

AMDの等価減衰率と最大制御力の算定方法

Equivalent Damping and Maximum Control Force of Active Mass Damper

津村 直宜*、水野 浩*、飯島 慶次*、佐藤 豪*

Naoyoshi TSUMURA, Hiroshi MIZUNO, Yoshitsugu IJIMA and Takeshi SATO

*工修 NKK基盤技術研究所(〒210 川崎市川崎区南渡田町1-1)

Active mass damper (AMD) is one of the most important types in mechanical devices of active vibration control. This paper proposes a practical formula which evaluates equivalent damping of the structure with AMD. In the formula, the equivalent damping value is calculated by three parameters, i.e. effective mass ratio, amplitude ratio between the structure and AMD, and phase control error of the controller's characteristics. In order to examine the accuracy of the formula, numerical simulations of 1DOF system with AMD, under DVFB control or robust control, were carried out. Equivalent damping obtained from the simulations agreed with one calculated by the formula. Furthermore, this paper provides a formula which gives maximum control force of AMD's actuator. The maximum control force is basically determined by the quantity of the mass, the stroke and the frequency, and it is almost independent of obtained equivalent damping.

Key Words : Active mass damper, Equivalent damping, Control force, Practical formula

1. はじめに

近年、吊橋主塔や超高層ビルなどの大型構造物においてアクティブ制振対策が実施された事例が数多く報告されるようになり^{1),2)}、アクティブ振動制御技術もいよいよ本格的に実用化される段階を迎えつつある。このような状況下において、重錘の慣性力を利用して制御力を発生するアクティブ・マス・ダンパ(以下、AMDと略す)は実施例の大半を占めるに至っており、アクティブ制振を具現化する制御デバイスとしては、当面、最も重要な装置形式のひとつと位置づけられる。

本論文は、このAMDシステムの基本設計において使用するAMDの等価減衰率とアクチュエータ容量の算定式を提案するものであり、これらを用いた見通しの良い設計から制振仕様を過不足なく満足する装置諸元を速やかに決定することにより、合理的なシステム設計を可能にすることを旨とするものである。

2. 運動方程式の導出

図2-1に示すような構造物とAMDからなる力学系を考え、この系の運動を記述する方程式を導出する。ただし、構造物の固有振動特性は、各固有振動数が互いに十分離れているものとして、振動モード間の連成については考慮しない。

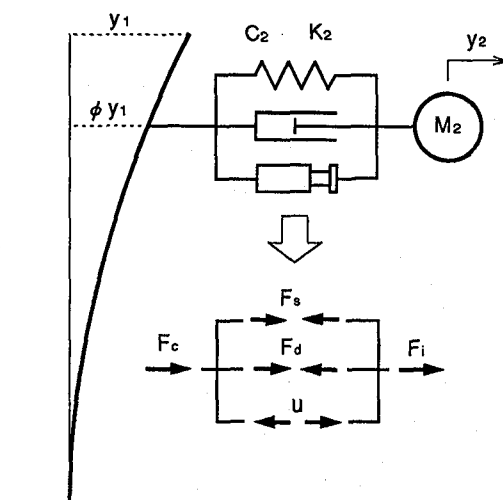


図2-1 構造物とAMDの力学系

構造物のモード変位 y_1 、AMD重錘の絶対変位 y_2 ならびに時間微分を・とすると、同図における力の釣り合い条件から次のような関係式を導くことができる。

$$M_1 \ddot{y}_1 + C_1 \dot{y}_1 + K_1 y_1 = f - \phi F_c$$

$$-F_s - F_d + u = -F_i$$

$$F_c = -F_i$$

ここで、 M_1 、 C_1 、 K_1 、 ϕ は、それぞれ構造物のモード質量、モード減衰、モード剛性およびAMD設置位置モード縦距であり、 f と F_c は、構造物に作用するモード外力とAMDの制御力である。また、 F_s 、 F_d 、 F_i は、それぞれAMD

