

## スピーカーの物理学 IV

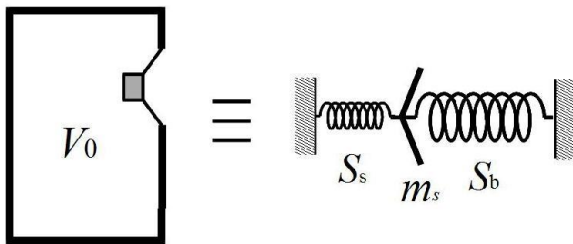
### エンクロージャー

#### はじめに

スピーカーの振動板が作り出す音は前方へ放射される音圧と後方へ放射される音圧の位相が 180 度異なり、横から聴くと音圧が打ち消し合い聴こえなくなる。また、前方で聴いても、振動板の直径より長い波長の音は後方に放射された音が回り込み打ち消し合い低音の音圧は著しく低下する。そのため、前方の音と後方の音を遮断する必要がある。スピーカーユニットの特性を変えずこれを実現するには無限大バッフルに取り付けなければならないわけだが、もちろんそれを実現するわけには行かないので、ユニットの特性を評価するときは出来るだけ大きなバッフル板に取り付けるとか壁面を利用するなどして測定をする。しかし、これをユーザーが家庭で実行するのは難しいので普通は箱（エンクロージャー）に入れて使用する。また、スピーカーユニットも実際に使用するときには箱に入れて使用することを前提に設計しており、無限大バッフルに近い条件で使用するのがいいわけではなく、また、箱に入れた場合も大きければ大きいほどいいというわけでもない。

本講ではダイナミックスピーカーを密閉型やバスレフ型などのエンクロージャーに入れて使用したときの特性を定量的解析を通じて論じる。また、エンクロージャーとはいえないがホーンスピーカーの原理と得失についても述べ、最後にスピーカーを床に置くときの注意点に触れておく。

#### 1. 密閉箱



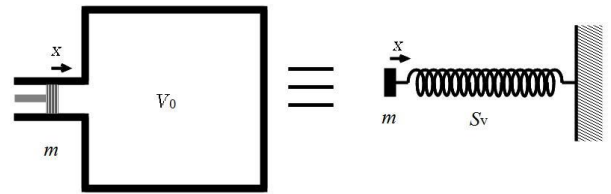
図IV-1 密閉箱と力学モデル。  $V_0$ : 内容積、 $m_s$ : 振動系の質量、 $S_s$ : 支持系のスティフネス、 $S_b$ : 空気バネのスティフネス

図IV-1 は密閉箱の概念図とそれをモデル化した図を示す。スピーカーを密閉した箱に付けると、ダンパー・エッジのバネに加えて、箱内の空気の圧縮・膨張による空気バネが加わる。この場合、バネの一端は固定されており振動板から見たスティフネス（バネ定数 それぞれ  $S_s, S_b$ ）は 2 つのバネの和に

なる。従って、箱に入れることにより共振周波数が上昇する。

#### 1.1 気体バネのスティフネス

定量的な計算を実行するに当たって、はじめに空気バネのスティフネスを求めておく。そのため、スピーカーの振動板を断面積  $A$  のピストン・シリンダーとみなし、これを  $x$  だけ中へ押し込んだ時に気体から受ける力を計算する。図IV-2 にこれをモデル化した図を示す。



図IV-2 気体のスティフネス。常圧での気体の体積を  $V_0$  とし、ピストンの面積を  $A$  とする。

ピストンに力がかかっていない状態では、容器内部の気体の圧力は外気圧と同じ  $P_0$  でその容積は  $V_0$  とする。ピストンを  $x$  だけ内部に押し込むと、体積は  $\Delta V = Ax$  減少し、内部の気体の圧力は  $P$  まで増加し、ピストンは  $F = -A(P - P_0) = -A\Delta P$  の反撥力を受ける。気体（空気）の圧縮率を  $\kappa$  とすると、圧縮率の定義より  $\kappa = (\Delta V/V_0)/\Delta P$ 、従って、これらの関係を用いると、反発力は

$$F = -\frac{A^2}{\kappa V_0} x \quad (\text{IV-1})$$

で与えられる。すなわち、この気体バネのスティフネス（バネ定数）は  $S_b = A^2/\kappa V_0$  と求まる。

一方、第2講(II-11)式で求めたように、気体中の音速  $c$  は気体の密度を  $\rho$  とすると、 $c = 1/\sqrt{\rho\kappa}$  で与えられ、逆に、圧縮率は、 $\kappa = 1/\rho c^2$  で与えられる。結局、気体バネのスティフネスは、

$$S_b = \frac{\rho c^2 A^2}{V_0} \quad (\text{IV-2})$$

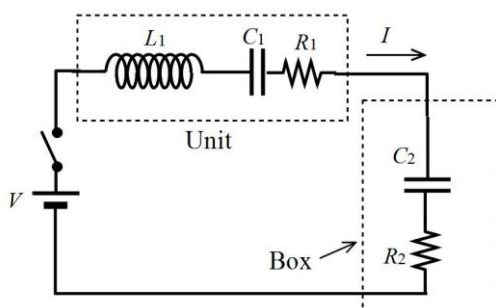
機械インピーダンスの計算に使うコンプライアンスはその逆数なので、

$$C_{mb} = \frac{V_0}{\rho c^2 A^2} \quad (\text{IV-3})$$

と求まる。なお、逆にスピーカーユニットと同じコンプライアンスを与える体積をそのユニットの等価コンプライアンス体積  $V_{as}$  とよび T/S パラメーターの一つとして定義されている。

