バングバング・アクチュエータによる

柔軟構造物の振動制御について*

(第1報, 柔軟はりモデルを用いた数値シミュレーション
による基本特性の評価)狼 嘉彰^{*1}, 松永三郎^{*1}, 田中 敦^{*2}Vibration Suppression of Flexible Structures
by Bang-Bang Actuators(1st Report, Evaluation of Basic Characteristics by Numerical Simulation
using a Flexible Beam)

Yoshiaki OHKAMI, Saburo MATUNAGA and Atsushi TANAKA

This study is concerned with basic characteristics and control performance of a bang-bang actuator. The bang-bang actuator studied here is a proof-mass type which is controlled by on-off command. The major advantage is that it can be made to be light in weight and low in energy consumption. Moreover, it does not require a servo-amplifier for each actuator and the number of actuators can be made large, so that it is suitable for distributed control. The analysis model is a flexible beam on which one or more bang-bang actuators is placed. It has been confirmed that the performance is approximately twice as effective as that of a tuned passive damper and nearly equal to that of a proof mass actuator under direct velocity feedback control. Moreover, it has been shown that vibration suppression by bang-bang actuators has definite advantages in energy consumption and robustness over conventional methods.

Key Words: Bang-Bang Control, DVFB Control, PMA, Passive Damper, Distributed Control, Control Performance, Energy Consumption, Robustness

1. 緒 言

大形宇宙構造物は軽量かつ柔軟なため、外乱力や姿勢制御力などにより低周波数モードの振動が容易に励起されることが問題となる。解決法の一つとしてセンサ/アクチュエータ系を構造上に配置してアクティブに制振することが提案されており、宇宙実利用に耐え得るアクチュエータの開発や地上での模擬実験が現在盛んに行われている⁽¹⁾⁽²⁾。

現在研究されているアクチュエータには、本来姿勢制御用として用いられてきたコントロール・モーメント・ジャイロ、リアクションホイール、スラスタや、振動制御用として提案されている圧電形アクチュエータ⁽³⁾、ブルーファス・アクチュエータ(PMA)^{(4)~(6)}などがある。

大形宇宙構造物には、このほかにパラメータ同定の不確定性、サブシステムの結合・分離、制御システムに対する高い信頼性の要求等の問題がある。そのため少数個のアクチュエータで制振しようとする、それら

が制振能力の高いものであってもパラメータの誤差や形状の変化により制御できないモードが生じたり、アクチュエータ故障時に制振能力が著しく低下するという事態が起こる。

これらの問題を回避するには、アクチュエータを多数個配置して分散制御⁽⁷⁾を行う方法が有効である。分散制御を実現するアクチュエータには、軽量、省電力かつ設置・撤去が容易であることが求められる。現在研究されているPMAは、連続的な制御電圧命令により永久磁石からなる可動部を駆動するムービング・マグネット形アクチュエータであり、機構・制御法の両面の改善によりさらなる軽量・省電力化が必要とされている。

そこで、本稿ではPMAをバングバング制御するバングバング・アクチュエータを提案する。まず1モード1アクチュエータの2自由度モデルにより最適パラメータ、制御則を明らかにし、次に柔軟はりモデルを用いて制振性能、消費エネルギーおよびロバスト性をパッシブ・ダンパ、Direct Velocity Feedback(DVFB)⁽⁸⁾制御を施したPMAと比較する。

2. バングバング・アクチュエータ

2-1 概念 本稿で提案するバングバング・アクチ

* 平成5年7月20日 第3回運動と振動の制御シンポジウムにおいて講演、原稿受付 平成5年5月27日。

^{*1} 正員、東京工業大学工学部(〒152 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

^{*2} 学生員、東京工業大学大学院。

ュエータは機構的には従来から提案されている PMA と同じで、永久磁石からなる可動部を電磁石で駆動することで慣性力を発生し、その反作用力として制振力を構造物に与える。

特徴はその制御法にあり以下の概念に基づいている。

- (1) パラメータ調整によりパッシブ・ダンパとしての機能をもたせる、
- (2) 可動部のパッシブな運動を最大限利用するように電磁石をバングバング制御する、
- (3) しきい値以下の振動に対してパッシブ・ダンパとして用いる。

