カウンタウエイトを用いた免震手法の開発と大型電力機器への適用*

小 泉 孝 之^{*1}, 辻 内 伸 好^{*1}
吉 田 淳 也^{*2}, 森 西 真 一^{*3}

Development of Seismic Isolation Technique using a Pendulum Type Counterweight and Application of This Technique for Large Scale Electric Equipment

Takayuki KOIZUMI, Nobutaka TSUJIUCHI,
Junya YOSHIDA and Shinichi MORINISHI

This paper describes the seismic isolation technique by using a pendulum type counterweight as an application for the large scale bushing. In the first part, the characteristics of the seismic isolation device were expressed with differential equation of 3-degrees of freedom model. We verified by using the scale model that the simple simulation model is competent for expression of the vibration characteristics of proposed device. In the next place, using point P, Q theory for the simulation model, we proposed the determination method of the optimized parameter consist of seismic isolation device using a pendulum type counterweight. At last the effect of optimized isolation device was investigated with actual model. Sufficient suppression has been achieved by this proposed optimization method, consequently this seismic isolation device has a prominent potential to apply for large scale electric power devices.

Key Words: Seismic Motion, Vibration Control Device, Pendulum Type Counterweight, Point P, Q Theory

1. 緒言

近年, 電力需要の増大に伴い, 電力の安定供給が重要な課題となり, 高電圧送電による発電所間での電力交換が考えられている. しかし高電圧送電では, 高い絶縁性能を有するためブッシングは巨大になり, 強度保持が困難となる. 従って, 大型電力機器であるブッシングに対する免震手法の開発は非常に重要なものとなってきている.

本研究では, 大型電力機器であるブッシングの免震手法としてカウンタウエイトを用いた免震装置を提案する. まず, 本免震装置の特徴について述べ, 装置を装着した後の構造物を定式化する. そしてスケールモデル実験より定式化の妥当性ととも振動特性について検討する. 次に定点理論を用いて本免震装置の最適化を行い, 各設計パラメータ間の関係を明らかにする. さらに, 実証モデルとしてブッシングを模した碍子に最適化された免震装置を装着し, 加振実験を行い免震効果と実構造物への適用性を確認する.

2. 免震装置の構造と解析

カウンタウエイトを用いた免震装置の構造を図 1 に示す. この免震装置の特徴は次の 2 点である.

- (1) ブッシング下端と架台間を, 並進方向の剛性が大きくかつ回転モーメント方向に弾性を有するフランジによって支持する.
- (2) タンク下端より弾性梁を介して減衰機構を有するカウンタウエイトを取り付ける.

次に本免震装置の振動低減メカニズムについて述べる. ブッシングの振動は 1 次曲げモードが支配的である. この時作用する地震力の分布は, 曲げモードによる力と地震入力との合成と考える. これを図 2 に示す. 免震装置が装着された場合, フランジの効果によってブッシングの上部と下部は反対方向に振動するため, ブッシングに作用する加振力が低減される. さらにカウンタウエイトの運動エネルギーは下部に装着された減衰機構により吸収され, ブッシングの減衰比を改善することができる.

2.1. 振動モデル 本免震装置を装着した構造物に対し簡略化モデルを考え, 定式化を行う. モデルはブッシングを 1 質点系と考え, フランジをロッキングを表わすばねで表現した 3 自由度連成系モデルを用い

* 原稿受付 1997 年 9 月 18 日.

^{*1} 正員, 同志社大学工学部 (☎ 610-0321 京田辺市多々羅).^{*2} 松下電工(株) (☎ 571-8686 門真市大字門真 1048).^{*3} 同志社大学大学院.