## 1.2 等価回路と機械インピーダンス

箱のスティフネスが求まったので、ここで再び密閉箱モデルに立ち返る。結局スピーカーを密閉した箱に取り付ける効果としては、振動板のスティフネスが増加することで、その他、箱内に吸音材を貼り付けることによる機械抵抗係数の増加や音圧を計算するときは、バッフル板が有限になることによる影響などが考えられる。これらの効果はそれほど大きくないと考えられるので、とりあえず無視して計算する。スティフネスの増加は単純に今求めた空気バネのスティフネスと、元々存在するダンパー・エッジのスティフネスの和を取ればいいわけであるが、機械インピーダンスの等価回路とその計算には C 成分としてコンプライアンスを使うので注意が必要である。図IV-3 にこの系の等価回路を示す。



図IV-3 密閉箱の等価回路。 $L_1$ 、 $C_1$ 、 $R_1$  はそれぞれユニットの振動板質量、支持系のコンプライアンス  $C_{ms}$ 、電磁制動も含めた制動抵抗  $r_m$  に対応し、 $C_2$  は空気バネのコンプライアンス  $C_{mb}$ 、 $R_2$  は箱内の音の吸収に伴う抵抗係数に対応する。

この等価回路から期待される機械インピーダンスと音圧を計算するには、ユニットの機械インピーダンスに使用した支持系のみのコンプライアンス  $C_m$  に替って、コンデンサーを直列結合した場合に対応した値、

$$C_{mt} = \frac{C_{ms} C_{mb}}{C_{ms} + C_{mb}} \quad (IV-4)$$

を使えばよい。密閉箱に入れた場合の音圧周波数特性を求めるには第III講 2.5 節の手法により計算する。以下の計算では箱内での吸収による機械抵抗は無視する。

## 1.3 T/S パラメーターを使った具体的な計算例

この節では、具体的なスピーカーについて、いろいろな大きさの密閉箱に取り付けたときの音圧周波数特性を計算する。第III講で取り上げたスピーカー

(FF225K) では、 $Q_{ts}$  が小さすぎ、かなり極端な条件を与えないと箱の効果が現れないので、ここでは、同じ Fostex 社製の 20 cm 径のフルレンジユニット F200A について計算をする。このスピーカーについての T/S パラメーターは製造元の公式値がわからずネット上で個人のホームページから引用した値なので信憑性については保証の限りではない。以下計算に必要なパラメーターを列挙しておく。

定格インピーダンス  $R_e$  : 8  $\Omega$   
 有効半径  $a$  : 8 cm  
 有効質量  $M$  : 18.6 g  
 共振周波数  $f_0$  : 38 Hz  
 直流抵抗  $R$  : 7.3  $\Omega$   
 全共振先鋭度  $Q_{ts}$  : 0.32  
 機械共振先鋭度  $Q_{ms}$  : 2.63  
 電気共振先鋭度  $Q_{es}$  : 0.37  
 BI 積 : 8.43 Tm  
 等価コンプライアンス体積  $V_{as}$  : 53 L

具体的な計算のプロセスは第III講で説明したが、ここでもう一度まとめておくと、

(1)  $M$ 、 $f_0$  から(III-24)式を使って、ユニットのコン

プライアンス  $C_{ms} = 1/\{(2\pi f_0)^2 M\}$  を求める。

(2)  $Q_{ts}$  と(1)で求めた  $C_{ms}$  より(III-28)式を使ってユニットの実効機械抵抗係数

$r_{mt} = r_m + r_e = \sqrt{M/C_{ms}}/Q_{ts}$  を求める。

(3) (IV-4)式より、箱に入れた場合の振動板のコンプライアンス  $C_{mt}$  を求める。

(4) 定格出力を得るために必要な駆動力

$|\tilde{F}_0| = BI \tilde{I}_0 = (2.83/8) BI$  を求める。

(4) 以上の値を用い (III-12)式、(III-13) 式より、

$$S.P.L. = 20 \log \left\{ \frac{\omega \rho a^2}{2 p_0} \frac{|\tilde{F}_0|}{\sqrt{r_{mt}^2 + (\omega M - 1/\omega C_{mt})^2}} \right\} \quad (IV-5)$$

が求まる。ここで  $p_0$  は S.P.L. 0dB の音圧  $2 \times 10^{-5}$  Pa である。このとき、箱に入れた場合の共振周波数  $f_{0t}$  [Hz] と共振先鋭度  $Q_t$  はそれぞれ、

$$f_{0t} = \frac{1}{2\pi \sqrt{M C_{mt}}} \quad (IV-6)$$

$$Q_t = \frac{\sqrt{M/C_{mt}}}{r_{mt}} \quad (IV-7)$$

で与えられる。

以下はこれらの式に基づき  $V_0 = 0.15 V_{as}$ 、 $0.3 V_{as}$ 、 $1.0 V_{as}$  および無限大バッフルについて計算した例である。数値計算とグラフ表示はすべてエクセルを用

いて行なった。

|               |      |      |      |          |
|---------------|------|------|------|----------|
| $V_0/V_{as}$  | 0.15 | 0.3  | 1.0  | Baffle   |
| $V_0$ [L]     | 7.9  | 15.9 | 53   | $\infty$ |
| $f_{0t}$ [Hz] | 105  | 79   | 54   | 38       |
| $Q_t$         | 0.89 | 0.67 | 0.45 | 0.32     |