のばね力、減衰力、慣性力であり、 u はAMDのアクチュエータが発生する制御力である。

F_s 、 F_d 、 F_i は、 M_2 、 C_2 、 K_2 をそれぞれAMDの質量、粘性係数およびばね定数として以下のように表される。

$$F_s = K_2(y_2 - \phi y_1)$$

$$F_d = C_2(\dot{y}_2 - \phi \dot{y}_1)$$

$$F_i = -M_2 \ddot{y}_2$$

これらの式を整理することにより、 y_1 、 y_2 に関して以下の連立常微分方程式が得られる。

$$M_1 \ddot{y}_1 + C_1 \dot{y}_1 + K_1 y_1 = f - \phi M_2 \ddot{y}_2 \quad (2-1)$$

$$M_2 \ddot{y}_2 + C_2(\dot{y}_2 - \phi \dot{y}_1) + K_2(y_2 - \phi y_1) = u \quad (2-2)$$

そこで、新たな変数を次のように定義する。

$$x_1 = y_1 \quad (2-3)$$

$$x_2 = y_2 - \phi y_1 \quad (2-4)$$

式(2-1)、式(2-2)は次のように書き換えられる。

$$M_1 \ddot{x}_1 + C_1 \dot{x}_1 + K_1 x_1 = f - \phi^2 M_2 \ddot{x}_1 - \phi M_2 \ddot{x}_2 \quad (2-5)$$

$$M_2(\ddot{x}_2 + \phi \ddot{x}_1) + C_2 \dot{x}_2 + K_2 x_2 = u \quad (2-6)$$

式(2-6)はAMDの応答とアクチュエータ負荷の関係を記述する方程式であるが、アクチュエータ負荷については駆動系に存在する質量の影響を無視できない。例えばモータ電機子の回転慣性などがこれにあたり、これらの質量はアクチュエータの慣性負荷としては作用するものの制振に寄与することはない。そこで、式(2-6)に駆動系の等価慣性項 $M_a \ddot{x}_2$ を付け加えることにより、最終的に以下に示すような構造物とAMDの運動方程式を得る。

$$(M_1 + \phi^2 M_2) \ddot{x}_1 + \phi M_2 \ddot{x}_2 + C_1 \dot{x}_1 + K_1 x_1 = f \quad (2-7)$$

$$\phi M_2 \ddot{x}_1 + (M_2 + M_a) \ddot{x}_2 + C_2 \dot{x}_2 + K_2 x_2 = u \quad (2-8)$$

ここで、

x_1 : 構造物のモード変位

x_2 : AMDの相対変位

M_1 : 構造物の一般化質量

M_2 : AMDの重錘質量

C_1 : 構造物の一般化減衰

C_2 : AMDの粘性係数

K_1 : 構造物の一般化剛性

K_2 : AMDのばね係数

f : 構造物に作用する一般化外力

u : AMDアクチュエータの制御力

f : AMD取付け点の構造物のモード成分

M_a : AMD駆動系の等価質量

3. 等価減衰率の評価式

式(2-7)に基づいてAMDが制振動作した際の構造物の等価減衰率を設計的に評価する式を導く。AMDの制御則は直接速度フィードバック(以下、DVFBと略す)制御とする。厳密なDVFB制御は、式(2-1)において $\phi M_2 \ddot{y}_2$ を減衰力として構造物に作用させることを意味するが、ここでは式(2-7)において $\phi M_2 \ddot{x}_2$ を減衰力として作用させる制御を考える。これは構造物のモード質量にAMDの質

量を含めた振動系(構造物)のDVFB制御となる。 $\phi^2 M_2$ は、一般に M_1 に比べて十分小さいため、式(2-7)は次のように書き換えることができる。

$$M_1 \ddot{x}_1 + \phi M_2 \ddot{x}_2 + C_1 \dot{x}_1 + K_1 x_1 = f \quad (3-1)$$

DVFB制御の仮想的なゲインを G とすると、構造物のAMD設置位置速度 $\phi \dot{x}_1$ とAMDの慣性力 $M_2 \ddot{x}_2$ は次式によって関係づけられる。

$$M_2 \ddot{x}_2 = G \phi \dot{x}_1 \quad (3-2)$$

式(3-2)を式(3-1)に代入すると、

$$M_1 \ddot{x}_1 + (C_1 + \phi^2 G) \dot{x}_1 + K_1 x_1 = f$$

これに $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$ 、 $f = F e^{i\omega t}$ を代入して構造物の周波数応答関数 $H_s(\omega)$ を求めると、

$$H_s(\omega) = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2 + i2\omega \left(\xi_1 + \frac{\phi^2 G}{2M_1 \omega_1}\right)}$$