$$K_i = \{\phi_i\}^T [K] \{\phi_i\}, \quad \beta_i : i \text{ 次の刺激係数}$$
 である。

時間積分には Runge-Kutta 法を用いた。

$$\begin{aligned} & (I_0 + m_1 H_1^2 + m_2 H_2^2) \ddot{\theta} + m_1 H_1 \ddot{x}_1 - m_2 H_2 \ddot{x}_2 + c_e H_2^2 \dot{\theta} \\ & - c_e H_2 \dot{x}_2 + 2k_e B_m^2 \theta = -(m_1 H_1 - m_2 H_2) \ddot{u} \end{aligned} \quad (3)$$

$$M_i = \{\phi_i\}^T [M] \{\phi_i\}, \quad C_i = \{\phi_i\}^T [C] \{\phi_i\},$$

NII-Electronic Library Service

た構造物の振動特性を把握するため、スケールモデルを作成し、インパルス試験、共振正弦 3 波 0.3 [G]を用いた床加振による応答測定⁽¹⁾を行う。

3.1. 理論検証用スケールモデル (Model A) スケールモデルはブッシングを 1 質点系と想定し、主振動系を円形断面を持つ梁の頭部に集中質量を配した構造とした。また、カウンタウエイト部に装着される減衰機構は省略した。スケールモデルの各定数を表 1 に示す。なお実験は、カウンタウエイト側の弾性梁(円形断面)の剛性を表 2 に示す No.1, No.2 の 2 通りに、カウンタウエイトの質量を No.1～No.3 の 3 通りの合計 6 通りに変化させて行う。

3.2. 実験結果及び考察

3.2.1. モードパラメータに対する考察 実験及び解析より求められた固有振動数を表 3 に示す。表 3 より固有振動数については、1 次、2 次共に実験と解析の間で良い一致が見られる。1 次の固有振動数は弾性梁の剛性とカウンタウエイトの質量をそれぞれ変化させてもほとんど変化が見られない。これは、1 次の固有振動数がフランジの回転モーメント方向の剛性によってほぼ決定されていることを示している。一方、2 次の固有振動数は弾性梁の剛性が低く、カウンタウエイトの質量が大きくなるにつれて低下する。図 4 はこの状況を示したものである。また、刺激係数 β は、1 次の場合には剛性比 k_2/k_1 の値が小さく、質量比 m_2/m_1 の値が大きくなるにつれて小さくなっている。しかし、2 次の場合では m_2/m_1 が大きくなるにつれて逆に増加している。つまり刺激係数 β は、1 次と 2 次とで m_2/m_1 に関して逆の性質を示しており最適調整を行う必要があることが分かる。この結果を図 5 に示す。

次に構造物の減衰について述べる。表 4 に実験により求められたモード減衰比を示す。これより免震装置を装着した時の 1 次のモード減衰比 ζ_1 、2 次のモード減衰比 ζ_2 は、全て非免震時のモード減衰比 ζ_0 より小さくなっている。

3.2.2. 応答値に対する考察 免震装置を装着したモデルの応答特性を示すために、モデル頂部における絶対加速度の振幅倍率を求める。ここでモード減衰比は $\zeta_0 = \zeta_1 = \zeta_2$ と仮定して計算する。この結果を図 6 に示す。この図から共振ピークは 2 つにわかれ、それぞれ振幅倍率は低下していることがわかる。次に加振波として共振正弦三波 0.3 [G]を用いた時のモデル頂部における絶対加速度を比較する。図 7 に示すように加速度応答は質量比 1.14、剛性比 1.26 において非免震時の約 0.6 倍に低減した。根元応力もこの時最も低減され、非免震時の約 0.6 倍となる。

Table 1 Parameter

m_1 [kg]	0.7
k_1 [N/m]	1569.2
k_e [N/m]	62680.8
H_1 [m]	0.5
H_2 [m]	0.25
B_m [m]	0.08

Table 2 Change of parameter

		Beam No.	
		1	2
Counterweight No.	1	1972.79 0.40	4575.61 0.40
	2	2959.19 0.60	6863.42 0.60
	3	3945.58 0.80	9151.23 0.80

upper value : k_2 [N/m]

lower value : m_2 [kg]

Table 3 Natural frequency [Hz]