このようにパッシブ・ダンパとしての能力を保持しつつバングバング制御を行うことで省エネルギー化を図り、制御系あるいは電力系故障時の性能低下を最小に抑えることが可能となる。さらにドライバ・アンプの単純化、構造および制御則の単純化により軽量で信頼性の高いアクチュエータが実現できる。

2.2 パラメータの最適調整 バングバング・アクチュエータの最適パラメータおよび制御則を明らかにするため、図1に示すアクチュエータをばね/マス/ダンパの2次系でモデル化して構造物に取り付けた2自由度モデルを用いて解析する。ただし、ここでは剛体モードを考えていない。

このモデルの運動方程式は次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & m_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_s \\ \ddot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_s + c_a & -c_a \\ -c_a & c_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_s \\ \dot{x}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_s + k_a & -k_a \\ -k_a & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_s \\ x_a \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -f \\ f \end{bmatrix} \quad (1)$$

f は電磁力、 m_s, c_s, k_s は構造物の質量、減衰係数、弾性係数であり、 m_a, c_a, k_a はアクチュエータの可動部質量、減衰係数、弾性係数である。 x_s, x_a は構造物およびアクチュエータの絶対変位を表す。

パッシブ・ダンパとしての能力が最大となるようにパラメータを調整するため、式(1)を $f=0$ として解くと

$$x_s = A_1 e^{-n_1 t} \cos(\omega_{d1} t - \alpha_1)$$

$$+ A_2 e^{-n_2 t} \cos(\omega_{d2} t - \alpha_2) \quad (2)$$

$$x_a = A_1 e^{-n_1 t} \cos(\omega_{d1} t - \alpha_1)$$

$$+ A_2 e^{-n_2 t} \cos(\omega_{d2} t - \alpha_2) \quad (3)$$

が得られる。 $n_1, n_2, \omega_{d1}, \omega_{d2}$ は式(1)の特性根

$$\lambda = -n_1 \pm i\omega_{d1}, -n_2 \pm i\omega_{d2} \quad (4)$$

で与えられ、 $A_1, A_2, \alpha_1, \alpha_2$ は初期条件から決まる定数である。式(2), (3)の右辺第1項の振動の減衰比 ζ_1 、第2項の振動の減衰比 ζ_2 を、アクチュエータ・パラメータを変数として計算した結果を図2に示す。それぞれ縦軸は ζ_1 または ζ_2 、 x, y 軸はアクチュエータの減衰比 ζ_a 、固有振動数 f_a である。ただし可動部質量は $m_a = 1.0$ [kg] 一定とし、構造物のパラメータは $m_s = 10.0$ [kg], $\zeta_s = 0.005$, $f_s = 10.0$ [Hz] としている。

以上の解析により $\max[\min(\zeta_1, \zeta_2)] = 0.162$ が得られる。このときのパラメータ値 $f_a = 9.08$ [Hz], $\zeta_a = 0.306$ がアクチュエータをパッシブ・ダンパとして用いるときの最適パラメータ値⁽⁹⁾ となり、解析モデルの減衰が最も大きくなる。

図3に構造物のみの自由減衰と最適パラメータを用いた解析モデルの自由減衰を示す。パラメータ調整によりパッシブ・ダンパとして構造物の減衰を2けた増大できることがわかる。

2.3 制御法 本節ではアクチュエータがパッシブ・ダンパとして機能するときの制振機構と、そのときの構造物とアクチュエータ可動部の運動関係を明らかにすることによりバングバング制御則を導く。

図2 減衰化のアクチュエータ・パラメータ依存性

図1 アクチュエータ解析モデル

図3 構造物の自由減衰

2・2節で求めた最適パラメータ値を用いて式(2), (3)を書き直すと

$$x_s = 3.00^{-2} e^{-9.80t} \cos(59.6t + 0.405) + 3.11^{-2} e^{-9.67t} \cos(58.6t - 2.64) \dots \dots \dots (5)$$

$$x_a = 1.06^{-1} e^{-9.80t} \cos(59.6t - 0.993) + 1.05^{-1} e^{-9.67t} \cos(58.6t + 2.16) \dots \dots \dots (6)$$

