

ロードセルと加速度計を用いた リニアアクチュエータの動推力測定方法

Method of Kinetic Thrust Measurement of Linear Actuator Using Load Cell and Accelerometer

水野 勉^{*1}(正員), 福澤 慎一^{*1}, 磯野 祐輔^{*1}, 服部 友紀^{*1}

Tsutomu MIZUNO (Mem.), Shinichi FUKUZAWA, Yusuke ISONO, Yuki HATTORI

The kinetic thrust of a linear actuator (LA) is measured with a load cell connected between the test LA and a load LA. The case of LA with short stroke, the kinetic thrust obtained using this method is not accurate, because the inertial force affects the load cell under the high-speed reciprocating motion of the LA.

In this paper, we propose a novel method of kinetic thrust measurement using an observer-inputted output of the load cell and the acceleration of the test LA, and examine the proposed method. The estimated kinetic thrust F_e obtained by the observer agrees with the kinetic thrust obtained by simulation. In the measurement, the ratio of F_e to $\sqrt{2} K_{fl} I_1$ (K_{fl} is the thrust constant of test LA, I_1 is the exiting current) is 0.94 to 0.85 in the frequency range from $f=10$ to 100 Hz. F_e decreases with increasing frequency because of eddy currents in the yokes of test LA. Therefore, it is considered that the proposed method is appropriate, as ascertained by simulation and measurement. In addition, it is necessary for the leaf spring of the test LA to be light and to have a fixed spring constant for the high-precision measurement of kinetic thrust.

Keywords: linear actuator, kinetic thrust, load cell, accelerometer, observer

1 まえがき

リニアアクチュエータ (以下, LA) は, リニアコンプレッサやシェーバ, 除振器などに適用されており, その用途は拡大してきている[1,2]。そこで, LAを設計, 選定する際に, 動推力は非常に重要な評価指標であり, 正確な動推力を測定することが求められている。

回転モータのトルク測定では, 試験用モータに負荷モータを接続してトルクを測定する方法が用いられている[3]。回転モータのトルク測定方法に準拠して, LAの動推力測定では, 試験用LAの可動子と負荷LAの可動子との間にロードセルを装着した測定方法 (以下, 従来法) が用いられている[4]。しかし, 従来法では短いストロークでかつ高速な往復運動をするLAの動推力を正確に測定することができなかった。その原因は, 試験用LAと負荷LAの両可動子が加減速することによって生ずる慣性力がロードセルに作用するためである。

筆者らは, 上記の問題を解決するために, ロード

セルの出力と負荷LAの変位との2つを入力とする観測器を用いた動推力測定方法を提案した[5]。しかし, その測定方法では, 2次以上のフィルタを設けることで観測器をプロパーとしていたために, 位相遅れの補正が必要であった。

そこで本論文では, ロードセルの出力と試験用LAの可動子の加速度を入力とするプロパーな観測器を用いた動推力測定方法 (以下, 提案法) を提案する。

本論文では以下のことを述べる。

- (1) LAの動推力測定方法
- (2) LAの動推力測定方法の妥当性の確認
- (3) 高精度に動推力を測定するための条件

2 LAの動推力測定方法

本論文で用いる試験用LA[6]はストロークが20mmであり, 共振用に板ばねを取り付けてある。また, 負荷LAには, リニア直流モータ[7] (以下, LDM) を用いた。

2.1 従来の動推力測定方法

Fig. 1にLAの動推力測定モデルを示した。試験用LAの可動子と負荷LDMの可動子との間にロードセルが装着されている。従来法は, 回転モータの動推力測定方法に準拠した測定方法であり, 試験用LAと負荷LDMに, それぞれ電流 I_1 , I_2 を流して推力 F_{LA} , F_{LDM} を発生させ,

連絡先: 水野 勉, 〒380-8553 長野市若里 4-17-1, 信州大学
工学部電子電気工学科,
e-mail: mizunot@gipwc.shinshu-u.ac.jp

