0
927 PR# 3
930 INPUT "DESEA VER LA GRAFICA DE LA RESPUESTA DEL GABINETE VENTILADO
(S) ? ";R$
940 IF R$ = "S" THEN 1060
950 INPUT "QUIERES UN DISENO ESPECIAL (S) ? ";R$.
960 IF R$ < > "S" THEN 1390
970 HOME : PRINT TAB( 20)"DISENO ESPECIAL DE GABINETE VENTILADO"
980 B$ = "":R$ = "N"
990 PRINT : PRINT : INPUT "CAMBIO VB (S) ? ";R$
1000 IF R$ < > "S" THEN 1020
1010 INPUT "DAME EL NUEVO VALOR PARA VB ";VB
1020 R$ = "N"
1030 INPUT "CAMBIO LA SINTONIZACION DEL GABINETE (S) ? ";R$
1040 IF R$ < > "S" THEN 1060
1050 INPUT "DAME EL NUEVO VALOR PARA FB ";FB
1060 HOME : PRINT TAB( 15)"UN MOMENTO.....EFECTUANDO LOS CALCULOS PARA
GRAFICAR"
1070 A = (FB ^ 2) / (FS ^ 2)
1080 B = A / QTS + (FB / (7 * FS))
1090 C = 1 + A + (FB / (7 * FS * QTS)) + (VAS / VB)
1100 D = 1 / QTS + (FB / (7 * FS))
1110 FOR F = 20 TO 200 STEP 5
1120 F9 = F / FS:F5 = F9 ^ 2
1130 F4 = F9 ^ 4:F3 = F9 ^ 3
1140 F6 = (F4 - C * F5 + A) ^ 2
1150 F7 = (B * F9 - D * F3) ^ 2
1160 M(F) = 20 * ( LOG (F4 / (F6 + F7) ^ .5) / LOG (10))
1170 NEXT
1180 GOSUB 1980
1190 IF B$ = "PUERTA" THEN 770
1200 HOME : PRINT TAB( 20)"DISENO ESPECIAL DE GABINETE VENTILADO"
1210 R$ = "N"
1220 PRINT : PRINT : PRINT D$
1230 PRINT "VB=";VB
1240 PRINT "FB=";FB;" HZ"
1250 PRINT "QTS=";QTS
1260 PRINT "FS=";FS;" HZ"
1270 PRINT "VAS=";VAS
1280 PRINT : PRINT : INPUT "CAMBIO VB O FB (S) ? ";R$
1290 IF R$ = "S" THEN 970
1300 INPUT "DESEAS IMPRIMIR RESULTADOS (S) ? ";L$
1310 IF L$ < > "S" THEN 1390

```

```

1315 PR# 1
1320 PRINT TAB( 20)"DISENO ESPECIAL DE GABINETE VENTILADO": PRINT : PRINT

1330 PRINT TAB( 7)D$
1335 PRINT
1340 PRINT TAB( 7)"VB= ";VB
1350 PRINT TAB( 7)"FB= ";FB;" HZ"
1360 PRINT TAB( 7)"QTS= ";QTS
1370 PRINT TAB( 7)"FS= ";FS;" HZ"
1380 PRINT TAB( 7)"VAS= ";VAS
1385 PR# 0
1387 PR# 3
1390 INPUT "OTRO DISENO DE GABINETE VENTILADO (S) ? ";R$
1400 IF R$ = "S" THEN 560
1410 GOTO 60
1420 HOME : PRINT TAB( 23)"DISENO DE GABINETE CERRADO": PRINT : PRINT

1430 L$ = "N":R$ = "N"
1440 INPUT "DAME EL NOMBRE DE LA UNIDAD ";D$
1450 INPUT "DAME EL VALOR DE QTS ";QS
1460 INPUT "DAME EL VALOR DE VAS ";VAS
1470 INPUT "DAME EL VALOR DE FS ";FS
1480 INPUT "DAME EL VALOR DE VB ";VB
1490 A = VAS / VB
1500 FC = FS * SQR (A + 1)
1510 QTC = (FC * QS) / FS
1520 F3 = FC * SQR (((1 / QTC ^ 2 - 2) + SQR ((1 / QTC ^ 2 - 2) ^ 2 +
4)) / 2)
1530 HOME : PRINT TAB( 23)"DISENO DE GABINETE CERRADO"
1540 R$ = "N"
1550 PRINT : PRINT : PRINT D$
1560 PRINT "F3=";F3;" HZ"
1570 PRINT "QTC=";QTC
1580 PRINT "VB=";VB
1590 PRINT : INPUT "DESEA CAMBIAR EL TAMANO DEL GABINETE (S) ? ";R$
1600 IF R$ < > "S" THEN 1630
1610 PRINT : INPUT "DAME EL NUEVO VALOR PARA VB ";VB
1620 GOTO 1490
1630 HOME : PRINT TAB( 23)"DISENO DE GABINETE CERRADO"
1640 R$ = "N":L$ = "N"
1650 PRINT : PRINT : PRINT D$
1660 PRINT "QTS=";QS
1670 PRINT "QTC=";QTC
1680 PRINT "VAS=";VAS
1690 PRINT "VB=";VB
1700 PRINT "FS=";FS;" HZ"
1710 PRINT "ALFA=";A
1720 PRINT "FC=";FC;" HZ"
1730 PRINT "F3=";F3;" HZ"
1740 PRINT : INPUT "DESEAS IMPRIMIR RESULTADOS (S) ? ";L$
1750 IF L$ < > "S" THEN 1850
1755 PR# 1
1760 PRINT TAB( 23)"DISENO DE GABINETE CERRADO": PRINT : PRINT

```



```

1765 PRINT TAB( 7)D$: PRINT
1770 PRINT TAB( 7)"QTS= ";QS
1780 PRINT TAB( 7)"QTC= ";QTC
1790 PRINT TAB( 7)"VAS= ";VAS
1800 PRINT TAB( 7)"VB= ";VB
1810 PRINT TAB( 7)"FS= ";FS;" HZ"
1820 PRINT TAB( 7)"ALFA= ";A
1830 PRINT TAB( 7)"FC= ";FC;" HZ"
1840 PRINT TAB( 7)"F3= ";F3;" HZ"
1845 PR# 0
1847 PR# 3
1850 PRINT : INPUT "DESEAS VER LA RESPUESTA DEL GABINETE CERRADO (S) ?
";R$
1860 IF R$ < > "S" THEN 1940
1870 HOME : PRINT TAB( 15)"UN MOMENTO....EFECTUANDO LOS CALCULOS PARA
GRAFICAR"
1880 FOR F = 20 TO 200 STEP 5
1890 FH = F / FC:FQ = FH ^ 2:MAG = FQ / ( SQR ((FQ - 1) ^ 2 + (FH / QTC)
^ 2))
1900 M(F) = 20 * ( LOG (MAG) / LOG (10))
1910 NEXT
1920 GOSUB 1980
1930 GOTO 1630
1940 R$ = "N"
1950 INPUT "DESEA OTRO DISENO DE GABINETE CERRADO (S) ? ";R$
1960 IF R$ = "S" THEN 1420
1970 GOTO 60
1980 HOME : RESTORE :R$ = "N"
1990 VTAB (22)
2000 PRINT "EJE HORIZONTAL A 0 DB, DE 20 A 200 HZ."
2010 PRINT "ESCALA VERTICAL: 5 DB POR DIVISION."
2020 GR
2030 COLOR= 15
2040 HLIN 1,39 AT 9
2050 VLIN 0,39 AT 1
2055 COLOR= 7
2060 FOR I = 4 TO 34 STEP 5
2070 PLOT 0,I
2080 NEXT
2085 COLOR= 3
2090 FOR F = 20 TO 200 STEP 5
2100 IF M(F) < - 25 THEN M(F) = - 25
2110 Z = LOG (F / 20) * 16 + 2
2120 W = 34 - (25 + M(F))
2130 PLOT Z,W
2140 NEXT
2150 INPUT "DESEAS IMPRIMIR LA RESPUESTA (S) ? ";R$
2155 TEXT : HOME
2160 IF R$ = "S" THEN 2180
2170 RETURN
2180 PR# 1: RESTORE

```

```
2190 PRINT TAB( 24)"-25"; TAB( 11)"-12"; TAB( 7)"-3"; TAB( 3)"0"; TAB(
3)" +3"; TAB( 5)"DB."