が得られる。ここで、各項の係数および指数関数、余弦関数の t の係数を平均値で置き換え三角関数の合成を行うと次式になる。

$$x_s = 2.96^{-3} e^{-9.74t} \cos(59.1t - 1.12) \dots \dots \dots (7)$$

$$x_a = 7.24^{-4} e^{-9.74t} \cos(59.1t - 2.56) \dots \dots \dots (8)$$

これら式(7), (8)は厳密解(5), (6)に対して位相が一致しており, x_a の x_s に対する位相遅れが 1.44(rad)と求まる。さらに式(5), (6)の各式を微分することで $\dot{x}_s$ と $\dot{x}_a$ の位相差は $\phi = 0.28(\text{rad})$ と計算される。これより

$$\ddot{x}_a(t) = K(t) \cdot \dot{x}_s \left(t - \frac{\phi}{\omega_d} \right), \quad K(t) > 0 \dots \dots \dots (9)$$

とおくことができる。位相遅れと周期の比 $\phi/2\pi$ が 0.04 であることから時間領域においてこの位相差を無視して式(9)を次式のように近似する。

$$\ddot{x}_a(t) = K(t) \cdot \dot{x}_s(t) \dots \dots \dots (10)$$

また構造物の運動方程式は式(1)より

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s x_s = m_a \ddot{x}_a \dots \dots \dots (11)$$

で与えられ、これに式(10)を代入することにより

$$m_s \ddot{x}_s + (c_s + m_a K) \dot{x}_s + k_s x_s = 0 \dots \dots \dots (12)$$

が得られる。これよりパッシブ・ダンパの制振機構が、構造物の速度の観測量を直接フィードバックすることにより減衰を増加させる DVFB 制御則の機構と同じになっていることがわかる。

式(9)の定数 $K(t)$ は DVFB 制御におけるフィードバック・ゲインに相当するもので、パッシブ・ダンパでは能動的に変えることができない。

そこで、能動的な制御により周期を変えずに可動部を励振して $K(t)$ を大きくすることで、構造物の減衰をさらに増大する方法を考える。可動部に与える電磁力を

$$f = f_0 \cdot \text{sgn}(\dot{x}_a) \dots \dots \dots (13)$$

とすれば、衝撃作用が可動部の速度と常に同位相で振動の1周期ごとの仕事が正となりその結果可動部の振動は励起される。実際に宇宙空間で利用可能なセンサを考慮すると観測量として構造物の加速度を用いるのが好ましい。そこで $\ddot{x}_s$ と $\dot{x}_a$ の位相差を求めると π となるので、式(13)を次式で置き換える。

$$f = -f_0 \cdot \text{sgn}(\ddot{x}_s) \dots \dots \dots (14)$$

さらにしきい値を設定しバングバング制御則を次のよ

(a) 電磁力

(b) ムービング・マスの変位

(c) 構造物の変位

図4 バングバング・アクチュエータ、パッシブダンパによる制振シミュレーション

うに与える。

$$f = \begin{cases} -f_0 \cdot \text{sgn}(\dot{x}_s) & [|\dot{x}_s| > \dot{x}_{s(0)}] \\ 0 & [|\dot{x}_s| < \dot{x}_{s(0)}] \end{cases} \dots \dots \dots (15)$$

しきい値はバングバング・アクチュエータが構造物を励振するのを防ぐのに必要である。しきい値以下の振動に対してアクチュエータはパッシブ・ダンパとして機能する。現在電磁力 f_0 としきい値 $\dot{x}_{s(0)}$ は制御時・非制御時ともにより制振効果が得られるようにシミュレーションを重ね決定している。

この制御則を用いて行った制振のシミュレーション結果を図4に示す。(a)~(c)はそれぞれ可動部に与えられた電磁力、可動部の変位 x_a 、構造物の変位 x_s を示す。これよりバングバング制御則で電磁力を与えることにより可動部が励振され、その結果として構造物の減衰が増大することが確認できる。また、電磁力は高調波を含む形波であるが、構造物に作用する制御力はばね/ダンパを通して可動部の慣性力の反作用として与えられるため高調波をほとんど含んでいない。このため非常に微小なレベルでは高次の振動が励