^{*1}信州大学

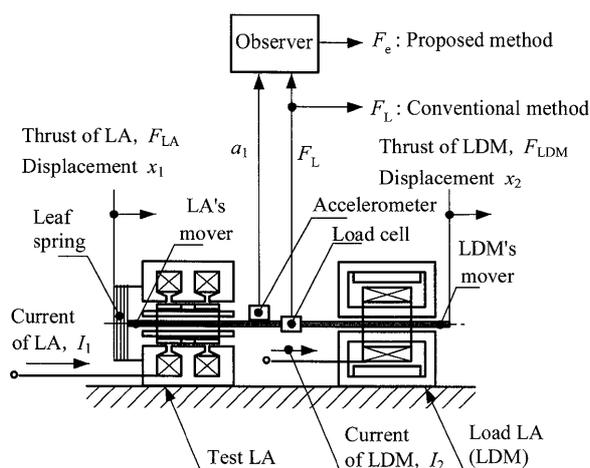


Fig. 1 Model of kinetic thrust measurement of LA.

ロードセルの出力 F_L をLAの動推力として測定する方法である。通常、試験用LAを電流指令で、負荷LDMを速度指令で駆動して、可動子が一定速度の状態での測定を行う。しかし、ストロークが短く、かつ高速な往復運動をするLAの場合には、試験用LAと負荷LDMの両可動子が加減速することによって生ずる慣性力がロードセルに作用するために、正確に動推力を測定することができない。

2.2 提案する動推力測定方法

Fig. 1に示したように、提案法では試験用LAと負荷LDMとの間にロードセルを装着し、さらに試験用LAの可動子に加速度計を装着している。提案法では、上記両者の出力を入力とする観測器を用いて、加速度の変化によって生ずる慣性力の影響を除去した正確な動推力の測定方法を可能にしている。ここで、試験用LAおよび負荷LDMは電流指令で駆動して、 I_1 と I_2 との位相差を180degとする。

Fig. 2にLAの動推力測定の力学モデルを示した。板ばねは、ばね定数と減衰定数として考慮した。また、試験用LAの推力変位特性は平坦、すなわち推力が変位に依存せず一定であることを動推力測定の条件としている。

Fig. 2に示した力学モデルに基づいて運動方程式を導出すると下式となる。

$$M_1\ddot{x}_1 + K_L(x_1 - x_2) + C_L(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_{s1}x_1 + C_1\dot{x}_1 = F_{LA} \quad (N) \quad (1)$$

$$M_2\ddot{x}_2 - K_L(x_1 - x_2) - C_L(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + C_2\dot{x}_2 = F_{LDM} \quad (N) \quad (2)$$

$$F_L = K_L(x_1 - x_2) + C_L(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \quad (N) \quad (3)$$

ここに、 M_1 : m_1 , m_{s1} , m_a および m_{L1} の和 ($= m_1 + m_{s1} + m_a + m_{L1}$) (kg), m_1 : LAの可動子質量(kg), m_{s1} : 振動に関与する板ばねの質量(kg), m_a : 加速度計の質量(kg), m_{L1} : 試験用LA側のロードセルの質量(kg) (Fig. 2参照), x_1 : LA可動子の変位(m), K_L : ロードセルのばね定数 (N/m), x_2 : LDM可動子の変位 (m), C_L : ロードセルの減衰定数 (Ns/m), K_{s1} : 板ばねのばね定数 (N), C_1 : LAの減衰定数 (Ns/m), F_{LA} : LAの推力(N), M_2 : m_2 と m_{L2} の和 ($= m_2 + m_{L2}$) (kg), m_2 : LDMの可動子質量(kg), m_{L2} : LDM側のロードセルの質量(kg), C_2 : LDMの減衰定数 (Ns/m), F_{LDM} : LDMの推力(N), F_L : ロードセルの出力(N)

式(1)はLAの動推力を、式(2)はLDMの動推力を示している。また、式(3)はロードセルの出力の定義である。本論文では、ロードセルが圧縮された場合に正の出力が得られるものと定義した。

Fig. 3は、式(1)~(3)を用いて導出したLAの動推力測定のブロック線図である。観測器の構成は同図右側のようになり、ロードセルの出力 F_L と加速度計の出力 \ddot{x}_1 から動推力を推定している。ここで、提案法を用いて測定した動推力を動推力の推定値 F_e と呼称する。

