

# 電流駆動法および電圧駆動法による スピーカの過渡特性と周波数特性

## II. 周波数特性

六 田 嘉 明

(奈良教育大学技術科電気教室)

(平成8年4月30日受理)

## Transient and Frequency Response of the Moving Coil Loud Speaker in Current Drive and Voltage Drive Method

### II. Frequency Response

Yoshiaki MUDA

(Department of Electrical Technology, Nara University of Education, Nara 630, Japan)

(Received April 30, 1996)

### Abstract

Frequency response of the moving coil loud speaker in the current drive and voltage drive methods has been investigated. It is shown that, in the case of current drive, the low cut-off frequency is  $f_0 = (k/m)^{1/2}/2\pi$ , and the high frequency response is limited only by the cut-off frequency  $f_A$  of the acoustic impedance of air. On the contrary, in voltage drive, the frequency response is much complicated: It has another high frequency cut-off at  $\omega_{RL} = R/L$ , along with  $f_A$ , where  $R$  and  $L$  are the voice coil resistance and inductance, respectively. When  $R$  increases,  $\omega_{RL}$  increases, but  $Q$  decreases, and when  $Bl$  increases, the efficiency increases, but  $Q$  decreases, in the case of voltage drive. The reduction of the piston radius increases the high frequency cut-off frequency in the case of current drive, but the reduction of the piston radius does not necessarily improve the high frequency response in the case of voltage drive.

### 1. 序 論

前報<sup>1)</sup>で、電流駆動法および電圧駆動法によるスピーカの過渡特性を論じ、電流駆動の方が伝達関数が簡単になることを示した。電流駆動では、特性を支配するパラメータは、振動板の質量  $m$ 、バネ定数  $k$ 、および、機械抵抗  $r$  の比 (結局、 $Q$  と共振周波数  $f_0$  に集約される) のみによっ

て決まるのに対して、電圧駆動では、ボイスコイル(VC)の抵抗 $R$ とリアクタンス $L$ 、および Force Factor  $Bl$  ( $B$ は磁束密度、 $l$ はVCの有効長)も特性を支配することを示した。このため、電圧入力に対する振動板の過渡応答は、電流入力に対する場合より、早くはならず、パラメータが多いだけ、不利であると考えられる。本報では、前報<sup>1)</sup>での時間領域の解析に続いて、周波数領域の解析から、電流駆動と電圧駆動の特性をさらに検討する。周波数領域の解析では、空気負荷の音響インピーダンスの影響も考慮できるので、より具体的に、特性の違いを論じることができる。

## 2. 理 論

### 2.1 複素振動板変位

前報<sup>1)</sup>の(8)式から、入力電流 $I$ から振動板変位 $x$ への伝達関数 $G_I$ は次式で与えられる。

$$G_I(s) = X(s) / I(s) = \alpha / \{s^2 + (\omega_0 / Q)s + \omega_0^2\} \quad (1)$$

また、入力電圧 $V$ から振動板変位 $x$ への伝達関数 $G_V(s)$ は前報<sup>1)</sup>の(9)式で与えられる。

$$G_V(s) = \frac{X(s)}{V(s)} = \frac{\alpha}{(sL + R) \{s^2 + (\omega_0 / Q)s + \omega_0^2\} + m\alpha^2 s} \quad (2)$$

ここで、

$$\omega_0 = (k/m)^{1/2}, \quad Q = (mk)^{1/2} / r \quad (3)$$

$$\alpha = Bl / m \quad (4)$$

である。(1)、(2)式は、それぞれ、電流駆動、電圧駆動における振動板変位の伝達関数と考えられる。

ここで、 $s = j\omega$ とおけば、それぞれの場合の、振動板変位の周波数特性が求められる。ここで、 $j$ は虚数単位を表す。まず、(1)式より、

$$\dot{X} / \dot{I} = Bl / (k - m\omega^2 + j\omega r) \quad (5)$$

また、(2)式より、

$$\dot{X} / \dot{V} = Bl / \{(R + j\omega L)(k - m\omega^2 + j\omega r) + j\omega (Bl)^2\} \quad (6)$$