起されるが発散はしない。

3. 柔軟はりモデルによる

バングバング・アクチュエータの性能評価

2章で導いたバングバング制御則の有効性を柔軟はりモデルを用いた数値シミュレーションにより以下の三つの観点から評価する。

- ・制振能力
- ・エネルギー消費率
- ・パラメータ同定誤差に対するロバスト性

この評価のために

(I) パッシブ・ダンパ

(II) DVFB制御を施したPMA

(III) バングバング・アクチュエータ

3種のアクチュエータでシミュレーションを行う。

3.1 シミュレーションモデル 図5にシミュレーションを用いる柔軟片持ちはりのモデルを示し、表1にその主要諸元をまとめる。アクチュエータは1次モードの腹付近に1個あるいは2個配置する。そして、モデルは要素数15のFEM解析により離散化し、その際アクチュエータの固定部質量を集中質量として組込む。構造減衰率は0.005とする。可動部の質量30gははりの全質量の1%弱に相当する。なお、シミュレーションでは10次まで低次元化したモデルを用いる。

はり/アクチュエータ連成系の方程式は次式で与えられる。

$$\begin{bmatrix} E + \Phi^T B m B^T \Phi & \Phi^T B m \\ m B^T \Phi & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\eta} \\ \ddot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\zeta\Omega & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\eta} \\ \dot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Omega^2 & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta \\ x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ f \end{bmatrix} \quad \cdots (16)$$

ここで、 η はモード座標、 x はアクチュエータのはりに対する相対変位、 $[\Phi]$ はモーダル・マトリックスである。 $[E]$ は単位マトリックス、 $[B]$ はアクチュエータの配置場所を決めるマトリックスで、 $[\Omega^2]$ 、 $[m]$ 、 $[c]$ 、 $[k]$ はそれぞれモード周波数、アクチュエータ・可動部の質量、減衰係数、弾性係数を要素としてもつ対角マトリックスである。

図5 柔軟はりモデル

表1 諸元

beam	
material	aluminum
weight	3.23 [kg]
natural mode1	0.619 [Hz]
frequency mode2	3.882 [Hz]
actuator	
total weight	0.06 [kg]
mass weight	0.03 [kg]

3.2 最適パラメータ ここではバングバング・アクチュエータを1個配置したときの1次モードに対する最適パラメータを2.2節と同じ方法で求める。同様にDVFB制御則を施した閉ループ系の最適パラメータをフィードバック・ゲインを一定($K_{FB}=1.0$)として求める。図6は1次モードの減衰率のアクチュエータ・パラメータ依存性を示す。これより最適パラメータが表2のように決まる。

図6(b)の斜線部は特性方程式の根の実部が正となっており、アクチュエータ・ダイナミクス連成により系が不安定になる⁽⁶⁾ことを意味する。

表2 最適パラメータ

	f_a [Hz]	ζ_a
bang-bang actuator	0.592	0.175
PMA with DVFB control	0.800	0.340

図6 減衰比のアクチュエータ・パラメータ依存性

(a) はり先端の変位

(b) はりのエネルギー減衰

図7 1個のアクチュエータによる制振シミュレーション

3.3 制振性能評価

3.3.1 バングバング・アクチュエータ1個による制振性能 まずはじめにパッシブ・ダンパ, DVFB制御を施したPMA, バングバング・アクチュエータ個々の制振能力を評価する。図7は1次モードの振動を励起したときの各アクチュエータ1個による応答のシミュレーション結果を示す。それぞれ(a)ははり先端の変位を, (b)ははりのエネルギーが消散する過程を示す。

これよりアクチュエータ単体の制振性能において, バングバング・アクチュエータはパッシブ・ダンパの能力を大きく上回るがPMAに若干劣ることがわかる。

3.3.2 バングバング・アクチュエータ2個による分散制振性能 次にパッシブ・ダンパおよびバングバ

(a) はり先端の変位

(b) 構造物のエネルギー減衰

図8 2個のアクチュエータによる制振シミュレーション (DVFB制御を受けるPMAは1個)

図9 DVFB制御とバングバング制御

ング・アクチュエータを2個配置したモデルにより分散制振の評価を行う。ただし, 2個のアクチュエータは同じ仕様とし, アクチュエータ・パラメータは再調整を行う。

図10 エネルギー消費

(a) パッシブ・ダンパ

(b) DVFB制御

(c) バングバング制御

図11 アクチュエータ・固有振動数の変動に対するロバスト性

3・1節同様一次モードの振動に対する応答のシミュレーション結果を図8に示す。

図7と比べてアクチュエータ数を増やすことで制振能力が大きくなり、1個のPMAの制振力と同程度の能力を2個のバングバング・アクチュエータが有することがわかる。個々の能力の小さいアクチュエータを複数個用いることで全体としての能力を高く評価できることが確認された。