2200 PRINT TAB( 7)"H2."; TAB( 16)"I"; TAB( 13)"I"; TAB( 9)"I"; TAB( 3)
"I"; TAB( 3)"I"
2205 PRINT
2210 FOR I = 1 TO 27
2220 READ F
2230 DATA 20,25,30,35,40,45,50,55,60,65,70,75,80,85,90,95,100,110,120,
130,140,150,160,170,180,190,200
2232 T = 0
2235 IF F < 100 THEN T = 1
2240 PRINT TAB( 7)F; TAB( M(F) + T + 42)"*"
2250 NEXT
2255 PR# 0
2257 PR# 3
2260 INPUT "TECLEA <RETURN> PARA CONTINUAR ";R$
2270 RETURN
```

## 5.1 ANALISIS DEL PROGRAMA

El programa comienza presentando un menú que ofrece cuatro opciones:

- 1) Calcular los parámetros de una unidad.
- 2) Diseñar un gabinete ventilado.
- 3) Diseñar un gabinete cerrado.
- 4) Salir del programa.

Seleccionando la opción 1) se tienen que proporcionar los siguientes datos sobre la unidad:

RE La resistencia de la bobina móvil a corriente directa.

FS La frecuencia de resonancia de la unidad al aire libre.

ZMAX Magnitud de la impedancia de la bobina móvil a la frecuencia de resonancia (medida con la unidad al aire libre).

F1 y F2 Frecuencias situadas de uno y otro lado de la cresta de resonancia en donde la magnitud de la impedancia es igual a  $\sqrt{r_0}$  RE .

TVB El volumen del gabinete de pruebas, dado en pies cúbicos.

TFS Frecuencia de resonancia de la unidad montada en el gabinete de pruebas.

Con los datos anteriores, el programa calcula los parámetros QMS, QES, QTS Y VAS que junto con los datos originales proporcionan todos los parámetros necesarios para diseñar un gabinete.

Los datos pueden obtenerse fácilmente efectuando unas mediciones eléctricas con la ayuda de un circuito de pruebas cuyo diagrama se dá a continuación:

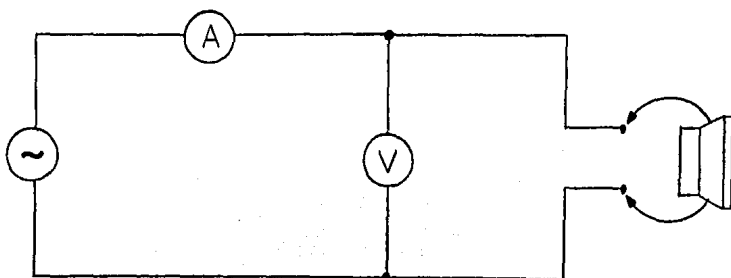


Figura 1.- Circuito de pruebas .

Los únicos instrumentos de medición necesarios son un

vóltmetro y un ampérmetro de corriente alterna, además de un generador de señales.

#### Medición de FS y ZMAX.-

Se suspende la unidad al aire libre con el diafragma en posición vertical (como se encontraría estando montada en un gabinete). Se varía la frecuencia del generador de señales (señal senoidal) hasta que se detecte la frecuencia que produce la mayor impedancia (recuérdese que  $Z=V/I$ , se busca el mayor valor que registre el vóltmetro) ésta impedancia es llamada ZMAX. Nota: FS se encuentra normalmente entre 20 y 60 Hz.

#### Medición de RE.-

Para ésta medición se requiere algo de precisión, de preferencia úsese un puente RLC ó un multímetro digital; si no se cuenta con éstos instrumentos basta calibrar un multímetro analógico con una resistencia de precisión (1%) de 4.7 ó 10 ohms. Tome la lectura de resistencia a corriente directa y registre éste valor como RE.

#### Medición de F1 y F2.-

Con el generador de señales ajustado a la frecuencia FS, la frecuencia F1 debe hallarse a una frecuencia inferior a FS en donde la magnitud de la impedancia tiene un valor RF, en donde

$$RF = \sqrt{Z_{MAX} RE}$$

De la misma manera, la frecuencia F2 se encuentra a una frecuencia mayor que FS en donde la magnitud de la impedancia vale RF.

Puede comprobarse la exactitud de las mediciones utilizando la siguiente expresión:

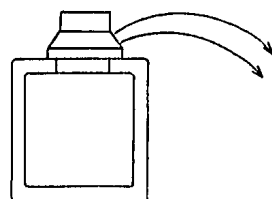
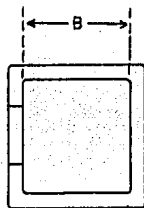
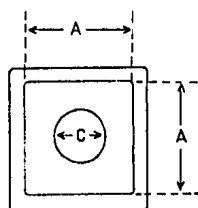
$$FS' = \sqrt{F1 F2}$$

FS' deberá corresponder con FS en 1 Hz ó en 2 %, cualquiera que sea mayor.

#### Medición de TFS.-

Para efectuar ésta medición se requiere usar un gabinete de pruebas estandar. Las dimensiones se dan a continuación según el diámetro de la unidad:

UNIDAD	DIMENSIONES DEL GABINETE (pulgadas)			VOLUMEN (pies cúbicos)
	A	B	C	
hasta 6"	8.5	5	según unidad	0.2
8"	10	8 5/8	6 3/4	0.5
10"	13	10 1/4	9	1.0
12"	13	10 1/4	10 1/2	1.0



El gabinete de pruebas debe construirse de tal manera que sea rígida y hermética. No debe tener revestimiento en su interior. La unidad debe montarse en el gabinete procurando tener un buen sellado para evitar fugas y de ser posible, tener la unidad en posición vertical.

Con el circuito de pruebas conectado a la unidad, varíe la frecuencia hasta encontrar la máxima impedancia, registre la frecuencia del generador de señales como TFS.

## 2) Diseño de gabinete ventilado.-

Los únicos datos necesarios para comenzar el diseño son los parámetros de la unidad QTS, VAS y FS. Con éstos datos se calculan: VB, el volumen del gabinete; FB, la frecuencia a la que debe sintonizarse el gabinete y F3, la frecuencia de corte del sistema (-3 dB).

El método numérico está implementado en las líneas 620-640, esta iteración arroja una respuesta plana. Sin embargo, puede ser

que VB ó F3 no sean deseados, por lo tanto se presenta la opción de variar el volumen del gabinete con tal de satisfacer una cierta necesidad de tamaño ó de respuesta. Es posible hacer las iteraciones necesarias hasta hallar un diseño satisfactorio. Esta parte del programa arroja como resultados FB, F3 y el máximo rizo dentro de la banda de paso del sistema, junto con la grafica de la respuesta teórica.

Si los dos pasos anteriores no dan los resultados deseados, el programa ofrece una tercera opción en donde es posible cambiar el valor de FB y/o VB, llamada Diseño Especial. Sin embargo, el método numérico no puede aplicarse en éstas circunstancias puesto que estamos obligando una sintonización y/o un volumen que no corresponde a la teoría, por lo tanto lo único que se puede hacer es presentar la gráfica de la respuesta y observar el efecto producido al variar VB y/o FB. En general, es muy fácil hacer un desastre en la respuesta del sistema si no se tiene noción de lo que se está haciendo. Por lo tanto, no es recomendable utilizar esta opción a menos de que se use con mucha discreción (ésto es, no variar FB mucho más allá de la FB original, e igual para VB) ya que de hecho se está imponiendo un parámetro que no corresponde al sistema.

Los datos para graficar la respuesta del gabinete ventilado se calculan con el método numérico de las líneas 1070-1160.

