TECNIACUSTICA
OVIEDO ¥ 1997

Diseño de recintos acústicos y determinación de características técnicas de altavoces en MATLAB

Joaquín Martínez Vizuete y Juan José Briones Ramos.
Escuela Universitaria de Gandía.

We all know that Matlab is a very useful mathematical tool therefore a program about the desing and simulation of acoustic boxes has been done.

An experienced designer must be able to obtain interesting scientific conclusions making use of this program. The user has the posibility of viewing a lot of information about this system characterics including all kind of responses on time and frequency domains.

Introducción

El principal objetivo del desarrollo de un entorno de cálculo y diseño de recintos acústicos en Matlab es ofrecer al usuario una herramienta con una elevada sencillez de manejo. Esta cualidad no limita la potencialidad del programa, pues el diseñador avezado puede extraer conclusiones de gran interés científico. Asímismo, la elvada velocidad de cálculo del PC consigue mostrar al usuario cantidad de información relativa a características y respuestas del sistema, tanto temporales como frecuenciales.

Por supuesto, las dimensiones del elmento principal en el estudio (el gabinete) podrán ser prefijadas o bien se adaptarán de forma óptima a los parámetros de entrada. El usuario es quien debe decidir en todo momento cuál va ha ser la restinción que marcará las pautas del diseño. Como en todo trabajo de ingeniería se deben llegar a soluciones de compromiso. Lógicamente éstas nos impiden maximizar en todos los aspectos las propiedades del sistema en diseño.

El programa permite el diseño de cuatro tipo de gabinetes. Así pues, queda dividido en cuatro grandes bloques de simulación de recintos. Los prototipos son: caja cerrada, recinto refleja-bajos (bass-reflex), gabinete con radiador pasivo y sistema de carga simétrica. Cada uno de los diseños que realicemos podemos someterlos a infinidad de comparaciones con otros modelos. De esta forma el usuario puede ser más critico y absolutamente objetivo, y en consecuencia, podrá obtener resultados altamente satisfactorios.

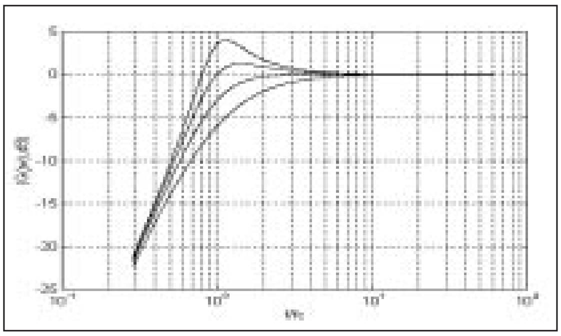
Respuesta en frecuencia

Función de transferencia

Todo diseño de cajas acústicas se realiza normalmente a frecuencias bajas, entonces se puede decir que la zona problemática del espectro en nuetro diseño no es muy extensa y queda perfectamente localizada. Por ello, el estudio no se extiende mucho más de una decada por encima de la frecuencia de corte inferior. Seguidamente exponemos ciertos detalles del estudio para el diseño de un sistema de caja cerrada. Mediante una simple inspección de la función de transferencia del sistema se puede observar que es una expresión análoga a la de un filtro eléctrico. De esta foma sabemos que podremos realizar ajustes a curvas normalizadas (Butterworth, Chebyshev, Bessel,...). El grado del polinomio del numerador (cero doble) nos indica que la pendiente de la curva es de 12 dB/oct ó 40 dB/dec.

$$G(s) = \frac{s^2 T_c^2}{s^2 T_c^2 + s\,\frac{T_c}{Q_{T_c}} + 1} \qquad (1)$$

El gráfico que se muestra a continuación representa la respuesta del sistema a frecuencias cercanas a la resonancia. Se han escogido diferentes valores de Q_{Tc} (1.5, 1, 0.707 y 0.5, de la curva más picuda a la más suave) y de ese modo se aprecia una singularidad a la frecuencia de resonancia que ya nos es familiar.



En la gráfica anterior se ha realizado una normalizaciación a la frecuencia de resonancia natural del altavoz (observese el eje de abcisas). Al dotar al altavoz de una caja que preserve la radión anterior del cono respesto de la posterior, la frecuencia de resonancia del sistema varía sutilmente. Existe gran variedad de parámetros que pueden afectar al altavoz provocando el efecto descrito, entre otros: La inclusión de mateial absorvente en el interior de la caja, el volumen que ésta encierra, la geometría de la misma, ...