表IV-1 いろいろな大きさの密閉箱に入れた F200A スピーカーの共振周波数と箱の摩擦係数を無視した場合の  $Q$  値

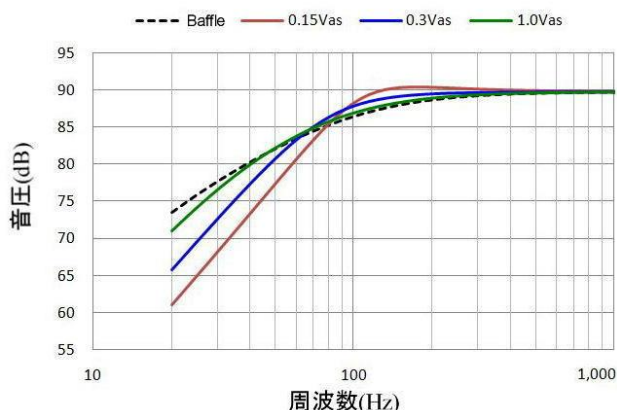


図 IV-4 いろいろな大きさの密閉箱に入れた F200A スピーカーの音圧周波数特性。

この結果からわかることを列挙しておく、

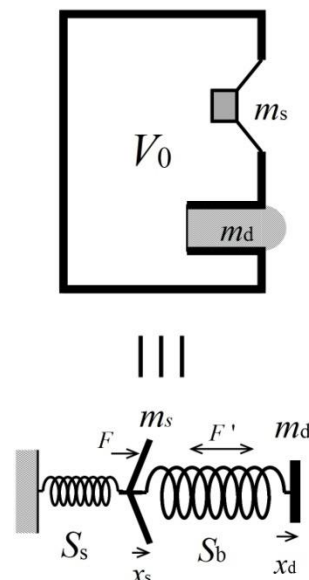
- (1)  $V_{as}$  に等しい 53 L 容積では無限大バッフルとそれほど変わらず低音でだら下がりの方の  $f$  特を示す。
- (2) 16 L ( $0.3V_{as}$ ) と比較的小さい箱に入れた方が良好な  $f$  特を示し、 $Q$  値は約 0.7 と好ましいと言われている値に近い。ただし、20～30 Hz の超低音領域になると無限大バッフルに比べ約 -10dB (1/3) 音圧が落ちる。平坦な領域の音圧に比べると -20dB (1/10) 以上低下するので超低音はほとんど出ない。
- (3) 8 L ( $0.15V_{as}$ ) になると  $f_{0t}$  付近で山が現れるが ( $Q$  値がかなり上昇する) 低音の減少はさらに激しくなる。

といった所で、どれを選択するかは好みの問題だが、密閉型の場合、箱が大きいほどいいというわけではないことがわかる。

なお、この計算では吸音材の影響を無視したが、オーディオの科学の雑学帳「遮音と吸音」のページに書いたように、例えば、50mm 厚のグラスウールを内部に貼っても 200 Hz 以下ではほとんど吸音効果がなく、低音特性に与える影響は小さいと考えてよい。ただし、箱内部に生じる定在波 (例えば、前面バッフルと後蓋の内間隔を 25cm とすると、約 700 Hz の 1 次定在波が生じる) を抑える効果はあるので、吸音材を貼り付けることは必要である。

## 2. 位相反転型エンクロージャー

図IV-5 に位相反転型エンクロージャーの概念図とその力学モデルを示す。密閉型と異なるところは箱の空気バネの一端が固定されておらずバスレフのダクトに繋がっており、ダクト内の質量  $m_d$  の空気が振動板として音を放射するところである。そのため、機械インピーダンスの等価回路が少し複雑になる。



図IV-5 位相反転型の概念図と力学モデル。  $V_0$  : 内容積、 $m_s$  : 振動系の質量、 $S_s$  : 支持系のスティフネス、 $S_b$  : 空気バネのスティフネス、 $m_d$  : ダクト内の空気の実効質量、 $F$  : スピーカーの駆動力、 $F'$  : 空気バネが振動板とダクトに及ぼす力、 $x_s, x_d$  : 振動板およびダクトの平衡位置からのずれ。

### 2.1 等価回路と機械インピーダンス

音響学のテキストにはバスレフ型エンクロージャーの等価回路が載せてあるものが多いがなぜそう書けるか説明してある本にお目にかかることは少ないだろう。ここでは、上に示した力学モデルに即して運動方程式に立ち返り説明しておく。

- (1) 振動板 (質量  $m_s$ ) の運動方程式は、

$$m_s \frac{dv_s}{dt} = F - S_s x_s - F' - r_s v_s \quad (\text{IV-8})$$

右辺第 1 項はボイスコイルからの力、第 2 項はダンパー・エッジによる復元力、第 3 項は箱の空気バネから受ける力、第 4 項は電磁制動力も含めた機械抵抗力を表す。時間微分形では

$$m_s \frac{d^2 v_s}{dt^2} = \frac{dF}{dt} - S_s v_s - \frac{dF'}{dt} - r_s \frac{dv_s}{dt} \quad (\text{IV-8}')$$

- (2) ダクト内空気 (質量  $m_d$ ) の運動方程式とその時間微分

$$m_d \frac{dv_d}{dt} = F' - r_d v_d \quad (\text{IV-9})$$

右辺第 2 項は主にダクトの内壁で生じる抵抗力を表

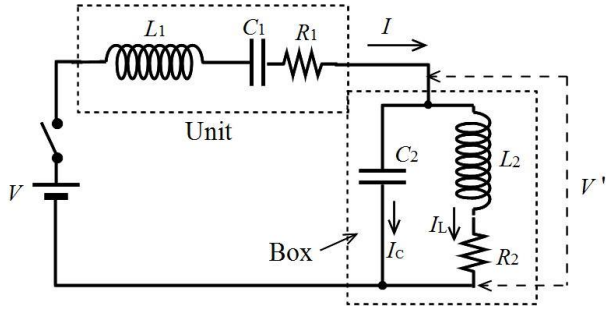
わす。その微分形は、

$$m_d \frac{d^2 v_d}{dt^2} = \frac{dF'}{dt} - r_d \frac{dv_d}{dt} \quad (\text{IV-9'})$$