### 3) Diseño de gabinete cerrado.-

Los parámetros que se piden para diseñar un gabinete cerrado son: QTS, VAS, FS y un valor tentativo para VB. VB debe escogerse teniendo en cuenta la relación de compliancia que resultaría. Se dan como resultado los valores de ALFA (la relación de compliancia); FC (la frecuencia de resonancia del sistema de gabinete cerrado); QTC (la Q total del sistema, que determina la forma de la respuesta del sistema) y F3 (la frecuencia de corte del sistema, -3 dB). Estos parámetros son calculados en las líneas 1490-1520 por un método numérico.

Se presenta la opción de cambiar el volumen del gabinete e iterar hasta hallar un diseño satisfactorio que puede comprobarse con la QTC y la respuesta gráfica obtenida.

La graficación en pantalla es una subrutina implementada en las líneas 1980-2130 , y la graficación en papel también es una subrutina que se encuentra en las líneas 2190-2240.

## 5.2 ANALISIS DEL DISEÑO DE UN GABINETE

Para ejemplificar el uso del programa se seleccionó una unidad marca JBL modelo 2240 H de 18 pulgadas. Esta unidad está diseñada para utilizarse en un sistema de refuerzo acústico (ésto es, un sistema altavoz de uso comercial que se emplea para dirigir el sonido al público). Dada su aplicación, la unidad tiene un gran diámetro para proporcionar buena eficiencia, y una alta capacidad de potencia eléctrica para lograr un alto nivel de presión acústica, necesario en este tipo de aplicaciones. Es practica común que se amplifique un sistema altavoz de este tipo independientemente a través de una red de cruce activa que permite variar la frecuencia de corte y la ganancia del sistema altavoz de baja frecuencia para acoplarla al resto del sistema. En general, como el espectro de audio de divide en 2 ó 3 bandas, cada sistema altavoz de baja, media y alta frecuencia se diseña considerando como característica primordial optimizar la eficiencia, puesto que si se ganan unos decibeles en el diseño del sistema altavoz se ahorra potencia de amplificación. La respuesta en frecuencia tiene una importancia secundaria puesto que es común utilizar un ecualizador en situaciones comerciales. El resto del sistema está comprendido por unidades para reproducir frecuencias medias y agudas de tipo trompeta que ofrecen la mayor eficiencia posible y alta directividad.

Las especificaciones para la unidad JBL se dan a continuación en la hoja de datos proporcionada por el fabricante. La unidad está recomendada para un sistema altavoz de gabinete ventilado ó para un sistema altavoz de tipo cuerno.

### 5.2.1 DISEÑO DE GABINETE VENTILADO.-

El parámetro QTS de la unidad JBL es muy propicio para el diseño de un gabinete ventilado (recuerde que un gabinete ventilado requiere un valor de QTS entre 0 y 0.6).

Introduciendo los parámetros VAS, QTS, y FS al programa obtenemos como primera aproximación la respuesta plana dada por la figura 1. Observando la figura, se nota una buena planaridad en la respuesta, sin embargo el corte del sistema a 61 Hz es un poco alto para un sistema de baja frecuencia. La alta frecuencia de corte se debe al pequeño volumen del gabinete de 3.75 pies cúbicos. Considérese como un límite inferior de baja frecuencia 40 Hz. La mayoría de las grabaciones tienen como límite inferior ésta frecuencia y además hay que tomar en cuenta que el desplazamiento del diafragma es inversamente proporcional a la frecuencia. Haciendo referencia a la hoja de datos, el volumen recomendado por el fabricante es de 5 a 12 pies cúbicos, por lo tanto, tratemos de lograr una mejor frecuencia de corte cambiando el volumen del gabinete.

La figura 2 se obtuvo cambiando VB a 5 pies cúbicos (el límite inferior dado por el fabricante). El efecto de aumentar el

volumen es proporcionar una frecuencia de corte menor (55 Hz), pero con el inconveniente del rizo, que en este caso es muy pequeño como para ser de consideración. Sin embargo no se logra el corte deseado a 40 Hz.

La figura 3 es el resultado de aumentar el volumen al límite superior de 12 pies cúbicos. Con éste volumen se logra una frecuencia de corte a los 35 Hz con un rizo de -3.4 dB en la banda de paso; este rizo es un poco grande y tampoco se necesita un corte tan bajo así que ésta solución también queda descartada.

La figura 4 es el valor medio de volumen especificado por el fabricante de 8 pies cúbicos, el corte del sistema a 43 Hz es aceptable y el rizo de 2 dB es tolerable. Este diseño cumple razonablemente con las metas establecidas.

La figura 5 contempla el diseño original sin rizo de la figura 1, pero haciendo un diseño especial cambiando FB a 20 Hz para tratar de extender la frecuencia de corte. El resultado es un desastre, con corte a 80 Hz y un rizo de más de 3 dB. Es obvio que no se puede hacer un cambio radical en la sintonización.

Las figuras 6 y 7 hablan por sí solas para un volumen demasiado grande ó pequeño, respectivamente.

#### 5.2.2 DISEÑO DE GABINETE CERRADO.-

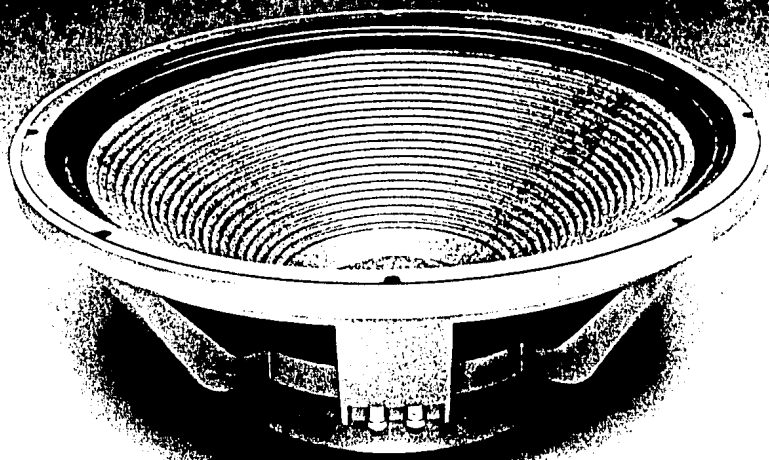
Las figuras 8-11 muestran claramente que no es posible obtener un diseño satisfactorio para un sistema de gabinete cerrado. Resulta evidente que la QTS de la unidad no es propicia para un sistema de gabinete cerrado, y por ende no puede obtenerse una respuesta aceptable. El fabricante de hecho no hace ninguna mención de utilizar esta unidad en un gabinete cerrado.



## Professional Series

# Model 2240H 460 mm (18 in) Low Frequency Transducer

400 W continuous program power capacity  
100 mm (4 in) edgewound copper ribbon  
30 Hz-2 kHz response  
98 dB sensitivity @ 1 kHz



The JBL Model 2240H is a highly efficient, low frequency transducer designed for sound reinforcement applications. It offers an unprecedented combination of performance characteristics including extremely low distortion, high power capacity, and excellent low frequency linearity. Sensitivity through the midrange is carefully controlled to ensure an optimum balance of high efficiency and bass performance. Because of this design approach, loading of the 2240H is not critical. It performs well as a direct radiator in ported enclosures or as a horn driver.

The 2240H incorporates a new die cast aluminum frame, integrally stiffened cone with treated cloth surround, 100 mm (4 in) diameter edgewound copper ribbon voice coil, and individually machined magnetic pole piece and back plate.

The transducer also features a large, high flux, Symmetrical Field Geometry (SFG) magnetic structure. The SFG design, in combination with a Flux Stabilizing Ring around the pole piece, significantly reduces second harmonic distortion. This motor assembly is optimally balanced with a 19 mm (¾ in) long voice coil and carefully engineered suspension elements to allow maximum excursion linearity with complete freedom from dynamic instabilities.