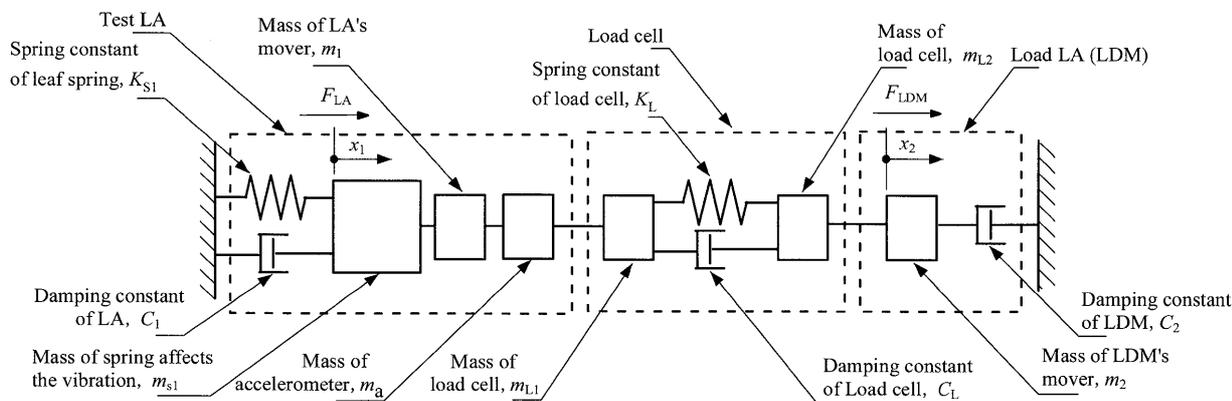


Fig. 2 Dynamic model of kinetic thrust measurement of LA.

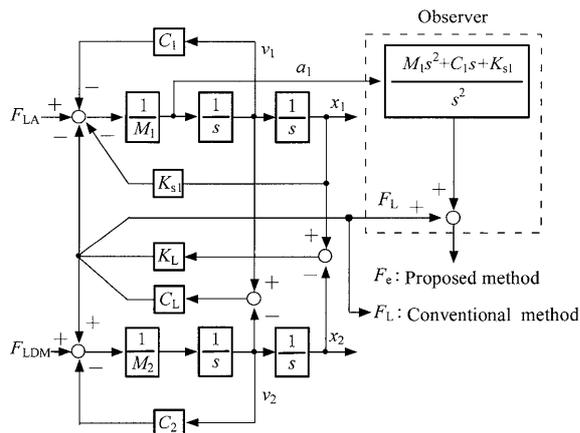


Fig. 3 Block diagram of kinetic thrust measurement model of LA.

Fig. 3に基づいて F_e を求めると、次式となる。

$$F_{LA} = F_L + \left(\frac{M_1 s^2 + C_1 s + K_{s1}}{s^2} \right) \ddot{x}_1 \equiv F_e \text{ (N)} \quad (4)$$

ここに、 s : ラプラス演算子

式(4)は、右辺第1項のロードセルの出力 F_L に、右辺第2項以降を加算することにより、可動子に働く慣性力の補正を行っている。また、プロパーとなっているので実現可能である。

3 LAの動推力測定方法の妥当性の確認

3.1 LA, LDM, ロードセル, 加速度計の仕様

Table 1 に動推力測定に用いた LA と LDM, ロードセル(共和電業, LUR-A-100NSA) および加速度計(共和電業, AS-100A)の仕様を示した。推力定数 $K_{\Gamma 1}$ および $K_{\Gamma 2}$ は変位 $x=0 \text{ mm}$ で直流電流を流して実測した。また、振動に関与する板ばねの質量 m_{s1} は、LA の可動子に衝撃力を与えたときの変位の固有振動数 $f_f = 37.3 \text{ Hz}$ と板ばねのばね定数 $K_{s1} = 109 \text{ kN/m}$ を式(5)に代入して導出した[8]。

$$m_{s1} = \frac{K_{s1}}{(2\pi f_f)^2} - (m_1 + m_{L1} + m_a + M_2) \text{ (kg)} \quad (5)$$

ここに、 f_f : 固有振動数(Hz)

また、LA の減衰定数 C_1 は下式で与えられる[9]。

$$C_1 = \frac{4M_1 \lambda}{T \log_{10} e} \text{ (Ns/m)} \quad (6)$$

ここに、 λ : 対数減衰率, T : 周期(s), e : 自然対数の底

式(6)に基づいて、可動子に衝撃を与えたときの可動子

Table 1 Specifications of LA, LDM, load cell, and accelerometer.