1自由度系の周波数応答関数との比較から、DVFB制御時の等価減衰定数 ξ_{eq} が次式で表されることがわかる。

$$\xi_{eq} = \xi_1 + \frac{\phi^2 G}{2M_1 \omega_1} \quad (3-3)$$

ただし、

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{K_1}{M_1}} \quad (\text{構造物の固有角振動数})$$

$$\xi_1 = \frac{C_1}{2M_1 \omega_1} \quad (\text{構造物の減衰定数})$$

一方、式(3-2)に $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$ と $x_2 = X_2 e^{i\omega t}$ を代入してAMD設置位置の構造物変位 ϕX_1 からAMD相対変位 X_2 への伝達関数 $H_d(\omega)$ を求めると、

$$H_d(\omega) = \frac{X_2}{\phi X_1} = -\frac{iG}{M_2 \omega} \quad (3-4)$$

これより構造物変位からAMD変位への伝達関数は積分特性をもつ(ゲインが周波数に反比例し、位相角が全周波数領域で-90度となる)ことがわかる。なお、前述した厳密なDVFB制御では構造物変位からAMD絶対変位への伝達関数が積分特性をもつ。

そこで、新たなパラメータとして構造物とAMDの相対振幅比 ξ を次式のように定義する。

$$\xi = \left| \frac{X_2}{\phi X_1} \right| \quad (3-5)$$

式(3-5)に式(3-4)を代入するとともに共振時の応答に着目するものとして $\omega \approx \omega_1$ とおくと、

$$\xi = |H_d(\omega)| = \frac{G}{M_2 \omega} \approx \frac{G}{M_2 \omega_1} \quad (3-6)$$

よって、式(3-3)を式(3-6)の関係をを用いて書き直すことにより、以下のような等価減衰率の評価式を得る。

$$\xi_{eq} = \xi_1 + \frac{1}{2} \mu \xi \quad (3-7)$$

ここで、 μ は次式で表されるAMDの有効質量比である。

$$\mu = \frac{\phi^2 M_2}{M_1} \quad (3-8)$$

なお、 ξ が1より十分大きい場合は式(3-7)が厳密なDVFB

制御においても成立することを示せる。

式(3-7)から、DVFB制御時の等価減衰率が基本的に有効質量比と振幅比という二つの無次元パラメータから定まることがわかる。このことはAMDの設計上非常に興味深いことであり、制振効果を評価する際に必ずしも制御パラメータを規定する必要はなく、AMDの重錘質量と設置位置から μ を求める一方、適当な大きさの ζ を仮定すれば、設計上必要な ξ_{eq} が得られることを示している。もちろん、 ζ のとり得る大きさには各制御系の特性に応じて安定性の面から定まる実用上の限界がある。

制振効果を評価する上で考慮すべき最も重要な制御系の特性は、伝達関数 $H_d(\omega)$ の位相特性である。後述するように実際の制御系ではセンサ特性、重錘の位置制御系あるいはノイズ除去フィルタなどの影響があるため、必ずしも全ての周波数帯域で90度の位相遅れは実現できない。したがって、制振設計では予め制御系の位相誤差を考慮してAMDの制振効果を割り引く必要がある。

そこで、実装されるコントローラが式(3-2)に対して位相誤差 θ をもつものとして、構造物の速度とAMDの慣性力の関係を次のように書き直す。

$$M_2 \ddot{x}_2 = G(\cos\theta + i\sin\theta)\phi \dot{x}_1 \quad (3-9)$$

式(3-9)を式(3-1)に代入すると、

$$M_1 \ddot{x}_1 + \{C_1 + \phi^2 G(\cos\theta + i\sin\theta)\} \dot{x}_1 + K_1 x_1 = f$$

構造物の周波数応答関数は以下のように求められる。

$$H_s(\omega) = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2 - \frac{\phi^2 G}{M_1 \omega_1^2} \omega \sin\theta + i2\omega \left\{ \xi_1 + \frac{\phi^2 G}{2M_1 \omega_1} \cos\theta \right\}}$$

