研究論文

M系列を用いた空気圧疲労試験機周波数特性の解析*

劉 小 平**, 荒 木 獻 次***

Frequency Characteristics Analysis of a Pneumatic Fatigue tester with M-sequence Input

Xiao-ping LIU, Kenji ARAKI

Low-damping and low-robustness characteristics of pneumatic servo systems are sometimes troublesome for the ordinary control systems, but if the pneumatic system is applied to a fatigue tester, and worked near the resonant frequency, then a quick and energy-saving fatigue test can be implemented. For this purpose, it is necessary to know the frequency characteristics of the fatigue tester with a test object. However, because of its strong nonlinearity, the conventional sinusoidal input analysis method is too time-consuming.

This paper proposes a new method, which adopts the advantage of both M-sequence and sinusoidal signals. With this method, a quick and precise frequency characteristics analysis can be achieved. First, the time response of the system to M-sequence input is calculated, then through the FFT analysis of both the input and output signals, the system frequency characteristics can be obtained. Then, coordinated by the sinusoidal input calculation at some special frequencies, the optimal test frequency can be determined. At the frequency for the same amplitude under the same load, the air consumption of the tester for one cycle would be kept to a minimum. Comparisons have been made between the experiment and simulation for six pieces of test object samples. The results show that the optimal frequencies predicted by the simulation agree well with experimental ones. Finally, the load influence on the optimal test frequency is illustrated.

In the paper, comparisons have been also made between the frequency characteristics obtained with sinusoidal and M-sequence inputs for different signal amplitudes. Also the influence of Coulomb friction on the characteristics is discussed.

Keywords: M-sequence, Pneumatics, Fatigue tester, Simulation, Frequency characteristics

1. は し が き

空気圧系の特徴の一つとしてダンピングが極めて低いことが挙げられる。この特徴を利用して疲労試験機の励振力発生機構に電気空気圧サーボ系を応用すれば、試験を行なう過程での消費エネルギーを節約することができる¹⁾。そのためには、あらかじめ共振、反共振および疲労試験を行なうための最適な周波数など、試験対象のついた状態での空気圧サーボ系の周波数特性の解析が必要である。しかし、空気圧系は非線形性が強

いので、一般に線形近似が難しい。従来の方法としては、そのような非線形系に対して記述関数法を適用していたが²⁾、正弦波入力により一周波数ずつ計算する必要がある³⁾ので、周波数特性の計算に時間がかかりすぎるといった問題があった。

そこで著者等は、系の周波数特性の同定実験²⁾において入力信号としてよく用いられるM系列³⁾をシミュレーションの分野に導入して、短時間で空気圧系の周波数特性を求める方法⁴⁾⁵⁾を提唱した。本論文では、その方法を空気圧疲労試験機⁶⁾に適用し、また、正弦波入力による周波数特性も求め、両者の比較・検討を行った。最後に、得られた周波数特性より、疲労試験を行なう最適な周波数の決定法およびその最適周波数と試験対象の関係についても述べる。

*平成4年8月14日 原稿受付

**埼玉大学大学院

***埼玉大学工学部

(所在地 〒338 浦和市下大久保255 埼玉大学工学部機械工学科計測研究室)

Fig. 1 Experimental system of a pneumatic fatigue tester

2. 実験装置とその数学モデル

Fig. 1に試験対象を含む疲労試験機の実験装置全体（以下系と略称）の概略を示す。試験機の励振力発生機構はサーボ弁とシリンダからなる電気空気圧サーボ系である。試験対象を含む負荷は、一般的に質量・ばね系として近似することができる。本実験では質量をその中間に固定した鋼の丸棒を試験対象として使用した。電気空気圧サーボ系への入力信号、すなわちM系列もしくは正弦波はコンピュータで発生する。ピストン位置 z と負荷質量（ m_1 ）の位置 z_1 は容量型マイクロメータで測定した。