Item	Symbol	Value	(unit)
Test LA	Mass of mover	m_1	0.553 (kg)
	Mass of spring affects the vibration	m_{s1}	0.757 (kg)
	Spring constant	K_{s1}	109 (kN/m)
	Damping constant	C_1	41.0 (Ns/m)
	Thrust constant	$K_{\Gamma 1}$	67.3 (N/A)
Load LA (LDM)	Mass of mover	m_2	0.566 (kg)
	Damping constant	C_2	13.3 (Ns/m)
	Thrust constant	$K_{\Gamma 2}$	100.0 (N/A)
Load cell	Mass	m_{L1}	0.017 (kg)
		m_{L2}	0.053 (kg)
	Spring constant	K_L	7.14 (MN/m)
	Damping constant	C_L	50.2 (Ns/m)
Accelerometer	Mass	m_a	0.01 (kg)

変位の減衰特性の実測値を用いて LA および LDM の減衰定数 C_1 と C_2 を算出した。

3.2 シミュレーション

Fig. 3 に示したブロック線図および Table 1 に示した仕様に基づいて、ダイナミックシミュレーションソフト Simulink [10]を用いてシミュレーションを行った。

(1) 従来法

Fig. 4 に従来法を用いた動推力の周波数特性を示した。Fig. 4 (a)は F_L / F_{LA} と F_L / F_{LDM} のゲイン特性、Fig. 4 (b)は F_L / F_{LA} と F_L / F_{LDM} の位相特性である。 F_L / F_{LA} 、および F_L / F_{LDM} の周波数特性は、それぞれ $F_{LDM} = 0 \text{ N}$, $F_{LA} = 0 \text{ N}$ としてシミュレーションを行った。Fig. 4 は以下のことを示している。

- 1) $|F_L / F_{LA}|$, $|F_L / F_{LDM}|$ の両者はともに、板ばね、およびロードセルのばね要素に起因する共振がそれぞれ $f = 37.3 \text{ Hz}$ と 654 Hz で生じている。
- 2) $|F_L / F_{LDM}| \neq 0$ であり、 F_L に F_{LDM} の影響が生じている。

以上2点から、 $F_L \neq F_{LA}$ が明確となった。

(2) 提案法

Fig. 5 に提案法で測定を行った場合の動推力の周波数特性を示した。Fig. 5 (a)は F_e / F_{LA} と F_e / F_{LDM} の

ゲイン特性である。Fig. 5 (b)は F_e / F_{LA} の位相特性である。 F_e / F_{LA} および F_e / F_{LDM} の周波数特性では、それぞれ $F_{LDM} = 0 \text{ N}$, $F_{LA} = 0 \text{ N}$ としてシミュレーションを行った。Fig. 5 は以下のことを示している。

- 1) $|F_e / F_{LA}| = 1$ となり、周波数に依存しない。
- 2) $|F_e / F_{LDM}| = 0$ であり、 F_e は F_{LDM} の影響を受けない。

以上2点から、 $F_e = F_{LA}$ として動推力を推定できることを示唆している。

3.3 実測結果

従来法と提案法を用いて動推力の実測を行った。本論文では、試験用 LA および負荷 LDM にそれぞれ $I_1 = 0.71 \text{ A}$ (静推力の最大値 $\sqrt{2} K_{\eta} I_1 = 67.3 \text{ N}$) , $I_2 = 0.14 \text{ A}$ (静推力の最大値 $\sqrt{2} K_{\eta} I_2 = 20 \text{ N}$) の交流電流を流して実測した。ここで、 I_1 と I_2 の位相差を 180 deg とした。また、観測器の演算には Simulink を用いた。本章では、従来法による動推力 F_L , 提案法による動推力 F_e , および推力定数 K_{η} と電流の最