(3) 空気バネの力とその時間微分

$$F' = -S_b (x_d - x_s) \quad (\text{IV-10})$$

$$\frac{dF'}{dt} = S_b (v_s - v_d) \quad (\text{IV-10'})$$



図IV-6 バスレフの電気等価回路。点線 Unit で囲んだ部分はスピーカユニットに相当し、点線 Box で囲んだ部分は空気バネとダクトに相当する。

次に、図IV-6に示すバスレフの等価回路に電圧  $V$  をかけたときの関係式とその時間微分（移項に注意）を書き下す。

$$V = L_1 \frac{dI}{dt} + \frac{Q_1}{C_1} + R_1 I + V' \quad (\text{IV-11})$$

$$L_1 \frac{d^2 I}{dt^2} = \frac{dV}{dt} - \frac{I}{C_1} - R_1 \frac{dI}{dt} - \frac{dV'}{dt} \quad (\text{IV-11'})$$

$$V' = L_2 \frac{dI_L}{dt} + R_2 I_L \quad (\text{IV-12})$$

$$L_2 \frac{d^2 I_L}{dt^2} = \frac{dV'}{dt} - R_2 \frac{dI_L}{dt} \quad (\text{IV-12'})$$

$$V' = \frac{Q_2}{C_2} \quad (\text{IV-13})$$

$$\frac{dV'}{dt} = \frac{I_c}{C_2} = \frac{1}{C_2} (I - I_L) \quad (\text{IV-13'})$$

ここで、2つの系の微分形の関係式を比較すると、

$$m_s \Leftrightarrow L_1, \quad m_d \Leftrightarrow L_2, \quad S_s \Leftrightarrow \frac{1}{C_1}, \quad S_b \Leftrightarrow \frac{1}{C_2},$$

$$r_s \Leftrightarrow R_1, \quad r_d \Leftrightarrow R_2, \quad v_s \Leftrightarrow I, \quad v_d \Leftrightarrow I_L$$

と置換えることにより、2つの系が等価であることがわかる。また、これに対応して、電気系のインピーダンスは  $Z$ 、機械系のインピーダンスは  $Z_m$  で表記する。従って、等価回路のインピーダンスを計算する

ことにより、電圧源（駆動力）として複素交流電圧  $\tilde{V} = V_0 e^{i\omega t}$ （機械系では交流駆動力  $\tilde{F} = F_0 e^{i\omega t}$ ）を加えたとき流れる全電流  $I$  は振動板の速度  $\tilde{v}_s$  に、 $I_L$  はダクト内の空気速度  $\tilde{v}_d$  に対応するので、放射される音圧を求めることが出来る。なお、具体的な数値計算に当たっては、 $\tilde{V} = V_0 \cos \omega t$  とし実数成分へのレスポンスを計算する。

以下に、Unit 部分のインピーダンス  $Z_1$ 、Box 部分のインピーダンスを  $Z_2$  を計算する。

$$Z_1 = R_1 + i\omega L_1 + \frac{1}{i\omega C_1} = R_1 + \left( \omega L_1 - \frac{1}{\omega C_1} \right) i \quad (\text{IV-14})$$

$$Z_2 = \frac{(R_2 + i\omega L_2) \frac{1}{i\omega C_2}}{R_2 + i\omega L_2 + \frac{1}{i\omega C_2}} \quad (\text{IV-15})$$

$$= \frac{R_2 + \{(1 - \omega^2 C_2 L_2) \omega L_2 - \omega C_2 R_2^2\} i}{(1 - \omega^2 C_2 L_2)^2 + \omega^2 C_2^2 R_2^2}$$

全回路のインピーダンスは

$$Z = Z_1 + Z_2$$

で与えられるので、 $\tilde{I}, \tilde{V}', \tilde{I}_L$  それに対応する  $\tilde{v}_s, \tilde{F}', \tilde{v}_d$  は以下のように求められる。

$$\tilde{I} = \frac{\tilde{V}}{Z}, \quad \tilde{v}_s = \frac{\tilde{F}}{Z_m}, \quad (\text{IV-16})$$

$$\tilde{V}' = \tilde{V} - Z \tilde{I}, \quad \tilde{F}' = \tilde{F} - Z_m \tilde{v}_s \quad (\text{IV-17})$$

$$\tilde{I}_L = \frac{\tilde{V}'}{R_2 + i\omega L_2}, \quad \tilde{v}_d = \frac{\tilde{F}'}{r_d + i\omega m} \quad (\text{IV-18})$$

$v_s, v_d$  が求まれば (III-12) 式、(III-13) 式の手法で振動板が発生する音圧、ダクトから発生する音圧が計算できる。また、それらの合成音圧はダクト内空

気が背圧で駆動されているので、 $v_{total} = v_s - v_d$  を定義し同様に計算できる。計算の詳細は巻末付録に載せておくが、エクセルの計算機能を使い実数部、虚数部に分け数値計算すれば何らの近似を導入することなく容易に求まる。以下では、振動板、ダクト、が発生する絶対音圧、合成された絶対音圧を求める。また、電気インピーダンスは第III講 3-4 節で述べた要領で、

$$|Z_e| = \left| \frac{\tilde{V}}{\tilde{I}} \right| = R + \frac{(Bl)^2}{|Z_{m0}|} \quad (\text{IV-19})$$

で与えられる。ただし、 $Z_{m0}$  は機械抵抗係数として電磁制動の寄与を除外したユニットの純機械抵抗を

使って計算する必要がある。

## 2.2 位相反転エンクロージャーの特性 1

### モデルスピーカーを使った最適化バスレフ

前節で基礎となる式を導いたが、与えられたスピーカーユニットについて、どのようなサイズの箱を作ったらいいかを決めるのは多くのパラメーターが絡んでくるので難しい。具体的には、箱の内容積  $V_0$ 、ダクトの開口面積  $A_d$ 、ダクトの長さ  $L$ 、ダクトの抵抗係数  $r_d$  などを決める必要がある。