Fig. 2にFig. 1負荷のついた案内弁・シリンダ部分のモデルを示す。

解析に使用する記号をFig. 2ならびに以下に示す。サーボ弁に関する記号：

b_p は制御オリフィスのポート幅[mm]、 e_i はサーボ弁への入力信号[V]、 p_e は大気圧0.1013[MPa]、 p_s は供給圧力0.49[MPa]、 T_s はサーボ弁の時定数0.015[s]、 y_i はスプール変位[cm]、 w_1, w_2, w_1', w_2' は制御オリフィスの質量流量[kg/s]、 $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_1', \Delta_2'$ は負重合量で各々16.2[μm]、19.8[μm]、16.2[μm]、19.8[μm]、 ρ_e は大気密度1.2[kg/m³]シリンダに関する記号：

A_m は有効断面積 10.5×10^{-4} [m²]、 D_m は粘性抵抗係数68.6[Ns/m]、 F_c はクーロン摩擦力6.4[N]、 L はストローク15.5[cm]、 M_m は可動部質量2.5[kg]、 p_L, p_L' はそれぞれ左右両負荷ポート圧[MPa]、 V_m は片側容積 82.5×10^{-6} [m³]、 w, w' はシリンダへの質量流量[kg/s]、 z はピストン変位[cm]、

負荷（試験対象を含む）に関する記号：

D_{m1} は粘性抵抗係数5[Ns/m]、

$f_{an} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_1 + k_2}{m_1}}$ は共振周波数[Hz]、 F_{c1} はクー

Fig. 2 Physical model of the pneumatic valve controlled cylinder with a test object

ロン摩擦力0.1[N]、 k_i ($i = 1, 2$) はばね定数[Ns/m]、 m_1 は質量[kg]、 z_1 は変位[cm]、

系に関する記号：

f_n は電気空気圧サーボ系の無負荷共振周波数12[Hz]、 f_{np} は f_{an} に強く依存した共振周波数、 f_{nt} は f_n に強く依存した共振周波数[Hz]、 f_{op} は疲労試験機の最適試験周波数[Hz]、 K_{ei} は増幅器とサーボ弁のゲイン定数0.037[cm/V]、 K_{OA} はフィードバックゲイン0.3[V/cm]、

実験結果とシミュレーションの結果に関する記号：

$G_z(f), G_{zs}(f), G_{z1}(f), G_{z1s}(f)$ はそれぞれ $G_z(j\omega), G_{zs}(j\omega), G_{z1}(j\omega), G_{z1s}(j\omega)$ のゲイン、

$G_z(j\omega) = \frac{Z(j\omega)}{E(j\omega)}, G_{zs}(j\omega) = \frac{Z_s(j\omega)}{E(j\omega)}$ は各々入力信号

e_i からピストン位置 z までの周波数特性の実験結果

とシミュレーション結果、 $G_{z1}(j\omega) = \frac{Z_1(j\omega)}{E(j\omega)}$ 、

$G_{z1s}(j\omega) = \frac{Z_{1s}(j\omega)}{E(j\omega)}$ は各々入力信号 e_i から負荷位置 z_1 までの周波数特性の実験結果とシミュレーション結果

系についての基礎式

サーボ弁並びにシリンダの質量流量⁷⁾は、

$$\left. \begin{aligned} w_1 &= Ff(\Delta_1 + y_i)h_1, & w_2 &= Ff(\Delta_2 - y_i)h_2, \\ w_1' &= Ff(\Delta_1' - y_i)h_1', & w_2' &= Ff(\Delta_2' + y_i)h_2', \\ w &= w_1 - w_2, & w' &= w_2' - w_1' \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ここで

$$F = c_d b_p \sqrt{\frac{2x\rho_e}{(x-1)p_e}} p_s H, \quad H = \sqrt{\frac{x-1}{x+1} \left(\frac{2}{x+1} \right)^{\frac{2}{x-1}}}$$

$$f(x) = \begin{cases} x & (x \geq 0) \\ 0 & (x \leq 0) \end{cases}$$

$$h_1 = h_1(p_L) = \begin{cases} \frac{\sqrt{\left(\frac{p_L}{p_s}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_L}{p_s}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}{H} & \left(1 \geq \frac{p_L}{p_s} \geq 0.5283\right) \\ 1 & \left(0.5283 \geq \frac{p_L}{p_s} \geq \frac{p_e}{p_s}\right) \end{cases}$$