大値 $\sqrt{2} I_1$ ($= 67.3 \text{ N/A}$) との積(静推力) $\sqrt{2} K_{\eta} I_1$ を比較した。

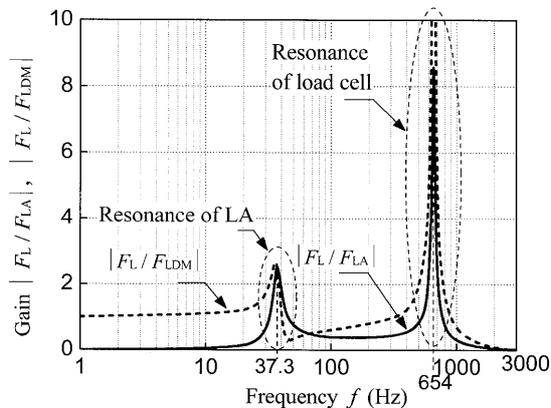
(1) 時間特性

Fig. 6 (a)に駆動周波数を共振周波数 $f = 37.3 \text{ Hz}$ とした場合の LA の動推力 - 時間特性の実測値を示した。Fig. 6 (a)は以下のことを示している。

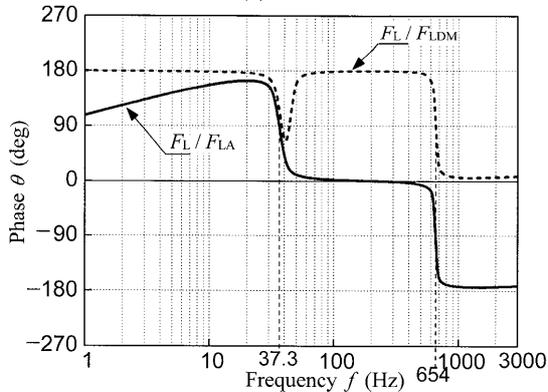
- 1) $|F_L / \sqrt{2} K_{\eta} I_1| = |134 / 67.3| = 1.99$, $K_{\eta} I_1$ を基準とする位相差 $\theta = +56 \text{ deg}$ であった。従来法では、共振周波数 $f = 37.3 \text{ Hz}$ において $F_L > \sqrt{2} K_{\eta} I_1$ となっている。動推力が静推力 $\sqrt{2} K_{\eta} I_1$ よりも大きくなることはあり得ないので $F_L \neq F_{LA}$ である。
- 2) $|F_e / \sqrt{2} K_{\eta} I_1| = |61.9 / 67.3| = 0.92$, $K_{\eta} I_1$ を基準とする位相差 $\theta = -9 \text{ deg}$ であった。 $F_e < \sqrt{2} K_{\eta} I_1$, かつ位相が遅れている結果は、LA のヨークに発生する鉄損の影響を考えると妥当である。

(2) 周波数特性

Fig. 6 (b)に LA の動推力、 I_1 を基準とした F_e の位相差の周波数特性を示した。共振周波数 $f = 37.3 \text{ Hz}$

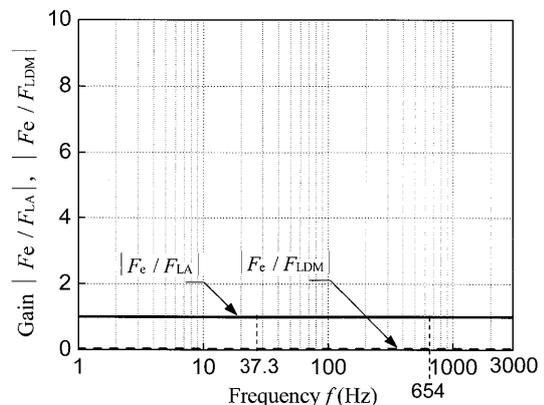


(a) Gain

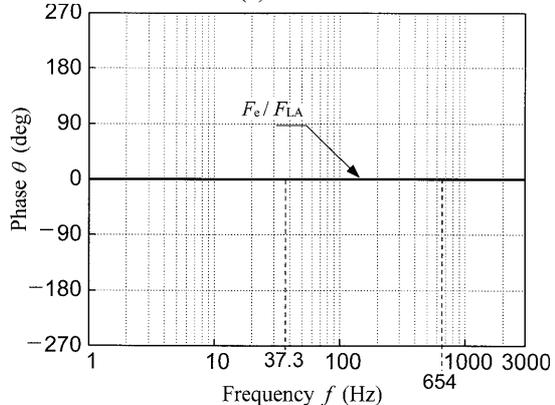


(b) Phase

Fig. 4 Frequency characteristics of kinetic thrust by conventional method (simulation results).