ここで、 $\dot{V}$ 、 $\dot{I}$ 、 $\dot{X}$ は、それぞれ、複素電圧、複素電流、複素変位である。

ここで、 $m$ および $r$ は、振動系の質量および機械抵抗であるが、空気負荷の影響<sup>2-3)</sup>を考慮すると、次のようになる。

$$m = m_0 + m_A \quad (7)$$

$$r = r_0 + r_A \quad (8)$$

ここで、 $m_0$ 、 $r_0$ は、振動板の質量及び支持体の機械抵抗である。 $m_A$ 、 $r_A$ は、空気による実効質量と機械抵抗である。このとき、空気の機械インピーダンスは、次式で与えられる。

$$\dot{Z}_{MA} = r_A + j\omega m_A \quad (9)$$

今,  $m_A$ ,  $r_A$  として, 無限大バッフル中におかれた半径  $R_d$  の振動ピストンの片面に加わる空気負荷の機械インピーダンス<sup>2)</sup>を用いると, 次式で与えられる.

$$r_A = S\rho c [1 - J_1(2\kappa R_d) / \kappa R_d] \quad (10)$$

$$m_A = \pi\rho K_1(2\kappa R_d) / 2\kappa^3 \quad (11)$$

ここで,  $J_1$  と  $K_1$  は Watson の定義による第一種のベッセル関数<sup>2)</sup>,  $S = \pi R_d^2$  は振動板の面積,  $\rho$  は空気の密度,  $c$  は音速,  $\kappa$  は波数の  $2\pi$  倍で, 次式で与えられる.

$$\kappa = 2\pi / \lambda = \omega / c \quad (12)$$

ここで,  $\lambda$  は音波の波長,  $\omega = 2\pi f$ ,  $f$  は周波数である.

## 2.2 音 圧

次に, 振動板変位から, 音圧を求める. 振動板変位  $x(t)$  を時間で微分すると, 振動板速度  $v(t)$  が求められる.

$$v(t) = dx(t) / dt \quad \therefore \dot{V} = j\omega \dot{X} \quad (13)$$

$v(t)$  に振動板面積  $S$  をかけると振動板直前での体積流  $u(t)$  が得られる.

$$u(t) = Sv(t) \quad \therefore \dot{U} = S\dot{V} \quad (14)$$

ゆえに, 振動板直前での音圧  $\dot{P}$  は, 次式で求められる.

$$\dot{P} = \dot{Z}_A \dot{U} = j\omega S \dot{Z}_A \dot{X} \quad (15)$$

ここで,  $\dot{Z}_A$  は, 無限大バッフル中に置かれた半径  $R_d$  の振動ピストンの前面に加わる空気負荷の音響インピーダンスで, (9) 式の  $\dot{Z}_{MA}$  から, 次のように求められる.

$$\dot{Z}_A = \dot{Z}_{MA} / S^2$$

従って, 角周波数  $\omega$  における音圧は, 次のようになる.

$$\dot{P} = j\omega (r_A + j\omega m_A) \dot{X} / S \quad (16)$$

### 2.2.1 電流駆動の場合

(16) 式の  $\dot{X}$  に (5) 式を代入すると, 電流駆動における音圧の周波数特性が求められる.

$$\dot{P} / \dot{I} = j\omega (Bl / S) (r_A + j\omega m_A) / (k - m\omega^2 + j\omega r) \quad (17)$$

上式から, 音圧が決定される過程を図示すると, Fig. 1 のようになる. 変位  $x$  は, 2 次の伝達関数で表されるから, Fig. 1(a) のように, 共振周波数  $f_0 = \omega_0 / 2\pi$  以下ではほぼ一定値を示し,  $f_0$  以上では,  $1/f^2$  で減衰する.  $x(t)$  を時間で微分すると速度  $v(t)$  が得られるから, 速度の周波数特性は, Fig. 1(b) のように,  $f_0$  以下では,  $f$  に比例して上昇し,  $f_0$  以上では  $1/f$  で減衰する. 一方, (9) 式で与えられる機械インピーダンスの大きさは Fig. 1(c) のように, 振動板の半径  $R_d$  で決まる遮断周波数  $f_A$  までは,  $f$  に比例して上昇し,  $f_A$  以上では一定値を示す. ここで,  $f_A$  は,  $\kappa R_d = 1$  から, 次式で与えられる.