$$h_2 = h_2(p_L) = \begin{cases} \left(\frac{p_L}{p_s}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \frac{\sqrt{\left(\frac{p_e}{p_L}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_e}{p_L}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}}}{H} & \left(1 \geq \frac{p_L}{p_s} \geq 0.5283\right) \\ \left(\frac{p_L}{p_s}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} & \left(0.5283 \geq \frac{p_L}{p_s} \geq \frac{p_e}{p_s}\right) \end{cases}$$

$$h_1' = h_1(p_L'), \quad h_2' = h_2(p_L') \quad (2)$$

である。ピストンの運動方程式は、

$$A_m(p_L - p_L') = M_m \frac{d^2 z}{dt^2} + D_m \frac{dz}{dt} + F_{cv} \operatorname{sgn} \left(\frac{dz}{dt} \right) + k_1(z - z_1) \quad (3)$$

ここで

$$F_{cv} = \begin{cases} F_c & \left(\left| \frac{dz}{dt} \right| \geq 0.005 [\text{m/s}] \right) \\ 3 \cdot F_c & \left(\left| \frac{dz}{dt} \right| < 0.005 [\text{m/s}] \right) \end{cases}$$

シリンダ室内の空気の流れ式は、

$$\frac{dp_L}{dt} = \frac{\kappa p_L}{V_1 \rho_L} w - \frac{\kappa p_L A_m}{V_1} \frac{dz}{dt},$$

$$\frac{dp_L'}{dt} = -\frac{\kappa p_L'}{V_2 \rho_L} w' + \frac{\kappa p_L' A_m}{V_2} \frac{dz}{dt} \quad (4)$$

ここで

$$V_1 = V_m + A_m z, \quad V_2 = V_m - A_m z$$

である。負荷質量の運動方程式は、

$$m_1 \frac{d^2 z_1}{dt^2} + D_{m1} \frac{dz_1}{dt} + F_{cv1} \operatorname{sgn} \left(\frac{dz_1}{dt} \right) = k_1(z - z_1) - k_2 z_1 \quad (5)$$

ここで

$$F_{cv1} = \begin{cases} 3 \cdot F_{c1} & \left(\left| \frac{dz_1}{dt} \right| < 0.005 [\text{m/s}] \right) \\ F_{c1} & \left(\left| \frac{dz_1}{dt} \right| \geq 0.005 [\text{m/s}] \right) \end{cases}$$

スプール変位は、

$$T_s \frac{dy_i}{dt} + y_i = K_{ei}(e_i - K_{oA} z) \quad (6)$$

で表わされる。

3. 疲労試験機の理論解析と実験結果

疲労試験を行う場合、できるかぎり試験時間の短縮と消費エネルギーの節約を図りたい。そのためには、

Fig. 3 Flow chart for obtaining the frequency response of a fatigue tester

系の周波数特性の把握が必要となる。

一般に周波数特性を求めるには正弦波入力を用いることが多い。しかし、シミュレーションにより系の周波数特性を求める場合、正弦波入力を用いて、各周波数に対してそれぞれ計算を行うのでは時間がかかりすぎる。そこで短時間で周波数特性を求めるために、本研究ではM系列入力を用いることにした。これによる計算手順をFig. 3に示す。まずコンピュータでM系列を発生し、これを入力信号とした系の応答を計算する。その入力信号と応答をFFTにかけ、その結果より系の周波数特性を求める。また、特定の周波数に対する周波数応答を求める場合や、入力信号による計算結果の相違を検討するために、M系列以外に正弦波入力を用いた計算も行った。なおFig. 3中の点線は、実験により周波数特性を求める場合の手順を示している。

本研究では、ばね定数の違う三本の丸棒と重さの違う二種類の質量を組み合わせ、合計六種類の負荷に対する系の周波数特性などを検討した。それぞれの負荷のパラメータの値と試験対象番号をTable 1に示す。

ここで l, l_1, m_1, f_{an} を実測し $f_{an} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m_1}}$ より