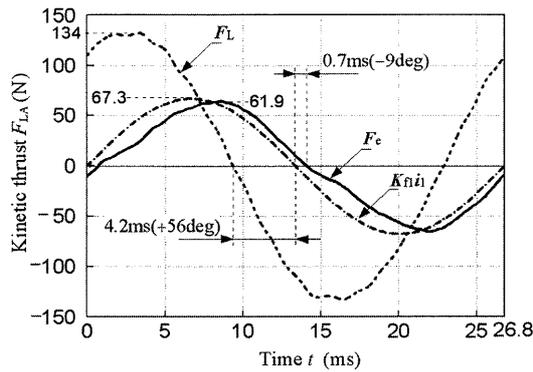


(a) Gain

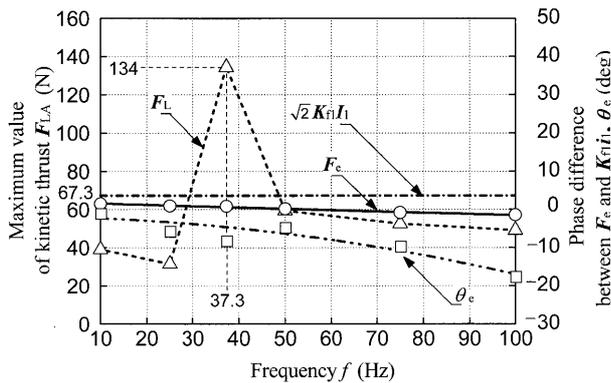


(b) Phase

Fig. 5 Frequency characteristics of kinetic thrust by proposed method (simulation results).



(a) Time characteristics ($f = 37.3$ Hz)



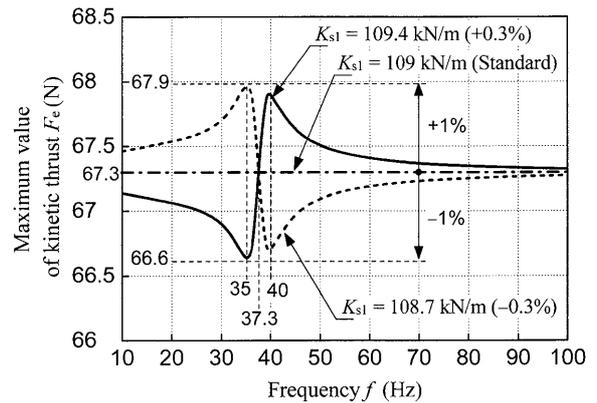
(b) Frequency characteristics

Fig. 6 Measured kinetic thrust of LA ($I_1 = 0.71$ A, $I_2 = 0.14$ A, phase difference $\theta_e = 180$ deg between I_1 and I_2).

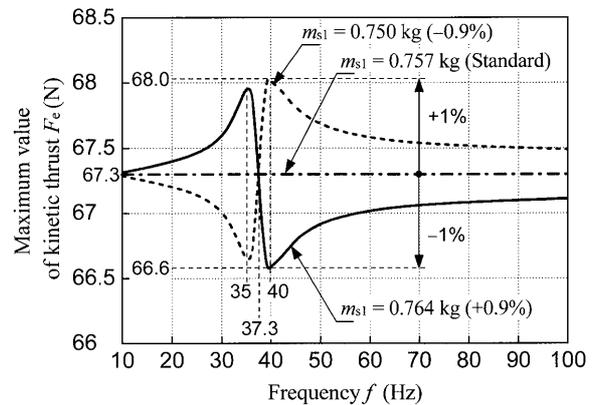
において $F_L = 134$ N となり、 $\sqrt{2} K_n I_1 (= 67.3$ N) の 1.99 倍となった。一方、 F_e は駆動周波数 $f = 10 \sim 100$ Hz において、63.1 N から 57.2 N に減少した。すなわち、静推力 $\sqrt{2} K_n I_1$ に対する F_e の最大値の比は 0.94 から 0.85 となった。また、 $K_n i_1$ を基準とする F_e の位相差 θ_e は -1.3 deg から -17.9 deg となった。LA のヨークに発生する鉄損の影響を考えると上記の事項は妥当である。すなわち、従来法による動推力は不適當であり、提案法による動推力は適當である。