Según Beranek, para frecuencias tales que $l \leq \lambda/8$ (l representa la profundidad de la caja), i.e. para las frecuencias a las que trabajamos, resulta que:

$$Z_{MB} \simeq j\left(\omega M_{MB} - \frac{1}{\omega}\right) \qquad \text{(II)}$$

donde Z_{MB} representa la impedancia mecánica de la carga interna de aire sobre el altavoz. Sobre la masa y la compliancia mecánica de la caja entendemos que:

$$M_{MB} = B\rho_0 \pi a^3 \qquad C_{MB} = \frac{V_B}{\rho_0 c^2 S_D^2} \qquad \text{(III)}$$

B es un factor de corrección que está comprendido entre 0.3 y 0.85, es función de la relación entre S_D y la superficie frontal de la caja.V_B es el volumen interno de la caja.

Otro factor a tener en cuenta es la impedancia mecánica de radiación (Z_{MR}). Para calcular Z_{MR} tomamos el modelo del pistón radiante en pantalla infinita. A frecuencias bajas podemos suponer que el cono se comportará como un pistón pues prácticamente todos los puntos radían en fase. La impedancia mecánica viene dada por la expresión:

$$Z_{MR} = R_{MR} + jX_{MR} = \pi a^2 \rho_0 c\left[1 - \frac{J_1(2ka)}{ka}\right] + j\,\frac{\rho_0 c \pi a^2}{2k^2 a^2} K1\,(2ka) \qquad \text{(IV)}$$

J_1 y K_1 son funciones de Bessel y están representadas respectivamente por las series:

$$J_1(x) = \frac{x}{2} - \frac{2x^3}{2 \cdot 4^2} + \frac{3x^5}{2 \cdot 4^2 \cdot 6^2} - \ldots \qquad \text{(V)}$$

$$K_1(x) = 2\left(\frac{x^3}{3} - \frac{x^5}{3^2 \cdot 5} + \frac{x^7}{3^2 \cdot 5^2 \cdot 7} - \ldots\right) \qquad \text{(VI)}$$

De ambas expresiones se ha tomado un número elevado de sumandos. Aunque el efecto que esta impedancia provoca sobre la impedancia mecánica total del sistema es mínimo, son estos pequeños detalles los que hacen de este entorno una herramienta de diseño potente.

Tampoco hay que olvidar el efecto que provoca el material absorvente sobre la frecuencia de resonancia. Se produce un aumento paulatino de la compliancia mecánica C_{MB} de la caja a medida que ésta se va rellenando con material absorvente. El nuevo valor queda definido como:

$$C'_{MB} = \alpha C_{MB} = \frac{\alpha V_B}{\rho_0 c^2 S_D^2} \qquad \text{(VII)}$$

el factor α es proporcional a la cantidad de material absorvente que se introduce en la caja. Provoca un aumento aparente del volumen, pues:

$$1 < \alpha \leq 1.4 \qquad \text{(VIII)}$$

donde se supone que la correspondencia es lineal. Así pues, para un volumen semilleno de absorvente, C_{MB} debe multiplicarse por 1.2.

Las tres variables a partir de las cuales se define la respuesta del sistema sin absorvente son:

$$R_{MS}=R_M+R_{MR}$$

$$M_{MT}=M_M+M_{MB}+M_{MR} \qquad \text{(X)}$$

$$C_{MT} = \frac{C_{MS}\,C_{MB}}{C_{MS}+C_{MB}} \qquad \text{(XI)}$$

mientras que en el caso de poseer dicho material, éstas varía ligeramente, y se puede concluir lo siguiente:

$$R'_{MS}=R_{MS}+R'_{MB} \qquad \text{(XII)}$$

$$R'_{MT}=R_{MT}+R'_{MB}=R_{MS}+\frac{B^2l^2}{R_g+R_{EB}} + R'_{MB} \qquad \text{(XIII)}$$

$$M'_{MT} \simeq M_{MT} \qquad \text{(XIV)}$$

$$C'_{MT}= \frac{C_{MS}\,C'_{MB}}{C_{MS}+C'_{MB}} \qquad \text{(XV)}$$

Puesto que ahora la compliancia de la caja es mayor, la compliancia mecánica total (C'_{MT}) ha aumentado respecto a C_{MT}. En consecuencia se reduce ligeramente la frecuencia de resonancia de velocidad del sistema mecánico (nótese en la ecuación XVI).

$$f'_{SB}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{1}{C'_{MT}M_{MT}}} \qquad \text{(XVI)}$$

Pero esta no es el principal objeto de la variación de estos parámetros. De un modo u otro no solemos buscar una frecuencia de resonancia mínima. Normalmente se persigue un curva de respuesta lo más plana posible, i.e. un ajuste tipo Butterwoth. Esto ocurre cuando el factor de calidad total (Q'_{TB}) es igual a 0.707.

$$Q'_{TB}= \frac{\omega'_{MB}}{2\alpha'_T} \qquad \text{(XVII)}$$

donde α'_T (constante de atenuación) es:

$$\alpha'_T= \frac{R'_{MT}}{2M_{MT}} \qquad \text{(XVIII)}$$

la cual influye positivamente sobre la respuesta transitoria del sistema. El hecho de introducir material absorvente favorece al decaimiento exponencial de la respuesta al impulso del sistema altavoz-caja.