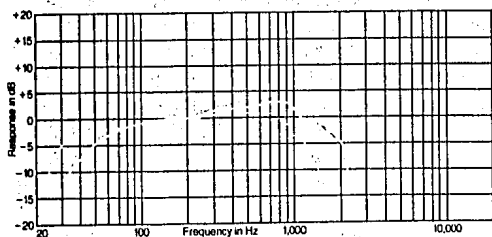
# Model 2240H Low Frequency Transducer

## Architectural Specifications

The low frequency transducer shall have a nominal diameter of 460 mm (18 in), overall depth not greater than 191 mm (7½ in), and weigh at least 13.6 kg (30 lb). The frame shall be of cast aluminum to resist deformation, and the magnetic assembly shall utilize a ferrite magnet and produce a symmetrical magnetic field at the voice coil gap. In addition, a Flux Stabilizing Ring encircling the pole piece shall act to reduce flux modulation. The voice coil shall be 100 mm (4 in) in diameter and shall be made of edgewound copper ribbon operating in a magnetic field of not less than 1.22 T (12,200 gauss).

Performance specifications of a typical production unit shall be as follows: Measured sensitivity (SPL at 1 m (3.3 ft) with 1 W input, swept 100 Hz-500 Hz) shall be at least 98 dB on axis and 97 dB 45 degrees off axis. As an indication of electromechanical conversion efficiency, the BI factor shall be at least 25 newtons per ampere. The half-space reference efficiency shall be 5.0%. Usable frequency response shall extend from 30 Hz-2 kHz. On-axis response, measured at a distance of 2 m (6.6 ft) or more under free field conditions, shall be  $\pm 3$  dB from 50 Hz-1500 Hz. Acoustic loading shall further extend the low frequency response. Nominal impedance shall be 8 ohms. Rated power capacity shall be at least 600 W normal program material.

The transducer shall be the JBL Model 2240H. Other loudspeakers will be considered for equivalency provided that submitted data from a recognized independent test laboratory verify that the above performance specifications are met.



Frequency response contour of the 2240H taken in a hemispherical free-field environment, a closed box of 280 L (10 ft³) internal volume enclosing the rear of the driver. Measured response of a typical production unit, including all peaks and dips, does not deviate more than 2 dB from the above curve. The dashed curve represents the response from a 320 cm² (50 in²) port with a 20 cm (8 in) long duct tuning this enclosure to 30 Hz.

## Preliminary Specifications

Nominal Diameter	460 mm	18 in
Rated Impedance	8 ohms	
Power Capacity <sup>1</sup>	600 W continuous program	
Sensitivity <sup>2</sup>	98 dB SPL, 1 W, 1 m	
Frequency Range	30 Hz-2 kHz	