4 高精度に動推力を測定するための条件

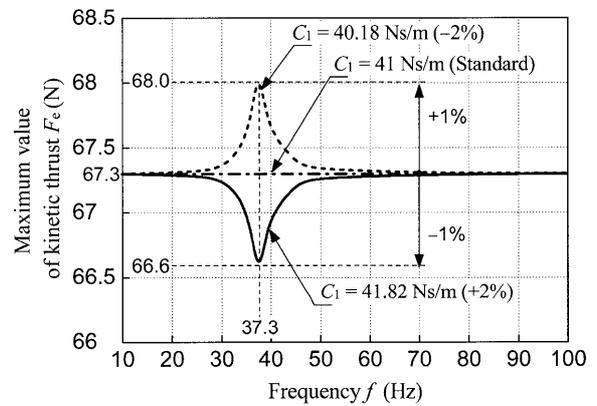
式(4)に示したように動推力の推定値 F_e は、入力である F_L と a_1 の他に、 K_{s1} 、 $M_1 (= m_1 + m_{s1} + m_{L1} + m_a)$ 、 C_1 に依存する。 m_1 、 m_{L1} 、 m_a は高精度に実測することが可能であり、運動ともなって変化せずに一定である。しかし、 K_{s1} 、 m_{s1} 、 C_1 は変位に依存しており、モデル化誤差の原因となる。一般に、板ばねはばねのたわみが大きくなると、変位に対してばね定数が一定ではなくなる[8]。すなわち、変位に依存してばね定数 K_{s1} が変化する。振動に関与する板ばねの質量 m_{s1} は式(5)に示したように K_{s1} に



(a) K_{s1}



(b) m_{s1}



(c) C_1

Fig. 7 Frequency characteristics of estimated kinetic thrust due to K_{s1} , m_{s1} , and C_1 (simulation results).

依存しているので、変位にも依存する。また、減衰定数 C_1 は式(6)に示したように M_1 に依存する。すなわち、 m_{s1} に依存するので、同様に変位にも依存する。さらに、パラメータ K_{s1} 、 m_{s1} 、 C_1 それぞれが F_e に与える影響の度合は周波数に依存する。そこで、本章では駆動周波数 $f = 10 \sim 100$ Hz において、動推力の推定値 F_e の推定誤差を $\pm 1\%$ 以下にするための K_{s1} 、 m_{s1} 、 C_1 の条件を検討する。

Fig. 7 に K_{s1} 、 m_{s1} 、 C_1 が変化した場合における、 F_e の周波数特性(Simulink を用いたシミュレーション結果)を

示した。ここでは、実際の K_{s1} , m_{s1} , C_1 が変化した場合でも、観測器の K_{s1} , m_{s1} , C_1 (表 1 参照) を一定にしてシミュレーションを行った。

(1) K_{s1} 依存性

Fig. 7(a) に板ばねのばね定数 K_{s1} に依存する動推力の推定値 F_e の周波数特性を示した。 $K_{s1} = 109\text{kN/m}$ を基準として、 K_{s1} が 109.4kN/m (+0.3%), 108.7kN/m (-0.3%) に変化した場合の周波数特性を示してある。 $f = 10\sim 100\text{Hz}$ において、 F_e の推定誤差を $\pm 1\%$ 以下にするためには、 K_{s1} の変化を $\pm 0.3\%$ 以下にすればよいことを示している。したがって、板ばねのばね定数が変位に対して一定の値をもつ範囲内で測定する必要がある。

(2) m_{s1} 依存性

Fig. 7 (b) に示したように、 $f = 10\sim 100\text{Hz}$ において F_e の推定誤差を $\pm 1\%$ 以下にするためには、 m_{s1} の変化を $\pm 0.9\%$ 以下にする必要がある。

ここで、試験用 LA の可動子質量は式(7)で与えられる。式(7)下式に示したように、試験用 LA の可動子質量 m_1 に対して、 m_{s1} の占める割合が小さければ、 m_{s1} に変動があったとしても M_1 に与える影響は小さい。すなわち、 F_e の推定誤差を小さくすることができる。

$$M_1 = m_1 + m_{L1} + m_a + m_{s1} \\ = (m_1 + m_{L1} + m_a) \left(1 + \frac{m_{s1}}{m_1 + m_{L1} + m_a} \right) \quad (\text{kg}) \quad (7)$$