Table 1 Parameters of the test object samples

Test object	l [mm]	l_1 [mm]	k_1 [N/m]	k_2 [N/m]	m_1 [kg]	f_{an} [Hz]
1	650	250	7010	14021	1.70	17.8
2	650	250	7010	14021	2.03	16.2
3	740	250	4300	8600	1.73	13.8
4	740	330	4300	8600	2.06	12.6
5	840	360	2820	5640	1.82	11.0
6	840	360	2820	5640	2.12	10.0

 (a) $G_z(j\omega)$ and $G_{zs}(j\omega)$

 (b) $G_{z1}(j\omega)$ and $G_{z1s}(j\omega)$

Fig. 4 Comparison between the simulation and the experimental results obtained with M-sequence (Test object 1)

$k = k_1 + k_2$ を算出し、 k_1 と k_2 の振り分けは、 $k_1 = \beta k$ 、 $k_2 = (1 - \beta)k$ として周波数特性の実測値とシミュレーション結果がなるべくあうような β を採用した。

3.1 実験結果とシミュレーション結果の比較

Fig. 4は負荷 $l = 650$ [mm]、 $m_1 = 1.73$ [kg] (試験対象番号1) に対して振幅 $|e_d| = 2.0$ [V]のM系列入力の場合の実験結果とシミュレーション結果の比較である。Fig. 4(a)は入力信号 e_i からピストン位置 z までの周波数特性であり、実線は実験結果 $G_z(j\omega)$ 、黒丸付きの実線はシミュレーション結果 $G_{zs}(j\omega)$ である。両者は第二共振点 f_{nt} 以上では多少ずれるが、それ以外ではかなりよく一致している。Fig. 4(b)は e_i から z_1 までの周波数特性 $G_{z1}(j\omega)$ である。高い周波数において、両者の差も大きくなっている。高周波における誤差は、実際の負荷は分布定数系であるのに計算モデルは集中定数系で近似したことによるものと考えられる。したがって高い周波数での問題を検討する場合には、分布定数系を分割して、それぞれを集中定数系に近似するなどのモデル改良が必要と思われる。

各試験対象の場合の実験結果とシミュレーション結

果の0.2 [Hz]から20 [Hz]までの間の差の平均をTable 2に示した。ここで

$$Err_z = \sqrt{\sum \{|G_z(j\omega)| - |G_{zs}(j\omega)|\}^2 / N} \quad (7a)$$

$$Err_{z1} = \sqrt{\sum \{|G_{z1}(j\omega)| - |G_{z1s}(j\omega)|\}^2 / N} \quad (7b)$$

である。

3.2 正弦波入力とM系列入力の場合の比較

Fig. 5(a), (b)は入力振幅 $|e_d| = 0.7, 1.0, 2.0$ [V] (試験対象番号2) の場合の正弦波入力とM系列入力の比較実験結果である。Fig. 6(a), (b)はそれらに対応したシミュレーション結果である。図によると、共振点は入力信号の振幅の減少につれてゲインが下がっている。これはクーロン摩擦の影響と考えられる。式(3)によるピストンの瞬時の摩擦抵抗 F_d は

$$F_d = D_{me} \left(\frac{dz}{dt} \right) = D_m \left(\frac{dz}{dt} \right) + F_{cv} \operatorname{sgn} \left(\frac{dz}{dt} \right) \quad (8)$$

ここで D_{me} は等価ダンピングで

Table 2 Errors between the experimental and the simulation results for different test objects in the frequency range from 0.2[Hz] to 20[Hz]

	1	2	3	4	5	6
Err_z [dB]	1.21	1.25	1.50	1.51	1.75	1.82
Err_{z1} [dB]	1.80	2.21	2.10	2.40	2.50	2.01

Fig. 5 Comparison of frequency characteristics obtained from experiment with M-sequence and with sinusoid for different signal amplitudes (Test object 2)

Fig. 6 Comparison of frequency characteristics obtained from simulation with M-sequence and with sinusoid for different signal amplitudes (Test object 2)

$$D_{me} = \frac{D_m \left(\frac{dz}{dt} \right) + F_{cv} \operatorname{sgn} \left(\frac{dz}{dt} \right)}{\left(\frac{dz}{dt} \right)} = D_m + \frac{F_{cv}}{\left| \frac{dz}{dt} \right|} \quad (9)$$