これより等価減衰率は次式で近似できることがわかる。

$$\xi_{eq} = \xi_1 + \frac{\phi^2 G}{2M_1 \omega_1} \cos\theta \quad (3-10)$$

よって最終的にAMDを設置した構造物の等価減衰率を評価する式として以下の設計公式を得る。

$$\xi_{eq} = \xi_1 + \frac{1}{2} \mu \zeta \cos\theta \quad (3-11)$$

式(3-11)を導くにあたってDVFB制御を仮定したが、結果として得られたこの評価式は、フィードフォワード制御を伴わない限り、LQ制御やロバスト制御など最適制御則を用いた場合においても基本的に適用できるものである。このことは式(2-1)などの考察から容易に推察できることであり、外力の性状とは無関係に構造物の共振振幅を減少させるには、減衰の増加が最も効果的であるという自明な事柄に依っている。すなわち、構造物の加速度、速度、変位の線形フィードバックによって制振制御力(AMD慣性力)を生成する場合、実現可能な最適制御解のほとんどが速度フィードバック項が支配的な制御力を与える。結果的に、制振動作中のAMDは制御則に拘らず構造物の固有振動数近傍でAMD変位が構造物変位に対して90度の位相遅れとなる。したがってこの式によってほとんどのAMDシステムの制振性能を評価できると考えられる。

4. 減衰評価式の検証

ここでは、実構造物とこれに搭載されたAMDシステムの特性に基づいて、AMDが作動した際の構造物の等価減衰率を数値的に求め、その結果から前章で導いた評価式の妥当性を検証する。実構造物は架設時の吊橋主塔であり、AMDシステムの制御則はDVFB制御とロバスト制御である^{3),4),5)}。

4.1 実制御系における等価減衰率の算定

X_1 、 X_2 、 F を x_1 、 x_2 、 f のラプラス変換、 s をラプラス演算子として、式(2-7)のラプラス変換をとると、

$$(M_1 + \phi^2 M_2) s^2 X_1 + \phi M_2 s^2 X_2 + C_1 s X_1 + K_1 X_1 = F$$

ϕX_1 から X_2 への伝達関数 $H_d(s)$ を用いて X_2 を消去すると、

$$\{ (M_1 + \phi^2 M_2) s^2 + \phi^2 M_2 H_d s^2 + C_1 s + K_1 \} X_1 = F$$

構造物の周波数応答関数 $H_s(s)$ は、 F/K_1 から X_1 への伝達関数として次式のように表される。

$$H_s(s) = \frac{K_1}{(M_1 + \phi^2 M_2) s^2 + \phi^2 M_2 H_d s^2 + C_1 s + K_1} \quad (4-1)$$

したがって、実制御系における構造物の等価減衰率は、実際の制御系の伝達関数 $H_d(s)$ を式(4-1)に代入して得られる $H_s(s)$ の最大ゲイン $\max(|H_s|)$ を用いて、近似的に次式から求めることができる。

$$\xi_{eq} \approx \frac{1}{2 \max(|H_s|)} \quad (4-2)$$

4.2 DVFBコントローラ

文献3)に示されるDVFBコントローラの制御ブロック線図を図4-1に示す。制御系を構成する各要素の伝達関数は以下のような有理多項式で表される。

$$S(s) = \frac{s+b_s}{s+a_s} \quad (\text{センサ特性})$$

$$C(s) = \frac{s+b_c}{s+a_c} \quad (\text{位相補償器})$$

$$I(s) = \frac{s}{s^2 + ps + q} \quad (\text{積分器})$$

$$M(s) \approx 1 \quad (\text{モータ・ダイナミクス})$$

$$P(s) = \alpha_p + \frac{\alpha_1}{s} \quad (\text{PI制御器})$$

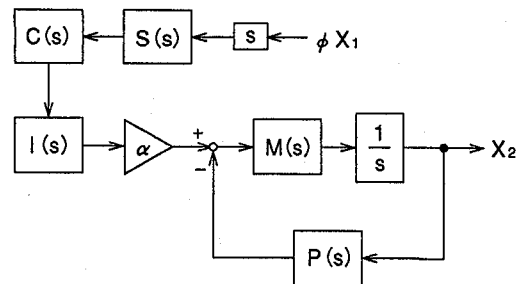


図4-1 AMDシステムの制御ブロック線図 (DVFBコントローラ)

モータ・ダイナミクス $M(s)$ はモータドライバの速度入力から重錘速度への伝達関数であるが、吊橋主塔の固有周期に比べて十分高い周波数特性を有するので実用上1とにおいて差し支えない。