$$f_A = \omega_A / 2\pi = \kappa_A c / 2\pi = c / (2\pi R_d) \quad (18)$$

振動板前面での音圧  $\dot{P}$  は、速度と機械インピーダンスをかけたものに比例するから、 $|\dot{P}|$  の周波数特性は、Fig.1(d) のようになる。低域遮断周波数は、SP の共振周波数  $f_0$  となり、高域遮断周波数は、 $f_A$  で決定される。 $f_0$  以下は  $f^2$  に比例して上昇し、 $f_A$  以上では  $1/f$  で減衰することになる。 $1/f$  特性は、20 [dB/dec] の上昇、減衰特性に相当する。

2.2.2 電圧駆動の場合

一方、電圧駆動の場合は、音圧の周波数特性は次式で表される。

$$\dot{P} / \dot{V} = j\omega(Bl / S)(r_A + j\omega m_A) / \{(R + j\omega L)(k - m\omega^2 + j\omega r) + j\omega(Bl)^2\} \tag{19}$$

音圧が決定される過程を図示すると、Fig. 2 のようになる。変位  $x$  は、3 次の伝達関数で表されるから、低域の遮断周波数は、定数項が  $\omega^2$  の項と等しくなる周波数として、次のようになる。

$$\omega_0' = \{kR / (mR + rL)\}^{1/2} \tag{20}$$

$$\therefore \omega_0' \approx \omega_0$$

となる。ここで、 $(r/m) \ll \omega_R$  と仮定した。ここで、 $\omega_R$  は、

$$\omega_R = R / L \tag{21}$$

で、[sec<sup>-1</sup>] の次元を持つ。

次に、高域では、 $\omega^2$  の項が  $\omega^3$  の項に等しくなる周波数を  $\omega_H$  とおくと、

$$\omega_H = (mR + rL) / (mL) \tag{22}$$

$$\therefore \omega_H = \omega_R + r/m \approx \omega_R$$

となる。ここでも、 $(r/m) \ll \omega_R$  と仮定した。

このため、変位  $x$  は、Fig.2(a) に示すようになり、電圧駆動の場合に比べて、高域で遮断周波数が  $f_A$  と  $f_R$  の2個存在することになり、高域では最終的に、 $x$  は、 $1/f^3$  で減衰することになる。この結果、Fig.2(d) のように、音圧も、高域で2つの遮断周波数を持ち、高域周波数特性は、丸くなり最終的には  $1/f^2$  で減衰することになる。

2.3 逆起電力

また、(6) 式の右辺の  $j\omega(Bl)^2$  の項は、

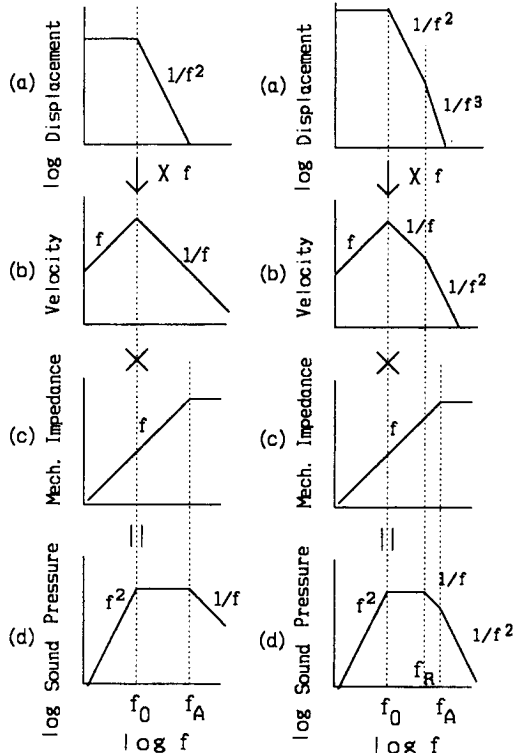


Fig. 1

Fig. 2

Fig. 1 Process determining the sound pressure frequency response in the case of current drive. (a) displacement, (b) velocity that is obtained from (a) by multiplying  $f$ , (c) the mechanical impedance, (d) sound pressure that is obtained by multiplying (b) and (c).