Highest Recommended Crossover Frequency	800 Hz	
Recommended Enclosure Volume	140-340 L	5-12 ft³
Effective Piston Diameter	406 mm	16 in
Maximum Excursion Before Damage	25 mm	1 in peak to peak
Minimum Impedance	7.3 ohms $\pm$ 10% @ 25°C	
Voice Coil Diameter	100 mm	4 in
Voice Coil Material	Edgewound copper ribbon	
Voice Coil Winding Depth	19 mm	¾ in
Magnetic Gap Depth	9 mm	0.35 in
Magnetic Assembly Weight	9.1 kg	20 lb
Flux Density	1.22 T (12,200 gauss)	
BI Factor	25 N/A	
Effective Moving Mass	0.130 kg	
Positive voltage on BLACK terminal	gives forward diaphragm motion.	

## Thiele-Small Parameters

$f_s$	30 Hz	
$R_e$	6.0 ohms	
$Q_{ts}$	0.23	
$Q_{ms}$	2.2	
$Q_{es}$	0.25	
$V_{as}$	480 L	17 ft³
$S_D$	0.130 m²	200 in²
$X_{max}$	5.5 mm	0.22 in
$V_D$	720 cm³	.44 in³
$L_e$	1.4 mH	
$\eta_o$ (Half space)	5.0%	
$P_e$ (Max)	300 W Continuous Sine Wave	

## Mounting Information

Overall Diameter	464 mm	18½ in
Bolt Circle Diameter	441 mm	17½ in
Baffle Cutout Diameter		
Front Mount	427 mm	16¾ in
Rear Mount	422 mm	16½ in
Depth	191 mm	7½ in
Volume Displaced by Driver When Mounted in Enclosure	8.5 L	0.3 ft³
Net Weight	13.6 kg	30 lb
Shipping Weight	14.5 kg	32 lb

<sup>1</sup>Continuous program power is defined as 3 dB greater than continuous sine wave power and is a conservative expression of the transducer's ability to handle typical speech and music program material.

<sup>2</sup>The sensitivity rating of JBL low frequency loudspeakers is based on a signal swept from 100 Hz to 500 Hz, rather than the conventional 1 kHz single frequency test signal, since these drivers are usually used below 800 Hz. Therefore, usable sensitivity of the 2240H may be substantially greater than that of loudspeakers with higher published ratings.

JBL continually engages in research related to product improvement. New materials, production methods, and design refinements are introduced into existing products without notice as a routine expression of that philosophy. For this reason, any current JBL product may differ in some respect from its published description, but will always equal or exceed the original design specifications unless otherwise stated.



## Professional Division

James B. Lansing Sound, Inc.,  
8500 Balboa Boulevard, P.O. Box 2200  
Northridge, California 91329 U.S.A.

## DISEÑO DE GABINETE VENTILADO

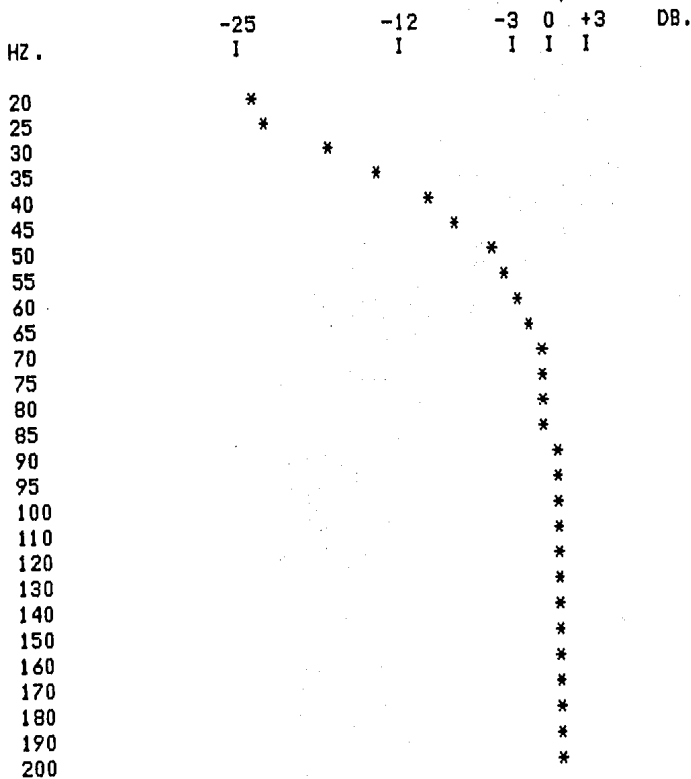