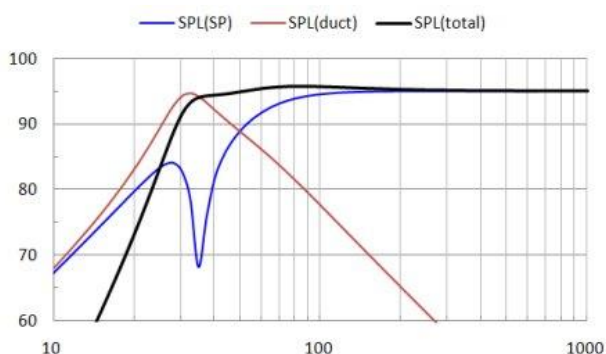
理論的には、高音部の振動板からの音圧と低音部のダクトからの音の合成音がスムーズに繋がり、ダクトの共振周波数  $f_r$  (反共振周波数またはヘルムホルツ共鳴周波数) まではほぼフラットな音圧周波数特性が得られる条件 (周波数領域での最適化条件) は

$$m_s = m_d, \quad \frac{f_r}{f_0} = \frac{1}{\sqrt{2}}, \quad \frac{S_b}{S_s} = \frac{1}{2}, \quad Q_{ts} = \frac{1}{\sqrt{3}}$$

$$V_0 = \frac{\rho c^2}{2\pi^2} \frac{A^2}{m_s f_0^2} = \frac{\rho c^2}{2} \frac{a^4}{m_s f_0^2} \quad (\text{IV-20})$$

で与えられることが知られている。(参考書[1] 4-11項参照)

実際、 $a = 8 \text{ cm}$ ,  $m_s = 10 \text{ g}$ ,  $f_0 = 50 \text{ Hz}$ ,  $Q_{ts} = 0.58$  のモデルスピーカーについてこの条件を当てはめてみると、 $V_0 = 116 \text{ L}$ 、開口部の面積を振動板の面積に等しく取ると、ダクト長  $42 \text{ cm}$  と求まる (ただし、前後の付加質量のため実際にはこれより短くてよい)。図IV-7 にこの条件で求めた振動板からの音圧、ダクトからの音圧および合成音圧を示す。反共振周波数 ( $f_r$ ) での振動板からの音圧の減少を、ダクトからの音が補っているのがわかる。反共振周波数は  $Z_e$  が最大となる周波数で  $f_r = \sqrt{S_b/m_d}/2\pi$  で与えられ、この場合  $35.4 \text{ Hz}$  となる。また、箱の抵抗係数は  $f_r$  での特徴が分かりやすいように小さめに選んでおり、共振の  $Q$  値は約  $2.2$  と大きく、このままでは過渡特性がかなり悪いことが予想される。

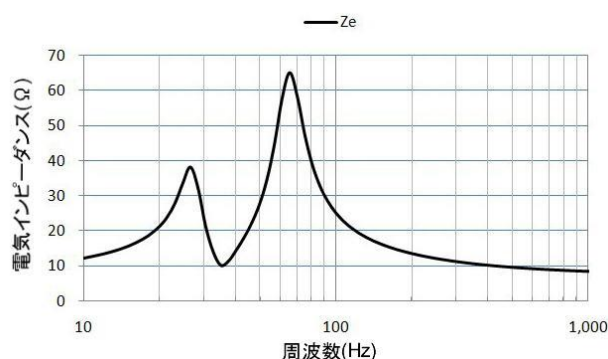


図IV-7  $f_0 = 50 \text{ Hz}$  のモデルスピーカーを最適化バスレフに付けたとき放射される音圧; 黒線: 全音圧、青線: 振動板からの、赤線: ダクトからの音圧。反共振周波数は  $35.4 \text{ Hz}$  となり、この付近で振動

板とダクトの位相が反転する。(’09.9.2 訂正)

図IV-8 に同じ条件で求めた電気インピーダンス曲線を示す。反共振周波数で最小値を取り、ほとんど直流抵抗値  $7 \Omega$  に近くなる。これは以下に述べるように反共振周波数では振動板、従ってボイスコイルの運動が押さえられ逆起電力の発生が殆ど無くなるからである。

このモデルでの振る舞いからわかることは、バスレフスピーカーでは反共振周波数で振動板の振幅が抑えられ、ダクトからの音が支配的になる。振動板の振幅が押さえられることにより、非線形歪みが小さくなり有利だが、 $Q$  値が大きくなり過渡特性が悪くなる恐れがある。すなわち、最適化条件は周波数領域の最適化条件であり、時間領域では必ずしも最適条件ではないことに注意すべきである。また、この最適化条件を満たすダクトの大きさはかなり巨大なものになり現実的でない。



図IV-8 モデルスピーカーのインピーダンス曲線。反共振周波数 ( $35.4 \text{ Hz}$ ) で極小値をとる。

## 2.3 位相反転エンクロージャーの特性 2

### 現実のスピーカーの場合

第1章で密閉型エンクロージャーを論じたとき取り上げた現実のスピーカーF200Aの場合を考えてみよう。まずいえることは、このスピーカーの振動系の実効質量は  $18.6 \text{ g}$  と先のモデルスピーカーの倍近くある。従って、 $m_s = m_d$  の条件を満たすにはさらに巨大なダクト、具体的には開口部の面積をスピーカーと同じ (これもかなり巨大である) にしたとき、長さが数十  $\text{cm}$  必要となり実現不可能といってよい。実際にはより小さな開口部で長さも短いダクトを使うことになるが、例えば、開口部を直径  $10 \text{ cm}$  の円状として、長さ  $20 \text{ cm}$  のダクトを付けると、付加質量も考慮して  $m_d \sim 2.5 \text{ g}$ ,  $f_r \sim 66 \text{ Hz}$  となり、(IV-20)式の条件は全く満たさない。また、バスレフの場合、ダクト部の機械抵抗、従って、ヘルムホルツ共鳴の  $Q$  値を理論的に予測設計することが難しく、下手をすると  $Q$  値がかなり大きな値になり、過渡特性が悪くなる恐れがある。定性的には、ダクトの内径を小さくして長さを大きくすれば機械抵抗値が増え  $Q$  値を小さくすることが出来るわけだが定量的な