Fig. 2 Process determining the sound pressure frequency response in the case of voltage drive.

明らかに、磁界中で VC が運動するために生じる項であるから、いわゆる、逆起電力を表している。そこで、(6) 式を次のように変形する。

$$\dot{X} / \dot{V} = (\dot{X} / \dot{I}) / \{R + j\omega L + j\omega Bl(\dot{X} / \dot{I})\} \quad (23)$$

上式の最後の項を逆起電力インピーダンス (Electromotive Impedance)  $\dot{Z}_{em}$  と呼ぶことにする。

$$\dot{Z}_{em} = j\omega Bl(\dot{X} / \dot{I}) \quad (24)$$

### 3. 計算結果

通常の SP は電圧駆動を前提にパラメータが設定されている。その典型的な値を、前報<sup>1)</sup>の Table 1 の (I) に示した (Table 1 に再掲)。また、これを基に、電流駆動に適するように変更した値を、Table 1 の (II) に示す。(I) との違いは、機械抵抗  $r$  を増やしただけである。また、電流駆動では、VC の抵抗  $R$  やインダクタンス  $L$  は特性に関係しないので、— で示した。

なお、このパラメータでは、低域、及び、高域遮断周波数は

$$f_0 = 40 [\text{Hz}], \quad f_R = 1270 [\text{Hz}], \quad f_A = 1350 [\text{Hz}]$$

になる。

まず、パラメータ (I) を用いた場合の、変位と速度の周波数特性を Fig. 3 に示す。(a) は電流駆動、(b) は電圧駆動の場合である。後者では、速度特性が  $f_R$  以上では、 $1/f^2$  で減少している。

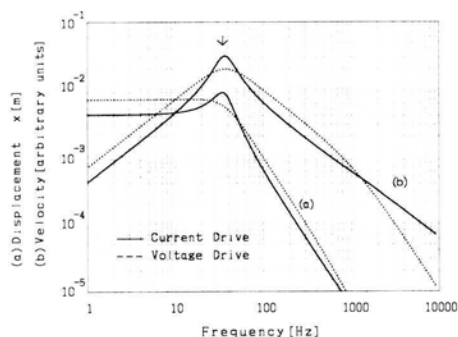
Fig. 5 と Fig. 6 に、パラメータ (II) の場合の音圧の周波数特性を示す。ここには、機械インピーダンスと振動板速度も点線で示してある。電圧駆動の場合 (Fig. 6)、音圧は、2.2.2 節で述べた通り、 $f_0$  と  $f_R = f_A$  付近で折れ曲がり、 $f_R$  以上では  $1/f^2$  の特性 (40 dB/dec) で減衰するだけでなく、肩特性はかなり丸くなっている。これは、 $f_A$  と  $f_R$  が重なっているためである。

Fig. 5 では、同じパラメータに対し、電流駆動した場合の音圧の周波数特性を示している。このパラメータでは、電流駆動時の  $Q$  が高いために、 $f_0$  の近傍では山ができているが、 $f_A$  以上の減衰特性は、 $1/f$  になっている。

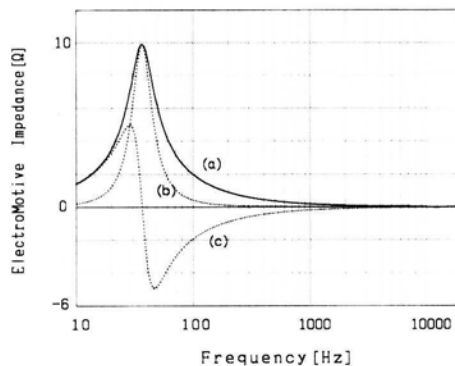
なお、この場合の逆起電力インピーダンス  $\dot{Z}_{em}$  ((24) 式) を参考のために、Fig. 4 に示して

**Table 1** Parameters representing a moving coil loud speaker. (I) Conventional values that are suitable for voltage drive. (II) Values suitable for current drive.