JBL MODELO 2240 H

VB= 3.7557707

FB= 47.2950286 HZ

F3= 61.0485893 HZ

MAXIMO RIZO EN LA RESPUESTA =0 DB



- FIGURA 1 -

## DISEÑO DE GABINETE VENTILADO

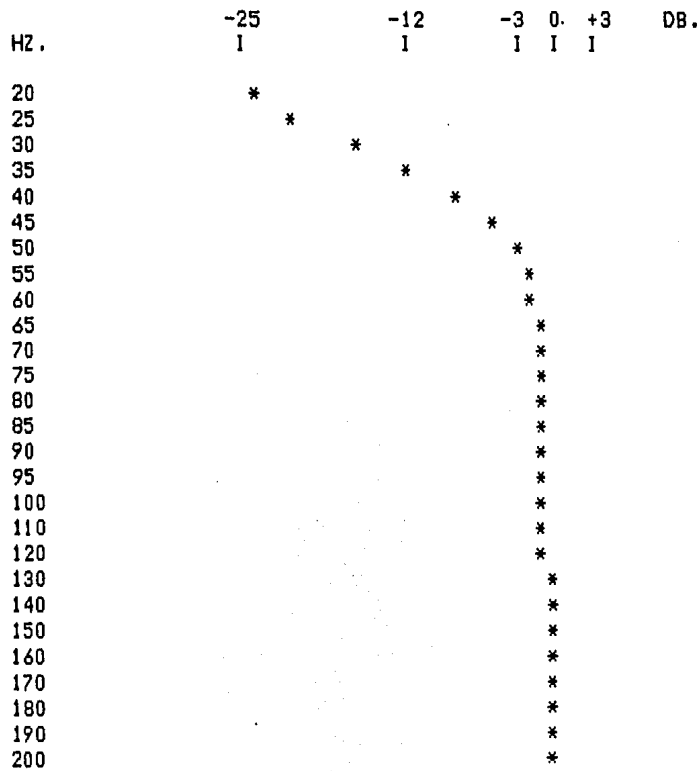
JBL MODELO 2240 H

VB= 5

FB= 44.3807368 HZ

F3= 55.3172668 HZ

MAXIMO RIZO EN LA RESPUESTA =-.745623903 DB



- FIGURA 2 -

## DISEÑO DE GABINETE VENTILADO

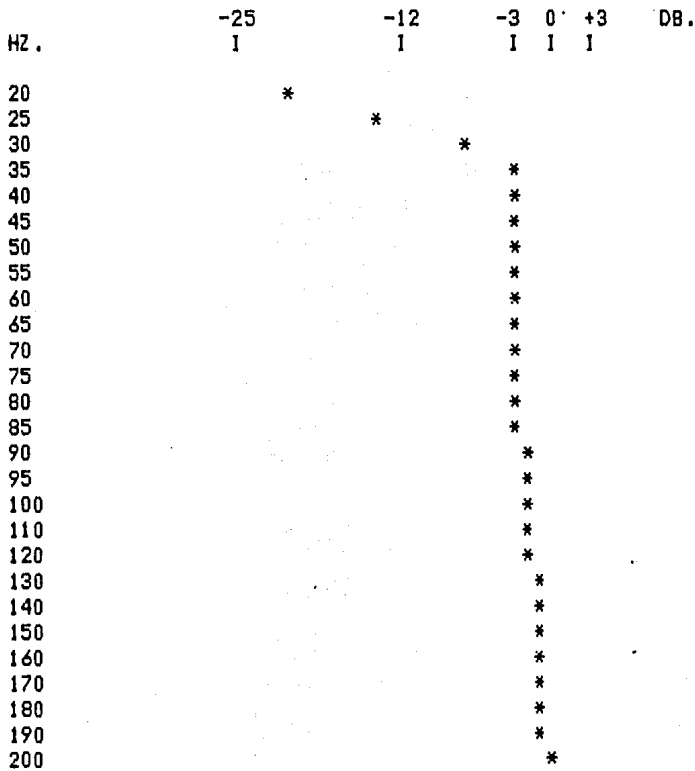
JBL MODELO 2240 H

VB= 12

FB= 33.5372085 HZ

F3= 35.7071422 HZ

MAXIMO RIZO EN LA RESPUESTA =-3.40710259 DB



- FIGURA 3 -

## DISEÑO DE GABINETE VENTILADO

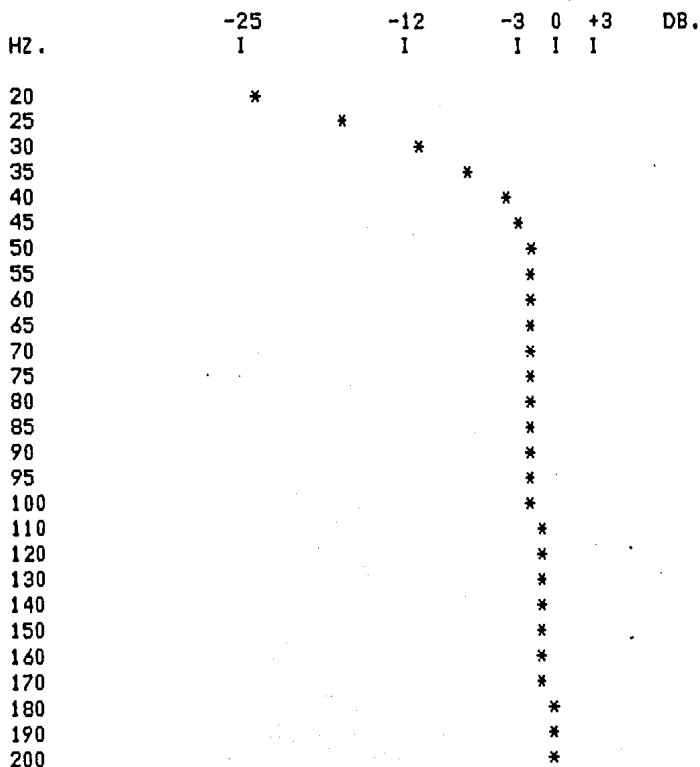
JBL MODELO 2240 H

VB= 8

FB= 38.1835334 HZ

F3= 43.7321392 HZ

MAXIMO RIZO EN LA RESPUESTA ==-2.17446378 DB



- FIGURA 4 -

## DISEÑO ESPECIAL DE GABINETE VENTILADO

JBL MODELO 2240 H

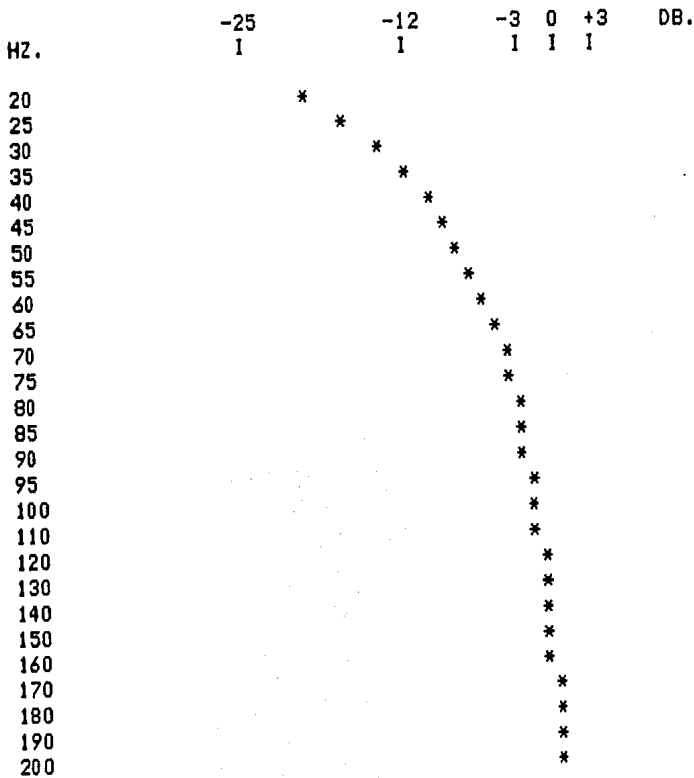
VB= 3.7557707

FB= 20 HZ

QTS= .23

FS= 30 HZ

VAS= 17



- FIGURA 5 -

## DISEÑO DE GABINETE VENTILADO

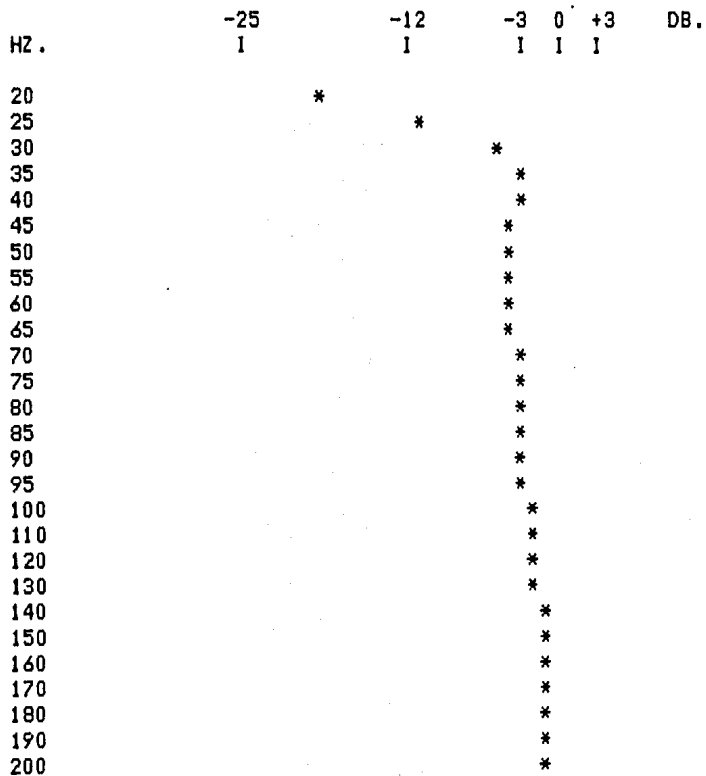
JBL MODELO 2240 H

VB= 15

FB= 31.2259534 HZ

F3= 31.9374389 HZ

MAXIMO RIZO EN LA RESPUESTA =-4.08547269 DB



- FIGURA 6 -



## DISEÑO DE GABINETE VENTILADO

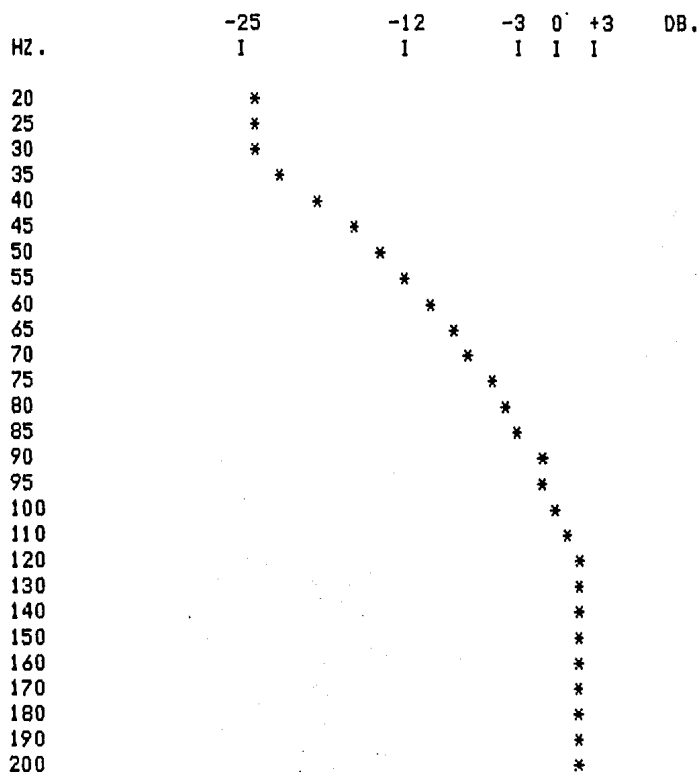
JBL MODELO 2240 H

VB= 1.5

FB= 65.2402636 HZ

F3= 100.995049 HZ

MAXIMO RIZO EN LA RESPUESTA =2.91452731 DB



- FIGURA 7 -

## DISEÑO DE GABINETE CERRADO

JBL MODELO 2240 H

QTS= .23

QTC= .48245207

VAS= 17

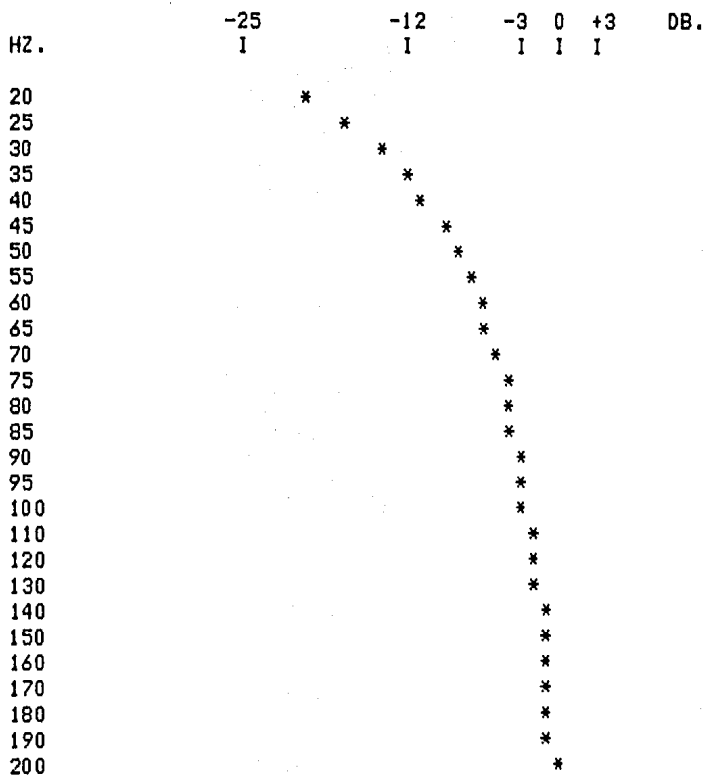
VB= 5

FS= 30 HZ

ALFA= 3.4

FC= 62.9285309 HZ

F3= 102.839621 HZ



- FIGURA 8 -

## DISEÑO DE GABINETE CERRADO

JBL MODELO 2240 H

QTS= .23

QTC= .357549531

VAS= 17

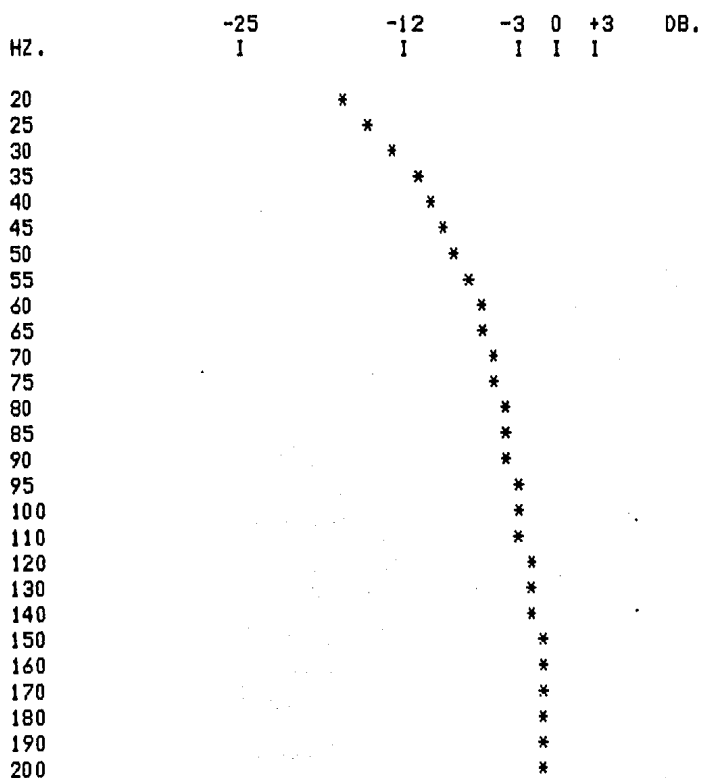
VB= 12

FS= 30 HZ

ALFA= 1.41666667

FC= 46.6368953 HZ

F3= 114.13321 HZ



- FIGURA 9 -

## DISEÑO DE GABINETE CERRADO

JBL MODELO 2240 H

QTS= .23

QTC= .708907611

VAS= 17

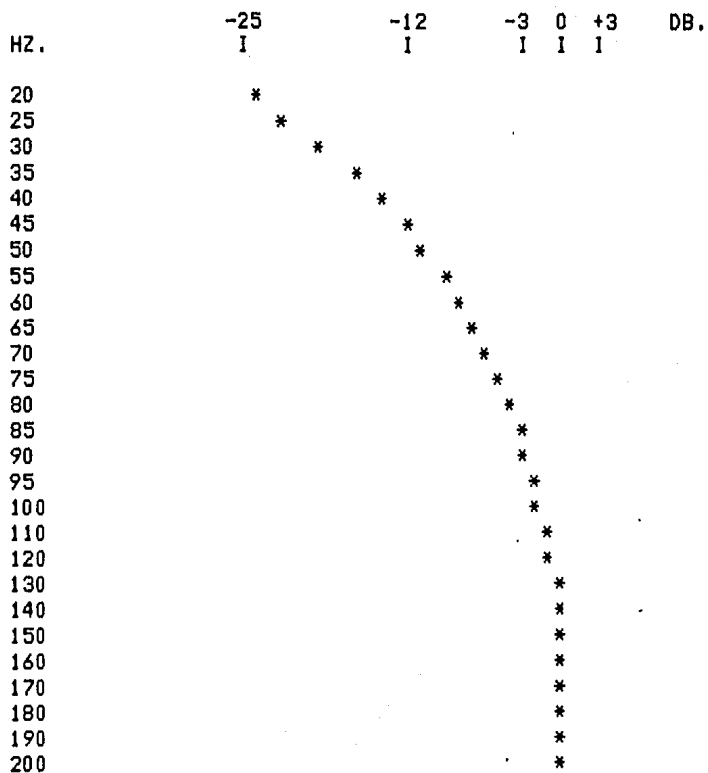
VB= 2

FS= 30 HZ

ALFA= 8.5

FC= 92.4662101 HZ

F3= 92.231916 HZ



- FIGURA 10 -

## DISEÑO DE GABINETE CERRADO

JBL MODELO 2240 H

QTS= .23

QTC= .807733455

VAS= 17

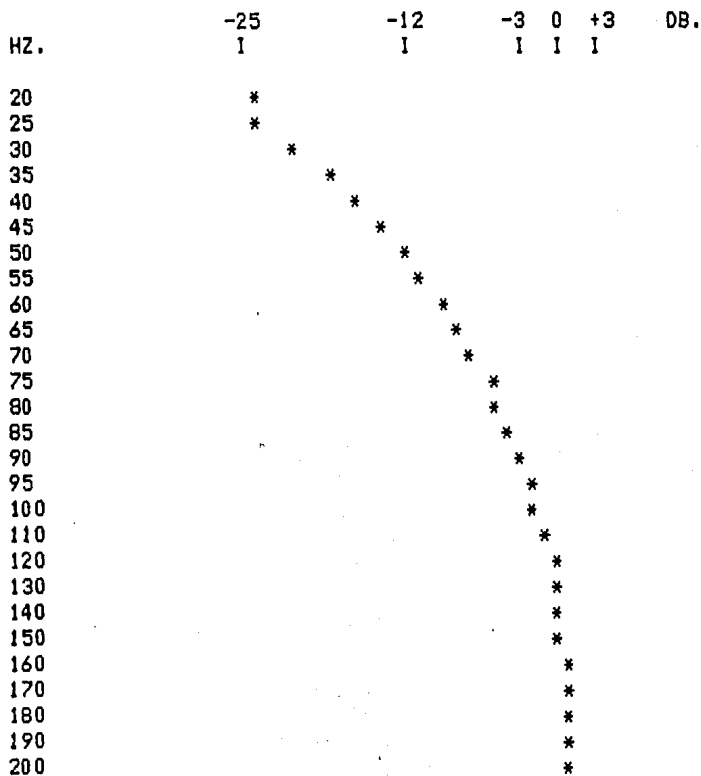
VB= 1.5

FS= 30 HZ

ALFA= 11.3333333

FC= 105.356538 HZ

F3= 93.8378803 HZ



## DISEÑO DE GABINETE CERRADO

JBL MODELO 2240 H

QTS= .23

QTC= .406586399

VAS= 17

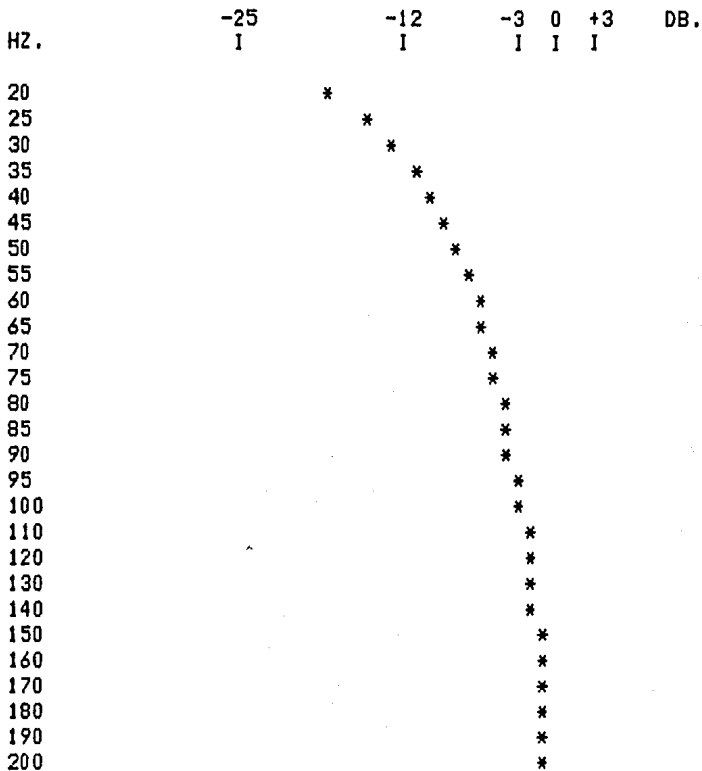
VB= 8

FS= 30 HZ

ALFA= 2.125

FC= 53.0330086 HZ

F3= 109.749497 HZ



- FIGURA 12 -