見積もりは難しく、測定で求めるしかないだろう。結局、現実には密閉型より少し低音の音圧が稼げる程度ものしか出来ないことになる。実際、

<http://shigaarch.web.fc2.com/electrostaticSP.html> で取り上げた高級ダイナミックスピーカーシステムはすべてバスレフタイプだが、反共振周波数（インピーダンスミニマムの周波数）での音圧はあまり高くない。

### 3. 背圧を利用するその他のエンクロージャー

#### (1) ドロンコーン（パッシブラジエータ）型

バスレフのダクトの代わりに駆動部を持たないスピーカー（振動板）を付けたものである。物理的原理、すなわち等価回路はバスレフと全く同じだが、この場合、開口面積や質量が比較的自由に選べるので、(IV-20) 式の条件を満たすことは容易である。ただ、電磁制動が効かないので反共振周波数での  $Q$  値が大きくなる恐れがあり過渡特性では不利である。

#### (2) バックロードホーン

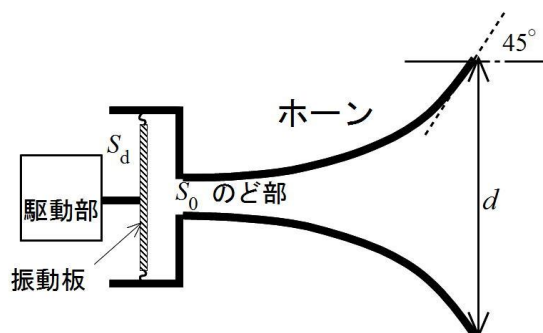
振動板の背面の音圧を利用する点ではバスレフと似ているが、ヘルムホルツ共鳴を利用するわけではないのでホーン開口部から放射される音の位相は径路長で決り、例えば径路長が 2m とすると、1 波長に対応する周波数は 170Hz、半波長だと 85 Hz となり、これがスピーカー前面の音圧と干渉し音圧周波数特性にディップやピークが生じる。実際、ネット上で見られるデータ

<http://web.archive.org/web/20080209220329/http://www12.ocn.ne.jp/~seppotl/zht02/bkh.html>

でもそれが確認できる。原理的には共鳴を利用していないので過渡特性がよくこのタイプを好む人も多い。ただし、実際の箱ではスムーズなホーンを作ることは難しく、径路の断面積に不連続的な増加があるので音響インピーダンス（第Ⅱ講 第2章参照）不整合による反射が起こり、箱内で空気の固有振動が生じる。実際、電気インピーダンス曲線にはこれらの固有振動によるピークが生じる。

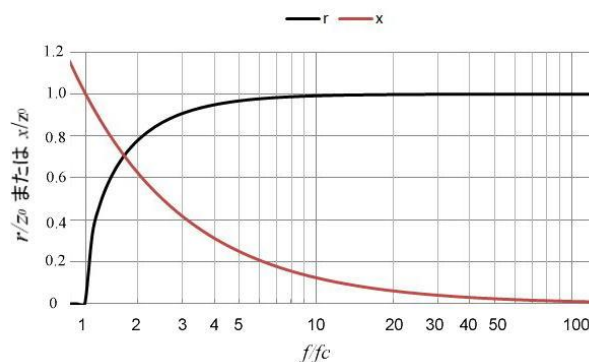
### 4. ホーン型スピーカー

ホーンはエンクロージャーとはいえないが、上で話が出たので簡単に触れておく。ホーン型スピーカーの最大の特徴はその能率の高さである。従って、高出力のアンプが得にくい真空管アンプの時代には重宝されたようだが、高出力の半導体アンプが安価に手に入る現在では、そのメリットよりデメリットの方が大きくあまり使われなくなった。以下にホーンスピーカーの動作原理と特徴を述べておく。ただし、ここでは簡単のため理論的取り扱いが容易なエクスポネンシャルホーン（ホーンの断面積の広がり方が指数関数に従う形状）に限ることにする。詳しくは参考書[2]を参照して頂きたい。



図IV-9 ホーンスピーカーの概念図。駆動部（一般に動電型）の発生する力が面積  $S_d$  の振動板に伝えられ音となり、喉部の空気を振動させる。空気振動はホーンを伝わり外部に放射される。開口部ではインピーダンス不整合のため反射が起こるが、開き角が  $45^\circ$  以上あると無視できる程度になる。 $d$  は断面を円形とした場合の開口部の直径。

#### 4.1 ホーンの放射インピーダンス



図IV-10 無限長エクスポネンシャルホーンの放射インピーダンス。黒線が放射抵抗で赤線が放射リアクタンス。横軸はカットオフ周波数  $f_c$  で規格化してある。有限長の場合は開口部でのインピーダンス不整合により反射が起こり特性が波打つ。

第Ⅱ講で述べた手法により放射インピーダンスを計算すると図IV-10 のような結果が得られる。特徴的なことは、(1) 遮断周波数  $f_c$  が存在し、これ以下の周波数の音は放射されない。これは、低い周波数では振動板が空気を押しても空気の面積が広がるだけで圧縮されないからといってよい。開口部での音響インピーダンス不整合による反射が無視できる長さを持ったホーン（開口部での傾斜角が  $45^\circ$  以上）では遮断周波数は  $f_c \approx 100/d$  と開口部の直径  $d$  で決り、例えば 30Hz までフラットな  $f$  特を望むなら遮断周波数を 15Hz として、 $d = 6\text{ m}$  以上の巨大なホーンが必要になる。(2) カットオフ周波数以上では急激に放射抵抗が増加し約  $3f_c$  以上ではほぼ空気の固有音響インピーダンスに近づき一定値となる。つまり、ほぼ 100% 振動のエネルギーが音響エネルギーに変換される。そのため、 $3f_c$  以上では、放射される