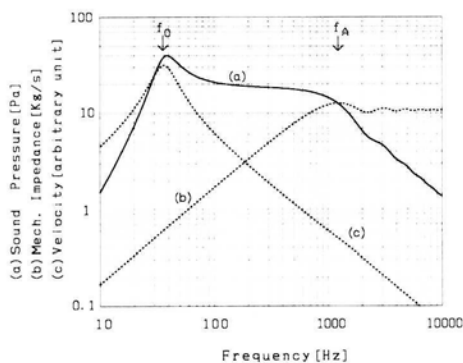
	units	(I)	(II)	comments
$m_0$	[Kg]	0.02	0.02	mass of the moving parts
$k$	[N/m]	1,200	1,200	force constant of the suspension
$r_0$	[Kg/s]	2.5	6.8	mechanical resistance of the suspension
$Bl$	[Wb/m]	5	—	force factor
$R$	[ohm]	6	—	voice coil resistance
$L$	[H]	0.001	—	voice coil reactance
$R_d$	[m]	0.1	0.1	radius of the cone
$Q$		1.96	0.72	quality factor in current drive
$f_0$	[Hz]	39.0	39.0	resonance frequency
$Q'$		0.72	0.255	quality factor in voltage drive
$f_0'$	[Hz]	40.0	41.4	resonance frequency



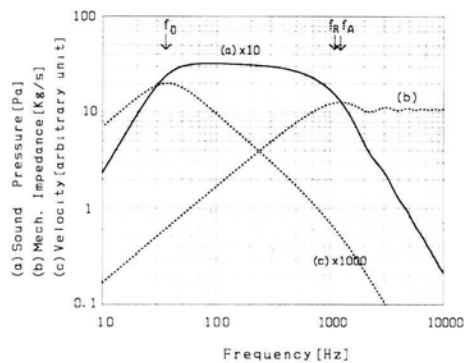
**Fig. 3** (a) Displacement  $x(t)$ , and (b) velocity of the piston, calculated using the parameter set (I) of Table 1.



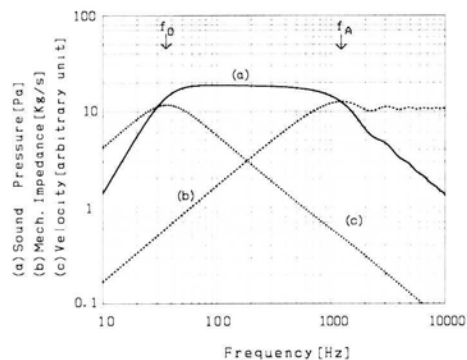
**Fig. 4** Electromotive force divided by input current ( $Z_{em}$  in eq. (24)), in the case of Fig. 3.



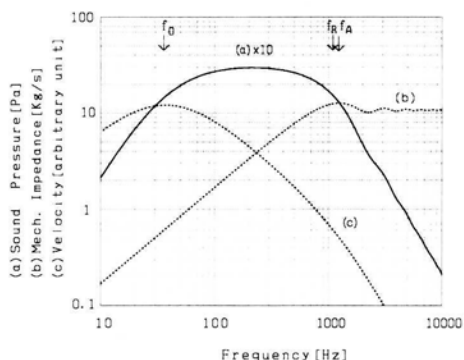
**Fig. 5** Sound pressure, mechanical impedance, and velocity of the piston, in the case of current drive, calculated using the parameter set (I) of Table 1.