これらからDVFBコントローラにおける構造物変位からAMD変位への伝達関数は次のように与えられる。

$$H_d(s) = \frac{\alpha S(s)C(s)I(s)M(s)}{1+s^{-1}M(s)P(s)} \tag{4-3}$$

この伝達関数のボード線図を図4-2に示す。ここで、各多項式の係数と制御ゲインは表4-1の値を用いている。

表4-1 多項式の係数と制御ゲイン(DVFBコントローラ)

a_s	2.61921006e-01	b_s	-1.71418423e-01
a_c	0.01	b_c	2.61921006e-01
p	0.3	q	0.2
α_p	3.78505139e-01	α_l	1.26168380e-02
α	1.85467518e+01		

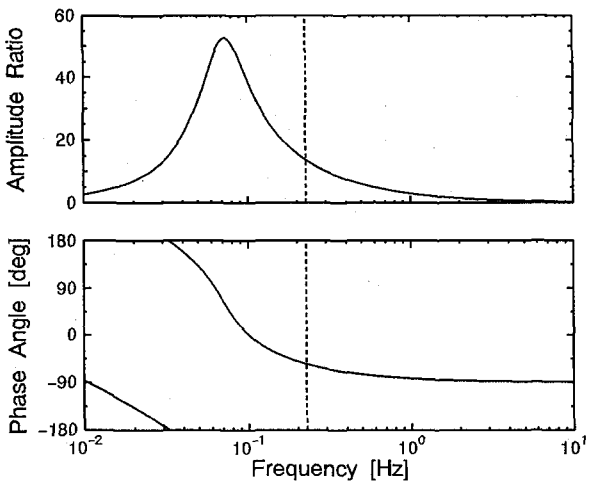


図4-2 DVFBコントローラのボード線図

4.3 ロバストコントローラ

文献3)に示されるロバストコントローラの制御ブロック線図を図4-3に示す。制御系の中核をなすのは以下の伝達関数で表される二つの12次のフィルタである。

$$H_i(s) = \frac{b_{i1}s^{n-1} + b_{i2}s^{n-2} + \dots + b_{in-1}s + b_{in}}{s^n + a_{i1}s^{n-1} + \dots + a_{in-1}s + a_{in}} \quad (i=1,2 \quad n=12)$$

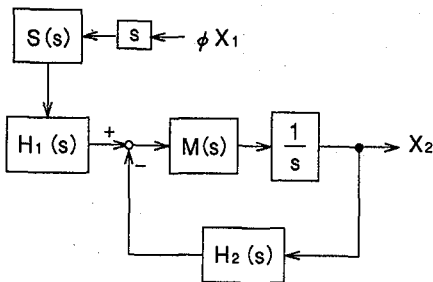


図4-3 AMDシステムの制御ブロック線図 (ロバストコントローラ)

これらからロバストコントローラにおける構造物変位からAMD変位への伝達関数は次のように与えられる。

$$H_d(s) = \frac{S(s)H_1(s)M(s)}{1+s^{-1}M(s)H_2(s)} \tag{4-4}$$

この伝達関数のボード線図を図4-4に示す。ここで、各フィルタの係数は表4-2の値を用いている。

表4-2 フィルタの係数(ロバストコントローラ)

i_n	H_1		H_2	
	a_i	b_i	a_i	b_i
1	1.18646e+01	7.91892e-04	1.18646e+01	8.14421e-03
2	7.43155e+01	1.90600e-01	7.43155e+01	2.44211e-01
3	2.92733e+02	5.39668e-00	2.92733e+02	2.96129e+00
4	8.21076e+02	6.53276e+01	8.21076e+02	1.85339e+01
5	1.74055e+03	4.14752e+02	1.74055e+03	6.44311e+01
6	2.86846e+03	1.45020e+03	2.86846e+03	1.35764e+02
7	3.72177e+03	2.80561e+03	3.72177e+03	2.34410e+02
8	3.74458e+03	3.41032e+03	3.74458e+03	3.69421e+02
9	2.76393e+03	3.56607e+03	2.76393e+03	3.00379e+02
10	1.48475e+03	9.58257e+02	1.48475e+03	3.55541e+02
11	2.93356e+02	5.79394e+01	2.93356e+02	9.70756e+01
12	1.08098e+01	4.87101e-01	1.08098e+01	4.94201e+00