と表せる。式(9)によるとピストンの速度が低いほど D_{me} は大きくなる。そのため同一種類の入力信号で考えると、振幅が低いほど D_{me} が大きくなる。また同じ振幅の正弦波とM系列を比較した場合には、飽和などが起こらない限りでは、入力信号の振幅が十分大きい場合(例えば $|e_i| = 2$ [V])両者は良くあうが、入力振幅が

小さくなると正弦波入力で求めたゲインの方がM系列のそれより小さくなる。これは正弦波入力の場合に入力振幅が小さいと、ピストンの速度も小さくなり、ピストンが動いたり停止したりすることでもできて、クーロン摩擦が大幅に変化し、動摩擦から静摩擦に、あるいはその逆に変わることもあるためと考えられる。M系列入力の場合には、信号中にいろいろな周波数成分を含むのでディザ効果があり絶えず動いていて停止しないので、正弦波入力の場合より摩擦の変化の影響が小さくなる。

 Fig. 7 Influence of the test object resonance frequency f_{an} on the system frequency characteristics

 Fig. 8 Experimental determination of the optimal test frequency f_{op} (Test object 3)

3.3 負荷共振周波数 f_{an} が周波数特性に及ぼす影響

Fig. 7(a), (b)は、 $m_1=0.5[\text{kg}]$ のとき、負荷共振周波数 $f_{an}=4, 8, 12, 16, 20[\text{Hz}]$ の場合に計算した $G_{zs}(j\omega)$ と $G_{z1s}(j\omega)$ である。図によると、系の周波数特性は $f_{an} \geq f_n=12[\text{Hz}]$ と $f_{an} < f_n$ により著しく変わる。 $f_{an} \geq f_n$ の場合は、 $G_{z1s}(j\omega)$ の共振点は二つある。 $f_{an} < f_n$ の場合は共振点は一つになり、その共振点ゲインは f_{an} が f_n よりわずかに小さくなる間に急激に増大する。

4. 消費エネルギーの節約

4.1 最適試験周波数の決定

定振幅疲労試験においては、試験開始時からの振動の総和が被試験物の寿命となる。このため負荷の振幅が同じ場合、1サイクルあたりの系の空気消費量を少なくすることにより消費エネルギーを節約することができる。すなわち、次式の性能指数 $I_p(f)$ の値が大きいほど消費エネルギーが少なくなる。

$$I_p(f) = G_{z1}(f) / \{Q(f)/f\} \quad (10)$$

ここで $Q(f)$ は正弦波入力の一周期に対しての系の平均空気消費量で、瞬間流量 $q(f)$ により

$$Q(f) = \left\{ \int_0^{1/f} q(t) dt \right\} \times f / |E(j\omega)|$$

のように表される。また、 $I_p(f)$ の一番大きい周波数を最適試験周波数 f_{op} と呼ぶ。

$$f_{op} = I_p^{-1}[\max\{I_p(f)\}] \quad (11)$$

Fig. 8は正弦波入力の場合、 $l=770[\text{mm}]$ 、 $m_1=1.73[\text{kg}]$ (試験対象番号3)の $G_{z1}(f)$ 、 $Q(f)/f$ 、 $I_p(f)$ の実験結果である。Fig. 8に示すように $I_p(f)$ は、 f_{op} においてほかの周波数に比べて著しく高くなっているのがわかる。その周波数において疲労試験を行えば消費エネルギーを大幅に節約することができる。実験によって f_{op} を探すことはそれほど難しいことではないが、計算で探すとなると大変時間がかかる。そのため短時間で f_{op} を探す方法が必要であるが、M系列入力はこのためにも極めて適している。

1) $f_{an} \geq f_n$ の場合

Table 3 Comparison of the optimal test frequencies f_{op} predicted by simulation with those found through experiments for different test objects

	1	2	3	4	5	6
Exp. f_{op}	12.8	12.6	11.2	10.6	10.0	9.2
Sim. f_{op}	12.8	12.4	11.4	10.8	10.0	9.2

Fig. 9 Linear correlation between the flow $Q(f)$ and the piston gain $G_z(f)$ in the frequency range $[f_{nt}, f_{an}]$ (Test object 3)