音の音圧周波数特性は駆動部の特性をそのまま反映する。従って、振動系の機械抵抗  $r_m$  を十分大きくし、 $Q$  値を十分小さくしなければ平坦な  $f$  特は得られない。

#### 4.2 駆動部の構造（コンプレッションホーン）

上に述べたように、ホーンスピーカーで平坦な周波数特性を得るためには振動系の機械抵抗を十分大きくしてやる必要がある。当然電磁制動力を大きくするため  $Bl$  値を出来るだけ大きくする必要があるが、それだけでは不十分で放射抵抗も利用する。ただし、ホーンの単位面積当りの放射抵抗は空気の固有インピーダンス  $z_0$  なので小さく、振動板の面積 ( $S_d$ ) を喉部の断面積 ( $S_0$ ) より遙かに大きくし音響トランスを形成することにより振動板の感じる放射抵抗を  $r_m = z_0 (S_d/S_0)^2 S_0$  と増強してやる。この場合振動板前面の空気は強く圧縮されるのでコンプレッションドライバと呼ばれる。 $S_0$  を小さくすればより効果があるが、あまり小さくすると空気バネの非線形による歪みが生じ、また、振動板の周辺部と中心部から喉穴までの距離が違ふことから波長が距離差に近づくと干渉による打ち消しで高音が出なくなる。この効果を出来るだけ小さくするため喉部の中心に砲弾型の位相等化器を付けることがある。

このように、ホーン型スピーカーでは1つのホーンが受け持つ周波数範囲は、低音は遮断周波数により、高音は位相差などにより、全体では振動系の  $L-C-R$  等価回路で評価される機械インピーダンス特性（第Ⅲ講 2 章参照）によりあまり大きく取れず、可聴音域全体について平坦な音圧周波数特性を得るにはサイズの異なるホーンを組み合わせる必要がある、当然、その分高価になる。

#### 4.3 メリットとデメリット

ホーン型スピーカーの最大のメリットは能率の高さだが、これは安価に高出力アンプを手に入れることが出来るようになった現在ではあまり魅力はない。もう一つの特徴は振動板（ダイアフラム）を小型軽量に出来るので過渡特性がいいことである。これについては、直接放射型（通常のダイナミックスピーカー）でも振動板材料の進歩などで、少なくとも中高音域ではそれほど見劣りしない製品が遙かに安価に手に入るようになっている。最低音域では巨大ホーンスピーカーが優れているが家庭用としてはあまり現実的でない。

一方問題点を挙げると、コスト的な面はともかくその他にもいくつか問題点がある。それらを列挙すると、(1) 長さが十分でないと、いいかえれば開口部の開き角が小さいとインピーダンス不整合による反射が無視できず、固有振動が生じ  $f$  特が波打つ。(2) ホーンの構造体自身が十分丈夫で制振されていないと

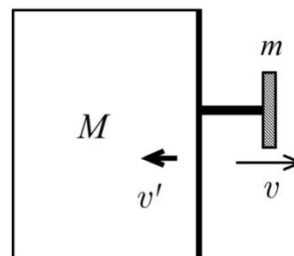
固有振動が起こり音を濁す。(3) コンプレッション部分の空気の非線形や、構造の前後非対称による歪みが生じやすい。これらの問題点が実際どのように特性に表れるかは公表されている測定例が少ないのではっきりしないが、最近目にした市販のホーンスピーカーシステムの測定例を見ると、きわめて高価であるにもかかわらず中高音域での高調波歪み率が通常のダイナミックスピーカーに比べかなり大きい。私自身以前に中高音域、高音域で金属製のホーンユニットを使ったことがあるがあまりいい印象を持っていない。ということで、ホーンシステムは理論的には高い可能性を持っているがそれを実現するのはかなり難しいようである。

#### 5. その他のエンクロージャー

この他にも色々なタイプのエンクロージャーが工夫されているが、それらについては参考書 [1] を見て頂きたい。その大部分は、いかに低音の音圧を稼ぐかに重点が置かれている。

#### 6. 箱の振動（箱鳴り）とインシュレーター

スピーカーの振動板が動くとその反作用力で箱に力がかかり振動する。いわゆる箱鳴りである。ある程度箱鳴りがある方がよい音だという人もいるようだが、ここでは高忠実度再生を旨とするので箱鳴りは小さいほどいいという観点から議論する。結論から先に言うと箱は重くがっしりしている（剛性が高い）方がよい。



図IV-11 振動板と箱の間の運動量保存則

はじめに運動量保存則の観点から箱が受け取る運動エネルギーを見積もる。図IV-11 に示すように、振動板の質量を  $m$ 、速度を  $v$  とし、箱のそれを  $M$ 、 $v'$  とすると運動量保存則より  $mv = Mv'$  が成り立ち、 $v' = (m/M)v$  となり、箱の受ける運動エネルギー ( $E_{box}^K$  反跳エネルギー) は振動板の運動エネルギー  $E_{cone}^K$  に対して、

$$E_{box}^K = \frac{1}{2} M v^2 = \frac{1}{2} M \left( \frac{m}{M} \right)^2 v^2 \quad (IV-21)$$

$$= \left( \frac{m}{M} \right) \frac{1}{2} m v^2 = \left( \frac{m}{M} \right) E_{cone}^K$$

の関係にあり、箱の重量  $M$  が大きいほど反跳エネルギーは小さくなる。すなわち振動が伝わりにくくなる。ただし、この計算は箱を剛体としているが、実際は一定の弾性があり、とりあえず前面のバッフル板がこのエネルギーを受け取ることになり、特に前面バッフルは丈夫で重いものを使うべきである。もちろん、その他の面も重くて硬いに越したことはない。箱内部、特に前面と後面の間に補強柱を付けると箱全体の剛性が高くなり有効である。また、固有振動を最小にするため適当な内部損失のある材料がよく、コストも考慮すると、硬くて重い木材が最適である。