### 5.3 CONSTRUCCION DEL SISTEMA ALTAVOZ.-

En vista de las respuestas obtenidas, lo mas acertado sería seleccionar la alineación de la figura 4. Esta alineación necesita un gabinete de 8 pies cúbicos de volumen. El gabinete debe sintonizarse a 38 Hz y la frecuencia de corte del sistema será de 43 Hz.

Para verificar si la elección tomada fué acertada, véase la figura (16) pagina 103. Para  $V_B=8$  pies cúbicos y  $F_3=43$  Hz se tiene efectivamente la máxima eficiencia posible. Ahora véase la figura (19) pagina 108. Con  $F_3=43$  Hz y  $V_D=720$  centímetros cúbicos, debería obtenerse un nivel de presión sonora alrededor de 117 dB a 1 metro de distancia. Esto refleja la alta eficiencia del sistema. Sin embargo, debe recordarse que se hizo un pequeño sacrificio en la respuesta a la frecuencia para obtener la frecuencia de corte y la eficiencia deseadas.

Debido al volumen que ocupan la unidad, los refuerzos internos del gabinete y el material de revestimiento, se le debe agregar un 10% más al volumen del gabinete.

Las dimensiones del gabinete se darán de acuerdo con una proporción acústica que asegura que no se concentren las ondas estacionarias con respecto a la frecuencia dentro del gabinete. Estas proporciones son 0.8 : 1 : 1.25 ó 0.62 : 1.0 : 1.62 para gabinetes rectangulares. En cualquier caso, la unidad no debe montarse en el centro del baffle.

De acuerdo con ésto las dimensiones del gabinete serán:

$$8.8 \text{ ft.}^3 = 15200 \text{ in.}^3$$

$$\sqrt[3]{15200} (0.8, 1, 1.25) = 19.81 \times 24.7 \times 30.96 \text{ in.}$$

Esto es, en numeros redondos 20 X 24 X 31 pulgadas. Hay que recordar que éstas dimensiones son internas.

Utilizando una puertatipo ducto para sintonizar el gabinete; el nomograma de la figura 21 (pagina 114) indica un ducto con un diámetro alrededor de 8 pulgadas. Seleccionando un tubo de 7 pulgadas de diámetro interior, procedemos a verificar si el área de la puerta es adecuado, con la ec. (174) pagina 113. Así tenemos que

$$d_v \geq \sqrt[1/2]{f_B V_D}$$

$$d_v \geq ((38)(0.00072 \text{ m}))^{1/2}$$

$$d_v \geq 0.1654$$

como  $d_v = 7 \text{ in.} = 0.1778 \text{ m.}$

$$0.1778 > 0.1654$$

Comprobándose que el diámetro del ducto es adecuado. De ésta manera puede asegurarse que la puerta no va a generar ruido. Esta consideración es de importancia sobre todo en sistemas que manejan

alta potencia.