(3) C_1 依存性

Fig. 7 (c) に示したように、 $f = 10\sim 100\text{Hz}$ において F_e の推定誤差を $\pm 1\%$ 以下にするためには、 C_1 の変化を $\pm 2\%$ 以下にする必要がある。式(5)および式(6)に示したように、 K_{s1} が変位に依存して変化すると C_1 も変化する。したがって、板ばねのばね定数が変位に対して一定の値をもつ範囲内で測定する必要がある。

5 あとがき

本論文で得られた結果をまとめると以下となる。

(1) LA の動推力測定方法

ストロークが短く、かつ高速で往復運動をする LA にも適用可能な動推力測定方法を提案した。提案法は、ロードセルの出力と試験用 LA の加速度を入力とする観測器を用いて動推力を推定するものであり、観測器はプロパーとなっている。

(2) LA の動推力測定方法の妥当性の確認

1) シミュレーション

提案法を用いた動推力の推定値 F_e は、駆動周波数 $f = 10\sim 100\text{Hz}$ において、ばね共振と LDM の推力 F_{LDM} による影響を受けずに $F_e = F_{LA}$ となる。

2) 実測結果

F_e は、駆動周波数 $f = 10\sim 100\text{Hz}$ において、静推力 $\sqrt{2} K_{n1} I_1$ に対する F_e の最大値の比が 0.94 から 0.85 の範囲であり、 $K_{n1} I_1$ を基準とする F_e の位相は 1.3deg から 17.9deg 遅れた。LA のヨークに発生する鉄損の影響を考えると妥当な結果である。

(3) 高精度に動推力を測定するための条件

駆動周波数 $f = 10\sim 100\text{Hz}$ において、 F_e の推定誤差を 1% 以下にするためには、 K_{s1} の変化を $\pm 0.3\%$ 、 m_{s1} の変化を $\pm 0.9\%$ 、 C_{s1} の変化を $\pm 2\%$ 以下にする必要がある。すなわち、より高精度に動推力を測定するためには、試験用 LA の可動子質量に対して十分小さな質量の板ばねを用いて、かつ板ばねのばね定数が変位に対して一定の値をもつ範囲内で測定する必要がある。

(2007年11月23日受付, 2008年3月18日再受付)

参考文献

- [1] M. Inoue, M. Kakuda, S. Hara, Design and reserch on a cylindrical moving-iron linear actuator for reciprocating applications, *IEEJ Linear Drives for Industry Applications*, pp. 383-386, 2005.
- [2] Yi-De. Chen, C.-C. Fuh, and P.-C. Tung, Application of voice coil motors in active dynamic vibration absorbers, *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 41, No. 4, pp. 1149-1154, 2005.
- [3] モータ技術実用ハンドブック編集委員会, モータ技術実用ハンドブック, 日刊工業新聞社, pp. 61-319, 2001.
- [4] 村口 洋介, 中川 洋, 新谷 勉, 前田 豊, 荻田 充二, リニアサーボ用リニアモータの性能比較, 電気学会リニアドライブ研資, LD-97-41, pp. 19-23, 1997.
- [5] 水野 勉, 大久保 光範, ト 颯剛, 柄澤 誠, 中川 洋, 村口 洋介, 観測器を用いたリニア振動アクチュエータの動推力測定法, 電学論 D, 127, 9, pp. 993-999, 2007.
- [6] M. Utsuno, M. Takai, T. Yaegashi, T. Mizuno, H. Yamamoto, K. Shibuya, and H. Yamada, Efficiency characteristics of a linear oscillatory actuator under simulated compressor load, *IEEJ Linear Drives for Industry Applications*, pp. 246-267, 2001.
- [7] 水野 勉, 宮下 俊仁, 矢島 久志, 唐 玉琪, 山本 秀夫, 渋谷 浩洋, 山田 一, 円筒状コイル可動形リニア直流モータの推力/入力比に関する考察, 電学論 D, 118, 4, pp. 444-449, 1998.
- [8] ばね技術研究会, ばね, 丸善, 516 p., 1970.
- [9] 五十嵐 寿一, 音響と振動, 共立出版社, p. 363, 1968.
- [10] Mathworks, Using Simulink, Mathworks, 540 p., 1999.