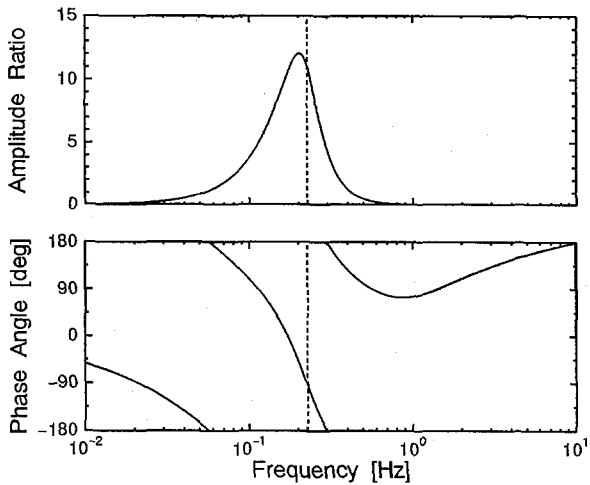


図4-4 ロバストコントローラのボード線図

4.4 等価減衰率の比較

表4-3に、計算に用いた構造物とAMDの振動特性を示す。構造物の特性は吊橋主塔の面外曲げ1次振動に関するものであり、その値は文献3)の固有振動解析結果と実測結果に基づいている。また、AMDについては重錘重量4tf×2台=8tfが中間水平材上(モード振幅0.543)に設置されている。

表4-3 構造物とAMDの振動特性

M_1	58.1020 [tfs ² /m]	ϕ	0.543
C_1	0.13189 [tfs/m]	K_1	118.196 [tfs/m]
f_1	0.227 [Hz]	ω_1	1.42628 [s/rad]
δ	0.005	ξ_1	0.00080
M_2	0.81633 [tfs ² /m]	μ	0.00414

図4-5は、式(4-1)の $H_d(s)$ にそれぞれ式(4-3)と式(4-4)を代入することによって得られた吊橋主塔の制御時の周波数応答関数と、 $H_d(s) = 0$ といった非制御時の周波数応答関数である。これらの結果に基づいて式(4-2)から求められた等価減衰率と、共振周波数における $H_d(s)$ の振幅比と位相誤差を用いて式(3-11)から算定した等価減衰率を比較した結果を表4-4に示す。これより、前章で提案した等価減衰率の評価式が実用上十分な精度を有することがわかる。

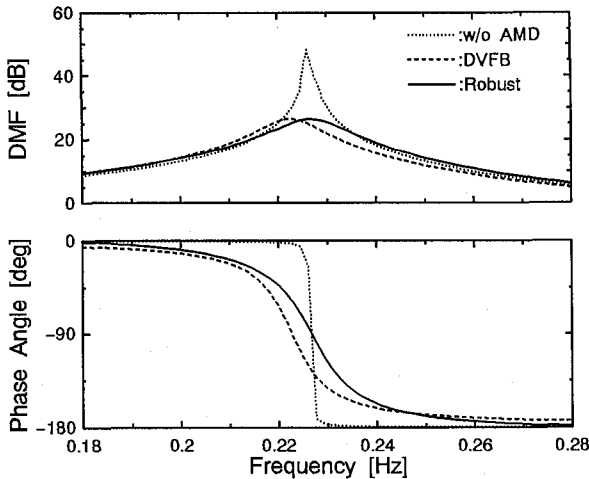


図4-5 構造物の周波数応答関数

表4-4 等価減衰率の比較

	DVFB制御	ロバスト制御
f_1	0.2228 [Hz]	0.2268 [Hz]
ξ	14.041	11.121
θ	36.0 [deg]	-2.4 [deg]
ξ_{eq} (式3-11)	0.02431	0.02381
ξ_{eq} (式4-2)	0.02342	0.02376

5. 最大制御力の算定式

式(2-8)に基づいて、AMDが制振動作した時にアクチュエータが発生する最大制御力の算定式を導く。同式に $x_1 = X_1 e^{i\omega t}$ 、 $x_2 = X_2 e^{i\omega t}$ 、 $u = U e^{i\omega t}$ を代入すると、

$$-\omega^2 M_2 \phi X_1 + \{-\omega^2 (M_2 + M_a) + i\omega C_2 + K_2\} X_2 = U$$

さらに式(3-4)と式(3-6)の関係をj用いて X_1 を消去するとアクチュエータの制御力は次のように与えられる。

$$U = \left\{ K_2 - (M_2 + M_a)\omega^2 + i \left(C_2\omega - \frac{M_2\omega^2}{\xi} \right) \right\} X_2 \quad (5-1)$$