3・4 消費エネルギー評価 図8のシミュレーションにおいて、2個のバングバング・アクチュエータおよび1個のPMAが発生した電磁力を図9に示す。

これより各アクチュエータに供給されたエネルギーの比を算出し、図10に示す。エネルギー比は次式で与えられる。

$$\frac{\int f_{\text{bang}}^2 dt}{\int f_{\text{DVFB}}^2 dt} \dots\dots\dots (17)$$

ほぼ同じ制振力を持ちながらバングバング・アクチュエータの消費エネルギーはPMAの2.4%と極めて小さいことがわかる。

3・5 ロバスト性評価 各制御法のロバスト性を検証するために、アクチュエータ・パラメータ(f_a, ζ_a)を最適値から±20%までずらしてシミュレーションする。図11は、アクチュエータの固有振動数 f_a を変動させたときのエネルギー消散の過程を示す。(a)～(c)はそれぞれ2個のパッシブ・ダンパ、1個のPMAおよび2個のバングバング・アクチュエータによるものである。

(b)では固有振動数を最適値より20%小さくしたときに系が不安定になり発散している。これは図6(b)の固有値解析結果と一致している。それに対してバングバング・アクチュエータはこの範囲のパラメータ変動でも不安定になっていない。またアクチュエータの減衰比 ζ_a に関しては、±20%のパラメータ変動による性能劣化はほとんどみられなかった。

4. 結 言

PMAをバングバング制御するバングバング・アク

チュエータを提案し、2自由度モデルにより最適パラメータおよび制御則を明らかにした。そして柔軟はりモデルを用いた数値シミュレーションにより以下の結論を得た。

(1) バングバング・アクチュエータはパッシブ・ダンパのおよそ2倍の制振力をもつ。

(2) 2個のバングバング・アクチュエータで分散制振することで1個のときより制振性能がよくなり、その能力はDVFB制御を施したPMAに匹敵する。

(3) バングバング・アクチュエータの消費エネルギーはDVFB制御を施したPMAの2.4%である。

(4) パラメータ変動に対しDVFB制御を施したPMAが不安定になるときでもバングバング・アクチュエータは安定である。

今後は、剛体モードの導入による影響の評価を行い、あわせてハードウェア試験を実施する。

文 献

- (1) Sparks Jr., D. W. and Juang, J. N., Survey of Experiments and Experimental Facilities for Control of Flexible Structures, *J. Guidance, Control, and Dynamics*, 15-4(1992), 801-816.
- (2) 大久保, 大規模宇宙構造物の制御に関する実験的動向, システム/制御/情報, 33-4(1989), 165-175.
- (3) Bailey, T. and Hubbard Jr., J. E., Distributed Piezoelectric-Polymer Active Vibration Control of a Cantilever Beam, *J. Guidance, Control, and Dynamics*, 8-5(1985), 605-611.
- (4) Zimmerman, D. C., Horner, G. C. and Inman, D. J., Microprocessor Controlled Force Actuator, *J. Guidance, Control, and Dynamics*, 11-3(1988), 230-236.
- (5) Gawronski, W. and Lim, K. B., Controllability and Observability of Flexible Structures with Proof-Mass Actuator, *Proc. AIAA Dynamic Special Conference, Dallas, TX*, (1992), 577-584.
- (6) 木田・山口・ほか2名, 大型宇宙構造物のDVFB制御, 計測自動制御学会論文集, 25-12(1989), 62-68.
- (7) Wang, S. H. and Davison, E. J., On the Stabilization of Decentralized Control Systems, *IEEE, Trans. Autom. Control*, Vol. AC-18(1973), 473-478.
- (8) Balas, M. J., Direct Velocity Feedback Control of Large Space Structures, *J. Guidance & Control*, 2-3(1979), 252-253.
- (9) Juang, J. N., Optimal Design of a Passive Vibration Absorber for a Truss Beam, *J. Guidance, Control, and Dynamics*, 7-6(1984), 733-739.