いずれにせよ、音を出す以上箱の振動は避けられないが、これを床に置くときいわれるインシュレーターは必要なのかどうか？ 必要だとしたらどのようなものがあるのかについて述べておく。

この件に関しては床の状態によって答えが違ふので注意が必要である。はじめに、床が厚いコンクリート製のようにがっちりしたものであれば、箱は床に固定し、出来るだけ動かないようにした方がいい。床を含めて振動を受け止めると言っているだろう。そのためには、インシュレーターというより金属製で硬いスパイクを使用するとよい。がたつかないように 3 点支持がいいだろう。また、硬い床の上にカーペットが引いてある場合は、直接床に接するように先のとがったスパイクを使用するとよい。

逆に、床があまり丈夫でない木製の板である場合、箱の振動が床に伝わらないように、インシュレーターを用いた方がいいだろう。振動を伝えないためクッション効果のあるものがよく、手軽に手に入るものとしてはホームセンターで売っている合成ゴム製のブロックなどが有効だろう。位置としては箱の振動の振幅が最小となる下面の四隅に取り付けるべきである。

分厚いカーペットや畳敷きの床ではそれ自身制振効果があるのでインシュレーターは必要でないが、スピーカーがぐらつくのが気になる人もいるだろう。ただぐらつき振動の周期はせいぜい数 Hz の超低音なのであまり気にすることはなさそうである。この場合はもっぱら出来るだけ重く硬い箱を用いるという原点に立ち帰り箱の振動の低減に心がけるべきであろう。それでも気になる人は、重い石板などを敷きその上にスピーカーを置くという手もあるが、この場合も十分重くて丈夫な材料を使わないと、敷き板自身が振動し逆効果になる場合もあるので注意が必要である。

## 参考書

- [1] 佐伯多門 著「新版 スピーカー&エンクロージャー百科」(誠文堂新光社 1999)
  - [2] 西巻正郎著「電気音響振動学」(コロナ社 1996)
- 付録 数値計算のための式

本講での計算はすべてエクセルの表計算機能を使って行なった。参考のため、(IV-14)、(IV-15) 式を基にバスレフの音圧周波数特性を計算するのに必要な式を書いておく。以下、複素数の実数部を  $\text{Re}(x)$ 、虚数部を  $\text{Im}(x)$  と記す。

$$\text{Re}(Z_1) = R_1, \quad \text{Im}(Z_1) = \left( \omega L_1 - \frac{1}{\omega C_1} \right) \quad (A-1)$$

$$\text{Re}(Z_2) = \frac{R_2}{(1 - \omega^2 C_2 L_2)^2 + (\omega C_2 R_2)^2} \quad (A-2)$$

$$\text{Im}(Z_2) = \frac{(1 - \omega^2 C_2 L_2) \omega L_2 - \omega C_2 R_2^2}{(1 - \omega^2 C_2 L_2)^2 + (\omega C_2 R_2)^2} \quad (A-2')$$

$$\begin{aligned} \text{Re}(Z) &= \text{Re}(Z_1) + \text{Re}(Z_2) \\ \text{Im}(Z) &= \text{Im}(Z_1) + \text{Im}(Z_2) \end{aligned} \quad (A-3)$$

$$\text{Re}(\tilde{I}) = \frac{\tilde{V} \text{Re}(Z)}{\text{Re}(Z)^2 + \text{Im}(Z)^2} \quad (A-4)$$

$$\begin{aligned} \text{Im}(\tilde{I}) &= -\frac{\tilde{V} \text{Im}(Z)}{\text{Re}(Z)^2 + \text{Im}(Z)^2} \\ \text{Re}(\tilde{V}') &= \tilde{V} - \text{Re}(Z_1) \text{Re}(\tilde{I}) + \text{Im}(Z_1) \text{Im}(\tilde{I}) \\ \text{Im}(\tilde{V}') &= -\text{Im}(Z_1) \text{Re}(\tilde{I}) - \text{Re}(Z_1) \text{Im}(\tilde{I}) \end{aligned} \quad (A-5)$$

$$\begin{aligned} \text{Re}(\tilde{I}_L) &= \frac{\text{Re}(\tilde{V}') R_2 + \text{Im}(\tilde{V}') \omega L_2}{R_2^2 + \omega^2 L_2^2} \\ \text{Im}(\tilde{I}_L) &= \frac{\text{Im}(\tilde{V}') R_2 - \text{Re}(\tilde{V}') \omega L_2}{R_2^2 + \omega^2 L_2^2} \end{aligned} \quad (A-6)$$

$$|X| = \sqrt{\text{Re}(X)^2 + \text{Im}(X)^2}$$

機械系と電気系の対応関係より、

$$\tilde{I} \Leftrightarrow \tilde{v}_s, \quad \tilde{I}_L \Leftrightarrow \tilde{v}_d$$

中心軸上 1m での絶対音圧は

$$|\tilde{p}_s| = \frac{\omega \rho a^2}{2} |\tilde{v}_s|, \quad |\tilde{p}_d| = \frac{\omega \rho a^2}{2} |\tilde{v}_d| \quad (A-8)$$

$$|\tilde{p}_{total}| = \frac{\omega \rho a^2}{2} |\tilde{v}_s - \tilde{v}_d| \quad (A-9)$$

各々の SPL 音圧は (Ⅲ-13) より

$$SPL = 20 \log_{10} \frac{\tilde{p}}{\tilde{p}_0}, \quad \tilde{p}_0 = 2 \times 10^{-5} \text{ Pa} \quad (\text{A-10})$$