制振動作時の状態を考えると、式(5-1)における ω はほぼ構造物の固有振動数に一致することになるので、同式は以下のように書き換えられる。

$$U = \left\{ K_2 - (M_2 + M_a)\omega_1^2 + i \left(C_2\omega_1 - \frac{M_2\omega_1^2}{\xi} \right) \right\} X_2 \quad (5-2)$$

式(5-2)において $K_2 \neq 0$ とすると、以下のようなパラメータによる表記が可能となる。

$$U = \lambda M_2 \omega_1^2 X_2 \left\{ \alpha^2 - 1 + i \left(2\alpha\xi_2 - \frac{1}{\lambda\xi} \right) \right\} \quad (5-3)$$

ただし、

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_2}{M_2 + M_a}} \quad (\text{AMDの固有角振動数})$$

$$\xi_2 = \frac{C_2}{2(M_2 + M_a)\omega_2} \quad (\text{AMDの減衰定数})$$

$$\alpha = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (\text{振動数比})$$

$$\lambda = \frac{M_2 + M_a}{M_2} \quad (\text{付加慣性比})$$

よって、アクチュエータの最大制御力 $U_{\max}$ は、式(5-3)の絶対値をとって次式のように表される。

$$U_{\max} = \lambda M_2 \omega_1^2 |X_2| \sqrt{(\alpha^2 - 1)^2 + \left(2\alpha\xi_2 - \frac{1}{\lambda\xi} \right)^2} \quad (5-4)$$

式(5-4)は、 $K_2 = 0$ の場合、AMDの減衰定数を定義できないために使用できない。そこで、特殊なケースを除きAMDの粘性抵抗が制御力にとって支配的でないことを考慮してこれを無視すると、復元力特性を持たないもの($K_2 = 0$)も含めすべてのAMDに適用できる以下のような最大制御力の算定式を得られる。

$$U_{\max} = \gamma M_2 \omega_1^2 |X_2| \quad (5-5)$$

$$\gamma = \lambda \sqrt{(\alpha^2 - 1)^2 + \left(\frac{1}{\lambda\xi} \right)^2} \quad (5-6)$$

式(5-5)より、最大制御力は基本的にAMDの重錘質量、重錘ストロークおよび制振対象とする構造物の固有振動数によって定まることがわかる。一方、AMDの機械系と制御系の特性によって定まる特性係数 γ は、付加慣性比、振動数比ならびに振幅比によって定まる。各パラメータに対する γ の値の変化を図5-1と図5-2に示す。

振動数比 α の影響はHMD(Hybrid Mass Damper)の特性として周知の通りであり、特性係数 γ はいずれのケースにおいても $\alpha = 1$ で最小となるが、 $\alpha > 1.4$ では $\alpha = 0$ (復元力特性無し)の場合よりも大きくなる。したがって、制振対象モードが単一で固有振動数が不変の場合を除くと、機械系に復元力特性を与える(ハイブリッド化する)ことの功罪はケースバイケースと言える。

図5-1より、制御系のマクロ的なゲインであり等価減衰率を定める振幅比 ξ は、2以上では最大制御力にほとんど関係しないことがわかる。 ξ が1より小さくなると特性係数は著しく増加するが、これはAMD設置位置の振動加速度が大きくなると重錘の位置保持のために大きな制御力を必要とすることを示すものである。一般に高い制振効果を得るためには大きな制御力を必要とすると理解されているが、制御系のゲインを上げて制振効果を高める場合は必ずしもこれにあてはまらない。これに対して、付加慣性比 λ の最大制御力に対する影響は図5-2より明確であり、付加慣性比の増大は直接的に最大制御力の増加につながる。このため、装置設計に当っては低慣性の