Fig. 8による $Q(f)/f$ は減少関数であり、 $G_{z1s}(f)$ は二つの極大値を持つ。式(10)による f_{op} は区間 $[f_{np}, f_{an}]$ と $[f_{nt}, \infty]$ に存在しうる。しかし反共振周波数 f_{an} (負荷の共振周波数と同一)以上の周波数においては摩擦のためピストンが動きにくい、あるいは動かない場合があるので、実際には f_{op} は区間 $[f_{np}, f_{an}]$ に選定するのが良い。

一般に、系の空気消費量 $Q(f)$ はピストン変位と関係があり、区間 $[f_{np}, f_{an}]$ において線形的な相関があるものと思われる。実際に計測とシミュレーションした結果は、Fig. 9のとおりで、 $G_{zs}(f)$ と $Q(f)$ の間にほぼ線形な相関があった。そこで区間 $[f_{np}, f_{an}]$ において、系の空気消費量はピストンが動かない場合にサーボ弁だけで消費した流量、つまり f_{an} における流量 $Q(f_{an})$ とピストンが動くための流量 $\Delta Q(f)$ との重畳と考えられ、次式がほぼ成立する。

$$Q(f) = Q(f_{an}) + \Delta Q(f) \quad (12)$$

ここで

$$\Delta Q(f) = aG_{zs}(f) \quad (13)$$

とおくと、式(12)は次式となる。

$$Q(f) = b + aG_{zs}(f) \quad (14)$$

$$b = Q(f_{an}) \quad (15)$$

ここで a 、 b は定数で、もし、 $Q(f_{an})$ と区間 $[f_{np}, f_{an}]$ のうちの、 f_{np} に少し寄った他の一周波数 f_1 の正弦波に対

する $Q(f_1)$ を計算すれば a が決められる ($Q(f_{np})$ の計算は一般に時間がかかる)。

$$a = \{Q(f_1) - Q(f_{an})\} / G_{zs}(f_1) \quad (16)$$

式(14)を式(10)に代入すると

$$I_p(f) = G_{z1s}(f) \times f / \{b + aG_{zs}(f)\} \quad (17)$$

式(17)を式(11)に代入すると

$$f_{op} = I_p^{-1} \{ \max [G_{z1s}(f) \times f / \{b + aG_{zs}(f)\}] \} \quad (18)$$

ここで、 $G_{z1s}(f)$ と $G_{zs}(f)$ がM系列で求められるので、 f_{op} は極めて短時間に計算できることになる。

2) $f_{an} < f_n$ の場合

Fig. 7の示すように $f_{an} \leq f_n = 12$ [Hz]の場合に、 $G_{z1s}(f)$ は一つの極大値になり、 f_{op} は $[f_{nt}, \infty]$ に存在しうる。また f_{nt} の近傍では $G_{z1s}(f)$ のゲインの変化は極めて大きいため、式(10)の流量 $Q(f)$ の変化は省略することができる。そこで式(11)より

$$\begin{aligned} f_{op} &= I_p^{-1} \{ \max [G_{z1s}(f) \times f / Q(f)] \} \\ &= I_p^{-1} \{ \max [G_{z1s}(f) \times f] \} \end{aligned} \quad (19)$$

しかし、この場合には $G_{z1s}(f)$ の共振点ゲインが大きいため、場合によっては試験における z の振幅を非常に小さな値に制御する必要がある。クーロン摩擦 F_c のため、ピストンの動きが悪くなり試験ができなくなったりすることがある。すなわち、クーロン摩擦があるため試験周波数に応じて試験可能なピストン振動振幅の下限がある。

Table 3に、正弦波入力の実験により探した $Exp \cdot f_{op}$ 、およびM系列入力で式(10)、(19)によりシミュレーションで求めた $Sim \cdot f_{op}$ を示す。この表より、M系列と正弦波で探した最適試験周波数 f_{op} がほぼ同じであることがわかる。