Para calcular la longitud del ducto, iniciamos con la ec. (II) pagina 113

$$L_v/S_v = 1.84 \times 10^8 / \omega_b^2 V_b$$

donde  $\omega_b = 2\pi f_b$  y  $V_b$  se dá en pulgadas cúbicas.

$$L_v/S_v = 1.84 \times 10^8 / (57006.8)(15200 \text{ in.})$$

$$L_v/S_v = 0.212 \text{ in.}^{-1}$$

La longitud inicial del ducto es,

$$L_v = 0.212 (S_v) = 8.15 \text{ in.}$$

Empleando la ec. (III) pagina 114, para corregir la longitud del ducto

$$L'' = 1.46 R$$

$$L'' = 1.46 (3.5 \text{ in.}) = 5.11 \text{ in.}$$

Para hallar la longitud real del ducto, se debe restar  $L''$  de la longitud inicial,

$$L_{\text{real}} = L_v - L'' = 8.15 - 5.11 = 3.048 \text{ in.}$$

Por lo tanto, la puerta será un tubo de 7 pulgadas de diámetro interior, con una longitud de 3 pulgadas. El material más adecuado para construir el ducto es un tubo de PVC que puede conseguirse en una casa de material para plomería. También puede utilizarse un tubo de cartón.

Ahora solo falta calcular la potencia acústica nominal (ec. (163) pagina 108):

$$P_{AR} = 3 f_3^4 V_D^2 = 3 (43)^4 (0.00072 \text{ m})^2 = 5.31 \text{ W}$$

Y la máxima eficiencia de referencia teórica (ec. (157) pagina 104),

$$\eta_{0 \text{ max}} = 3.9 \times 10^{-6} (43)^3 (0.2489) = 7.72 \%$$

Como ésta eficiencia es la máxima teórica, no puede lograrse en la práctica debido a pérdidas en el gabinete además de otros factores. Pero el fabricante proporciona la eficiencia de referencia de la unidad de 5 %. Por lo tanto, si estimamos conservativamente que el gabinete nos ayuda a incrementar la eficiencia básica de la unidad en 1 %, tendremos  $\eta_0 = 6 \%$ .

Ahora solo falta calcular la potencia eléctrica nominal limitada por desplazamiento (ec. (164) pagina 109),



$$P_{ER} = P_{AR} / \eta_0 = 88.5 \text{ W}$$

Como el fabricante especifica un valor mucho mayor para  $P_{E(max)}$ , se puede operar el sistema con 88.5 Watts de potencia continua de programa sin dañar la unidad por un desplazamiento excesivo.

Por lo que respecta a la construcción del gabinete, sería razonable utilizar madera de 3/4 de pulgada como mínimo, y colocar refuerzos en todas las aristas del interior del gabinete. También puede ser muy ventajoso sellar el interior del gabinete con silicon, para evitar fugas.

La unidad debe montarse por el frente del baffle, por lo que se requiere rebajar el corte para la unidad de tal manera que la unidad esté colocada al ras del baffle.

## BIBLIOGRAFIA

- (1) L. L. Beranek, *Acoustics* (McGraw-Hill, New York, 1954).
- (2) H. F. Olson, *Elements of Acoustical Engineering*, (Van Nostrand, Princeton, N.J., 1947).
- (3) J.E. Benson, "Theory and Design of Loudspeaker Enclosures", *Amalgamated Wireless Australasia Technical Review*, vol. 14, no. 3, (1971); & *Proceedings IREE (Australia)*, vol. 30, Sept. 1969.
- (4) J.F. Novak, "Performance of Enclosures for Low-Resonance High-Compliance Loudspeakers", *IRE Transactions Audio*, vol. AU-7 (Jan.-Feb. 1959); & *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 7, (Jan. 1959).
- (5) R.H. Small, "Direct-Radiator Loudspeaker System Analysis", *IEEE Transactions Audio and Electroacoustics*, vol. AU-19, no. 4, (Dec. 1971), & *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 20, no. 5 (June 1972).
- (6) A.N. Thiele, "Loudspeakers in Vented Boxes", *Proceedings IREE (Australia)*, vol. 22, (Aug. 1961); & *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 19, (May 1971).
- (7) R.F. Allison & R. Berkovitz, "The Sound Field in Home Listening Rooms", *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 20, no. 6, (July/Aug. 1972).
- (8) P.W. Klipsch, "Modulation Distortion in Loudspeakers", *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 17, (April 1969).
- (9) P.W. Klipsch, "Modulation Distorsion in Loudspeakers: Part II", *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 18, (Feb. 1970).
- (10) H.F. Olson, "Analysis of the effects of Nonlinear Elements Upon the Performance of a Back-Enclosed, Direct Radiator Loudspeaker Mechanism", *Journal of the Audio Engineering Society*, vol. 10 no. 2, (April 1962).
- (11) E.M. Villchur, "Revolutionary Loudspeaker and Enclosure", *Audio*, vol. 38, no. 10, (Oct. 1954).

- (12) E.M. Villchur, "Commercial Acoustic Suspension Speaker", Audio, vol. 39, no. 7, (July, 1955).
- (13) R.F. Allison, "Low Frequency Response and Efficiency Relationships in Direct Radiator Loudspeaker Systems", Journal of the Audio Engineering Society, vol. 13, no. 1, (Jan. 1960).
- (14) J.L. Grauer, "Acoustic Resistance Damping for Loudspeakers", Audio, vol. 49, no. 3, (March 1965).
- (15) R.H. Small, "Closed Box Loudspeaker Systems", Journal of the Audio Engineering Society, vol. 20 (Dec. 1972) & vol. 21 (Jan./Feb. 1973).
- (16) H.F. Olson, J. Preston and E.G. May, "Recent Developments in Direct-Radiator High-Fidelity Loudspeakers", Journal of the Audio Engineering Society, vol. 2, (Oct. 1954).
- (17) R.H. Small, "Simplified Loudspeaker Measurements at Low Frequencies", Proceedings IREE (Australia), vol. 32 (Aug. 1971) & Journal of the Audio Engineering Society, vol. 20 (Jan./Feb. 1972).
- (18) B.N. Locanthi, "Application of Electric Circuit Analogies to Loudspeaker Design Problems", IRE Transactions on Audio, vol. PGA-6, (Mar. 1952); & Journal of the Audio Engineering Society, vol. 19 (Oct. 1971).
- (19) J.R. Ashley & M.D. Swan, "Improved Measurement of Loudspeaker Driver Parameters", 40th Convention of the Audio Engineering Society, Los Angeles, (April 1971).
- (20) R.H. Small, "Vented Box Loudspeaker Systems", Journal of the Audio Engineering Society, vol. 21, (June 1973).
- (21) L. Keibis, "The Physical Conditions for Optimum Bass Reflex Cabinets", Journal of the Audio Engineering Society, vol. 8, (Oct. 1960).
- (22) D.B. Keele, "Sensitivity of Thiele's Vented Loudspeaker Alignments to Parameter Variations", Journal of the Audio Engineering Society, vol. 21, (May 1973).
- (23) D.B. Weems, "Designing, Building & Testing Your Own Speaker System", (TAB Books, Blue Ridge Summit, Pennsylvania, 1981).
- (24) M.L. Gayford, "Electroacoustics", (American Elsevier, New York, 1971).
- (25) R.K. Miller & W.V. Montone, "Acoustical Enclosures and Barriers", (The Fairmont Press, Atlanta, 1978).

(26) International Electrotechnical Commission, "IEC Recommendation, Methods of Measurement for Loudspeakers", IEC publication 200, (1966).

(27) American National Standards Institute, "American Standard Recommended Practices for Loudspeaker Measurements", Standard S1.5-1963 (1963).

(28) J.F. Novak, "Designing a Ducted-Port Bass-Reflex Enclosure", Electronic World, vol. 75, (Jan. 1966).