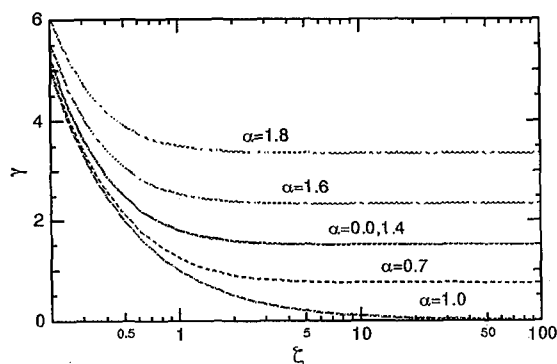


図5-1 最大制御力に対する振幅比の影響

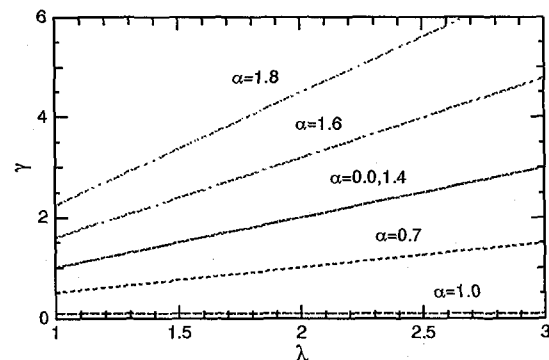


図5-1 最大制御力に対する付加慣性比の影響

モータや減速機を選定するとともに減速比を適正な範囲に留めることが重要な課題となる。参考のため表5-1に前述した吊橋主塔架設系の制振に用いた実機の諸元と各パラメータ値の範囲を示す。

表5-1 AMD装置の諸元(1台当り)

M_2	0.40816 [tfs ² /m]	C_2	0.23996 [tfs/m]
K_2	3.33333 [tfs/m]	ω_2	2.47619 [tfs/m]
α	約 0.9 ~ 1.8	ξ_2	0.08913
λ	1.33192	ζ	約 1 ~ 15

6. モータ容量の決定方法

ここでは、AMDのアクチュエータとして電動モータを使用するものとして、AMDの応答振幅 $|X_2|$ と最大制御力 $U_{\max}$ からモータの仕様を決定する手順を述べる。

AMDの応答振幅と最大制御力からモータの回転数とトルクは次のように与えられる。

$$N_{\max} = \frac{60\omega_1 |X_2|}{2\pi R} \quad [\text{rpm}] \quad (6-1)$$

$$\tau_{\max} = \frac{RU_{\max}}{\eta} \quad (6-2)$$

$$\tau_{\text{rms}} = \frac{\tau_{\max}}{\sqrt{2}} \quad (6-3)$$

ここで、

$N_{\max}$: モータ最大回転数

$\tau_{\max}$: モータピークトルク

τ_{rms} : モータ実効トルク

R : 駆動系の換算半径

η : 伝達効率

駆動系の換算半径とは、モータの回転軸に重錘を直結したと考えた時のモータ回転軸中心から重錘重心への距離である。これらの値を用いて、一般の電動機械の場合と同様に、AMDに使用するモータとドライバの容量は以下の条件を満たすように選定する。

$$N_{\max} \leq N_s \quad (6-4)$$

$$\tau_{\text{rms}} \leq \tau_{s1} \quad (6-5)$$

$$\tau_{\max} \leq \tau_{s2} \quad (6-6)$$

ここで、

N_s : モータの定格回転数

τ_{s1} : モータの定格トルク

τ_{s2} : ドライバの瞬時最大トルク

7. まとめ

本論文では、構造物とAMDの2自由度系の運動方程式から等価減衰率の評価式を導いた。これによれば、AMDの有効質量比、振幅比および制御系の位相誤差という三つのパラメータから構造物の等価減衰率を求めることができる。つぎに本論文では、AMDのアクチュエータが発生する最大制御力の算定式を導き、AMDの機械系や制御系のパラメータが最大制御力に対してどのように影響するかを示した。これらの算定式は制御則や制御系の詳細に拘らずほとんどのAMDシステムに適用できるため、制振対策を検討する際の基本設計の段階では非常に有用と考えられる。これらの結果がAMDの合理的な設計に寄与すれば幸いである。

[参考文献]

- 1) 藤野陽三・山口宏樹：土木構造物における振動制御の実施例—アクティブ制御を中心に—, JSSC, No. 12, 日本鋼構造協会, pp16-22, 1994
- 2) (社)日本溶接協会：構造動態の制御, 日本溶接協会塑性設計委員会「構造と制御小委員会」報告書, 1994-11
- 3) 高橋守人・西本聡・橋本幸・津村直宜・水野浩：吊橋主塔の空力振動に対するアクティブコントロールの一適用例(英文), 第3回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, pp. 132-137, 1993-7
- 4) 高橋守人・西本聡・橋本幸・津村直宜・小池裕二：白鳥大橋主塔の架設時アクティブ制振対策, 構造工学論文集, Vol. 40A, pp935-942, 1994-3
- 5) 嶋田正大・小泉幹男・津村直宜・水野浩・飯島慶次：橋梁用アクティブ制振装置, NKK技報, No. 147, pp35-42, 1994-9

(1995年9月18日受付)