4.3 負荷が f_{op} と $I_p(f_{op})$ に及ぼす影響

本論文における k_1 、 k_2 、 m_1 は試験対象を含む負荷のばね定数と負荷質量である。多くの場合、疲労試験に先立ち、これらのパラメータは実際の使用状況を配慮し適当に選定(試験対象の設計)できる部分である。そこで k_1 、 k_2 、 m_1 と f_{op} 、 $I_p(f_{op})$ の関係を検討する必要がある。Fig. 10(a)は $m_1 = 1.0, 1.5, 2.0$ [kg]の場合の f_{an} と f_{op} の関係であり、Fig. 10(b)は f_{an} と $I_p(f_{op})$ の関係を示す。Fig. 10(b)は f_{an}/f_n により三つの部分に分けて考えることができる。まず $f_{an}/f_n \geq 1.5$ の場合、 $I_p(f_{op})$ はほ

(a) Influence of the f_{an} on the optimal test frequency f_{op} (b) Influence of the f_{an} on the $I_p(f_{op})$ Fig. 10 Influence of the test object resonance frequency f_{an} on the performance of the fatigue tester (f_n : resonance frequency of the tester without load)

ば一定である。次に $1 \leq f_{an}/f_n < 1.5$ の場合、 f_{an} が小さくなるにつれて、 $I_p(f_{op})$ は大きくなる。したがって、この範囲では f_{an} が小さいほど消費エネルギーを節約することができる。これに対して $f_{an}/f_n < 1$ の場合には、点線で示されている性能指数 $I_s(f_{op})$ は前述の二つの場合に比べてかなり高いが、4.1 章で説明したように、この f_{an}/f_n に対する最適試験周波数 f_{op} で試験が行えるのは、ピストンがうまく制御できる場合である。

5. む す び

M 系列入力を用いて実験とシミュレーションにより疲労試験機の周波数特性を求め、以下の結論を得た。

- 1) M 系列入力により、周波数特性のシミュレーションを、極めて短時間でできることを確認した。
- 2) M 系列入力と正弦波入力で求められた両周波数特性は、飽和がおこなないかぎり、入力振幅が大きいほどよく一致した。

また入力振幅が小さすぎると、クーロン摩擦のために疲労試験ができなくなる。

- 3) 電気空気圧サーボ系を疲労試験機の励振力発生機構に応用した場合、適当な周波数で試験を行うと消費エネルギーを節約することができることがわかった。
- 4) 疲労試験を行なうための最適試験周波数の決定法を提唱した。

終わりに、本研究を行なうにあたり、ご意見を賜った水野毅助教授、湯室彰規助教授、また実験装置の作成、論文の執筆においてご協力をいただいた石野裕二文部技官、本学大学院生の大西輝幸氏、学部生の菊地裕二氏に深く感謝の意を表する。

参 考 文 献

- 1) K. Araki, S. Ichijou, Microcomputer Control of an Electro-Pneumatic Fatigue Tester, Proc. of ICFP'85, Hangzhou China, 1780/1799
- 2) 柏木潤, M 系列再発見, 計測と制御, Vol. 20, No. 2, 45/51 (昭和56年2月)
- 3) 森下巖, 小畑秀文, 信号処理, 計測自動制御学会, 208/214, 昭和57年
- 4) K. Araki, X.P. Liu, Y. Ishino, Frequency Response Simulation with M-sequence and Its Application in Pneumatics, FLUCOME'91, 527/534
- 5) 荒木獻次, 劉小平, M 系列による空気圧系の周波数特性の解析, 平成3年春季油空圧講演論文集, 101/104
- 6) K. Araki, T. Yoshida, A Microcomputer Controlled Pneumatic Fatigue Tester, Proc. of ACI'83, 22-1/22-6
- 7) F.D. Ezekiel, J.L. Shearer, Pressure-Flow Characteristics of Pneumatic Valves, Trans. ASME, Vol. 79, 1577/1590 (1957)
- 8) 荒木獻次, 劉小平, M 系列による空気圧疲労試験機周波数特性の解析, 第9回流体計測, 第6回流体制御合同シンポジウム講演論文集, 113/118, 平成3年
- 9) 荒木獻次, 劉小平, M 系列による空気圧疲労試験機周波数特性の理論・実験解析, 平成4年春季油空圧講演論文集, 81/84