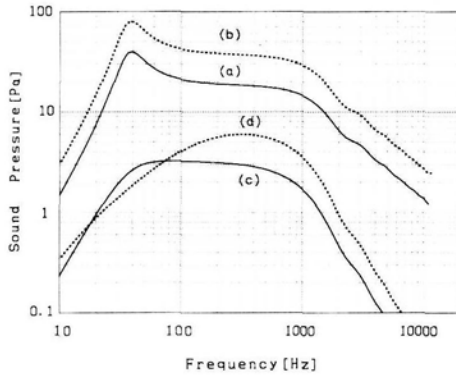
**Fig. 6** Sound pressure, mechanical impedance, and velocity of the piston as functions of frequency, in the case of voltage drive calculated using the parameter set (I) of Table 1.



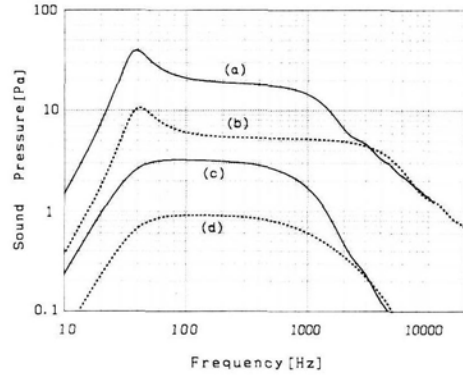
**Fig. 7** Sound Pressure in the case of current drive, calculated using the parameter set (II) of Table 1.



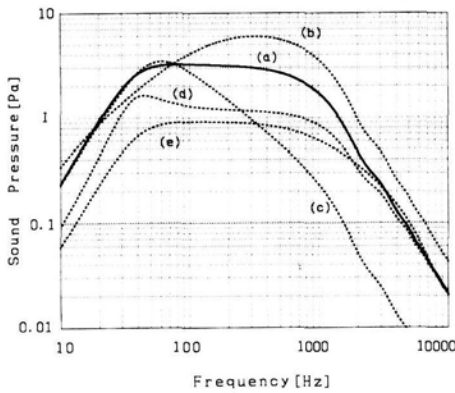
**Fig. 8** Sound pressure in the case of voltage drive, calculated using the parameter set (II) of Table 1.



**Fig. 9** Effect of force factor  $Bl$  on the sound pressure. (a) in the case of current drive with the parameter set (I) of Table 1, (b) but with  $Bl = 10$  [Wb/m], (c) voltage-drive, with the parameter set (I), (d) but with  $Bl = 10$  [Wb/m].



**Fig. 10** Effect of the piston radius  $R_d$  on the sound pressure, (a) in the case of current drive with the parameter set (I), (b) but with  $R_d = 0.025$  [m], (c) voltage-drive with the parameter set (I), (d) but with  $R_d = 0.025$  [m].



**Fig. 11** Effects of  $Bl$ ,  $L$ ,  $R$ , and  $R_d$  on the sound pressure, in the case of voltage-drive, (a) calculated using the parameter set (I), (b) but with  $Bl = 10$  [Wb/m], (c) but with  $L = 0.01$  [H], (d) but with  $R = 16$  [ $\Omega$ ], (e) but with  $R_d = 0.025$  [m].

従って、 $Z_{em}$  も小さくなるが、このことから、 $Z_{em}$  が小さいことは、決して逆起電力が無視できるからではなく、 $r_0$  と  $(Bl)^2/R$  によって振動が押さえこまれた結果である。

Fig. 9 には、パラメータ(I)に対して、 $Bl$  を2倍にした場合の、音圧の周波数特性を示す。電流駆動の場合には、(a) から (b) へと、音圧が増加するだけであるのに対し、電圧駆動の場合には、音圧が増加する一方、 $Q'$  が下がるので、低域のレスポンスが押さえこまれ、非常に狭帯域な特性になってしまうことがわかる。これは、電圧駆動に適したパラメータ(I)に対する結果であることに注意する。

Fig. 10 には、同じくパラメータ(I)に対して、振動板の半径  $R_d$  を1/4にした場合の音圧

おく。この図から、 $Z_{em}$  は  $f_0$  付近でのみ大きさを持っていることが分かる。しかし、そのことによって、逆起電力は重要ではなく、電圧駆動で十分であると即断するのは誤りであると考えられる。なぜなら、次に述べるように、電圧駆動では機械抵抗  $r_0$  と磁界の  $Bl$  によって共振が押さえこまれるため、逆起電力が小さくなっているからである。