Ahora, sabiendo cuales son todos los parámetros que intervienen en la respuesta de nuestro modelo podremos hacer una predicción de su comportamiento. Partiendo de los parámetos que ofrece el fabricante más otros que introduzcamos nosotros podemos guiar el diseño por completo. Por ejmplo; para un prototipo de caja cerrrada al que le fijemos un volumen no prohibitivo, le habremos limitado la frecuencia de corte inferior. Cuanto más pequeño sea el recinto más elevada será la frecuencia.

Normalmente se pretende obtener una respuesta lo más plana posible. En este caso, el factor de calidad total es un dato que conocemos a priori. El algoritmo de cálculo variará ligeramente respecto a otra via de diseño, pero no representa ninguna complejidad.

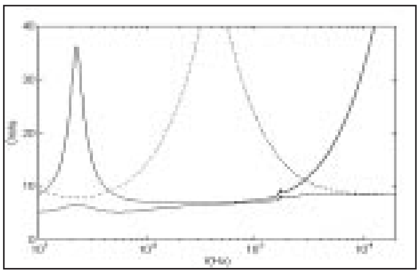
Se puede concluir que existen varios grados de libertad en el estudio de sistemas altavoz-caja para adecuar sus condiciones de funcionamiento a nuestras necesidades.

Impedancia eléctrica total.

Tener conocimiento absoluto del comportamiento eléctrico del sistema es crucial para el abordaje de todo diseño de transductores electro-mecano-acústicos. Sin más, la curva de la impedancia eléctrica total nos aporta toda la información necesaria para realizar la corrección que provoque la máxima planitud en la respuesta frecuencial.

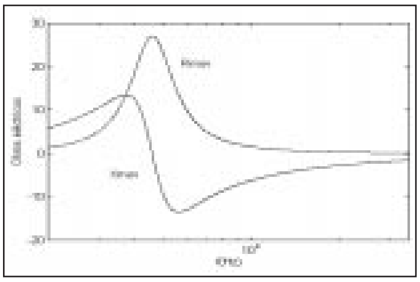
Buscando la máxima transferencia de potencia la impedancia que presente el generador debe estar adaptada a la que presente el altavoz. Para altavoces dinámicos la impendacia eléctrica de movimiento viene dada por:

$$Z_{ET}=Z_E+Z_{MOV}=Z_E+\frac{B^2l^2}{Z_M+Z_M} \quad \text{(XIX)}$$



Eléctricamente se pueden construir circuitos que suavizen el comportamiento picudo de la impedancia en la resonancia. Así mismo, también se puede compensar el valor creciente de impedancia debido a la inductancia de la bobina móvil. En las curvas que se muestran en la figura se puede observar la corrección que se produciría al dotar al equipo del circuito eléctrico apropiado.

Impedancia de movimiento



Al igual que el trazado de la curva de impedancia eléctrica total, nosotros podemos observar el reflejo de la impedancia de movimiento sobre el circuito eléctrico. El programa permite la obtención de los parametros más significativos del altavoz a partir de unas medidas obtenidas en laboratorio empleando un método realmente sencillo.

Observando la ancura y el valor del pico de la campana de R_{MOV} podemos hacernos una vaga idea de las "pérdidas eléctricas" que el sistema tiene por causa de la impedancia de movimiento.

Respuesta temporal

Respuesta al impulso

La solución de la ecuación diferencial homogenea representativa del sistema mecánico describe el regimen transitorio del mismo. Contradictoriamente al significado literal de términos, para un facto de calidad bajo la respuesta musical del equipo osee una notable mejora respecto a sistemas en los que el factor de sobretensión sea más elevado. Como ya hemos mencionado el factor de calidad afecta directamente sobe la curva de respuestaen frecuencia, por lo tanto, si deseamos la maxima planitud posible estaremos restringiendoenormemente los valores de dicho parámetro. La solución de la ecuación homogenea tiene el siguiente aspecto:

$$U_h(t) = Ae^{-\alpha_{MF}}\cos(\omega_r t + \varphi) \quad \text{(XX)}$$

En la siguiente figura se puede observar el comportamiento que posee la respuesta transitoria quese desprende de la solución de la ecuación integro-diferencial asociada al altavoz.