Fig. 7 と Fig. 8 には、パラメータ(II)の場合の音圧の周波数特性を示す。電流駆動 (Fig. 7) では、広帯域の良好な特性を示しているが、電圧駆動 (Fig. 8) では、高域遮断周波数以上で  $1/f^2$  で減衰している上、 $f_0$  付近の肩特性もかなり丸くなっている。これは、 $r$  を増加したため、 $Q'$  が下がり(過制動)、低域共振が押さえられたためである。

の周波数特性を示す。電流駆動の場合では、(b)のように、 $f_A$ が4倍になったことに対応して、帯域が広がっているが、電圧駆動の場合は、(d)のように、余り帯域が伸びていない。これは、 $f_A$ の他に、高域遮断周波数 $f_R$ が存在するためである。

このように、電圧駆動では、パラメータが最適値からずれた場合、特性が急激に悪くなるのに対し、電流駆動では、そのようなことは無い。これを示すために、Fig. 11には、パラメータ(I)からずれた場合の電圧駆動時の特性を示す。(a)は、パラメータ(I)の場合、(b)は $Bl$ を2倍にした場合、(c)はインダクタンス $L$ を0.01 [H]にした場合、(d)はVCの抵抗を $R = 16$  [ $\Omega$ ]にした場合、(e)は $R_d$ を1/4にした場合である。本図のパラメータにおける、変位のステップ応答は、前報<sup>1)</sup>のFig. 8に示した通りである。電流駆動では、(e)の場合以外は、特性に変化はない。これは大変有利な点である。

## 5. 結 言

スピーカーの電流駆動と電圧駆動による、音圧の周波数特性の解析を行った。電流駆動では、低域遮断周波数は $\omega_0 = (k/m)^{1/2}$ 、高域遮断周波数は空気負荷の音響インピーダンス $Z_A$ の遮断周波数 $\omega_A$ になり、 $f < f_0$ では音圧 $P$ は $f^2$ に比例して上昇し、 $f_0 < f < f_A$ では一定値を示し、 $f > f_A$ では $1/f$ で減衰するという簡明な特性を示す (Fig. 1)。これに対し、電圧駆動した場合には、高域に $f_A$ 以外に $f_R = R/(2\pi L)$ が存在するため、高域の肩特性は丸くなり、かつ $1/f^2$ で減衰する (Fig. 2)。また、パラメータに対する依存性も複雑で、最適値からずれた場合の特性の変化が大きい。例えば、 $f_A$ をのぼすために、振動板の半径を小さくしても、 $f_R$ が存在するため、期待した程高域は伸びないが、電流駆動では、高域特性を支配するのは音響インピーダンスだけであるので、期待通りの周波数特性になる。また、Fig. 11に示したように、 $f_R$ を高くしようとして $R$ を大きくすると、機械抵抗 $(Bl)^2/R$ が減少するので、 $Q$ が上がる。能率を上げようとして $Bl$ を大きくすると、機械抵抗が増加して、 $Q$ が下がるなど、これらのバランスをとるのは大変微妙である。一方、電流駆動では、そのようなことが無い。また、帯域も平坦であり、過渡特性も良好であるなど、利点が多い。

以上、本稿では、スピーカーの駆動方式として、電流駆動法が電圧駆動法に比べて単純明快で設計上も有利であることを示した。

## 参 考 文 献

- 1) 六田 嘉明, 「電流駆動法及び電圧駆動法によるスピーカーの過渡特性と周波数特性 I. 理論とステップ応答」, 奈良教育大学紀要, 第45巻, 第2号(自然), 1997, pp. 1-10.
- 2) H. F. Olson, "Acoustical Engineering", D. Van Nostrand Company, Inc. (1957), Chapter 5.
- 3) 伊藤 毅, 「音響工学原論(上, 下)」, コロナ社 (1955), 第3章.