			Beam No.			
			1		2	
Mode No.			1st	2nd	1st	2nd
With device	Counter weight No.	1	6.00	14.70	6.03	19.31
			6.11	14.53	6.12	19.97
		2	5.97	12.03	5.98	15.71
			6.08	11.94	6.09	16.39
		3	5.94	10.53	5.96	14.34
			6.03	10.42	6.06	14.27
Without device			7.54			

upper value : experiment

lower value : analysis

Table 4 Mode damping ratio [%] (Experiment)

			Beam No.			
			1		2	
Mode No.			1st	2nd	1st	2nd
With device	Counter weight No.	1	0.840	0.744	0.650	1.31
		2	0.683	1.01	0.797	1.35
		3	0.777	1.04	0.745	1.11
Without device			0.178(1st)

Fig.4 Change of Natural frequency (Analysis)

Fig.5 Mode participation factor (Analysis)

 Fig.6 Frequency response function ($\zeta_0 = \zeta_1 = \zeta_2$)

Fig.7 Change of absolute acceleration

4. 免震装置の最適化

第3節に述べたように、1次、2次における刺激係数 β は質量比 m_2/m_1 に関して逆の性質を示すことが明らかになった。よって本節では、定点理論⁽²⁾を用いて免震装置の最適化を行う。

4.1. 周波数伝達関数 いま、床の定常振動を考える。式(4)の運動方程式において $u = Ue^{j\omega t}$ とおけば $\{x\} = \{X\}e^{j\omega t}$ と表わされ、モデル頂部の振幅比 $(X_1 + H_1\theta + U)/U$ 、位相 ϕ は以下のように表わされる。

$$\frac{X_1 + H_1\theta + U}{U}(\omega) = \sqrt{\frac{(-C\omega^2 + 1)^2 + F^2(\zeta\omega)^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + 1)^2 + (-D\omega^2 + E)^2(\zeta\omega)^2}} \quad (7)$$

$$\phi(\omega) = \tan^{-1} \frac{F\zeta\omega}{1 - C\omega^2} - \tan^{-1} \frac{(E - D\omega^2)\zeta\omega}{A\omega^4 - B\omega^2 + 1} \quad (8)$$

ここで

$$A = \frac{1}{\omega_1^2 \omega_2^2} + \frac{1}{\omega_2^2 \omega_3^2} + \frac{\mu \lambda^2}{\omega_1^2 \omega_3^2}, D = 2 \left(\frac{1}{\mu \omega_1 \omega_2^2} + \frac{\omega_1}{\mu \omega_2^2 \omega_3^2} + \frac{\lambda^2}{\omega_1 \omega_3^2} \right)$$

$$B = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \frac{1 + \mu \lambda^2}{\omega_3^2}, E = 2 \left(\frac{\omega_1}{\mu \omega_2^2} + \frac{\lambda^2 \omega_1}{\omega_3^2} \right)$$

$$C = \frac{1}{\omega_2^2} + \frac{\mu \lambda (1 + \lambda)}{\omega_3^2}, F = 2 \left(\frac{\omega_1}{\mu \omega_2^2} + \frac{\lambda^2 \omega_1}{\omega_3^2} \right)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}, \omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}, \omega_3 = \sqrt{\frac{2k_e B_m^2}{m_1 H_1^2}}, \mu = \frac{m_2}{m_1}, \lambda = \frac{H_2}{H_1},$$

$$\zeta = \frac{c_e}{2\sqrt{m_1 k_1}} \quad (9)$$

である。

以上から、 $\omega_1, \omega_2, \omega_3, \mu, \lambda, \zeta$ の6項を設計パラメータとして解析を進める。

4.2. 最適調整条件 本免震装置の最適調整条件を求めるために、減衰比 ζ を1) $\zeta = 0$, 2) $\zeta = \infty$ とした場合の振幅比, 3) ζ に無関係に定まる振幅比の3つに対して検討する⁽³⁾。

1) $\zeta = 0$ の場合の振幅比

$$\left. \frac{X_1 + H_1\theta + U}{U} \right|_{\zeta=0} = \frac{-C\omega^2 + 1}{A\omega^4 - B\omega^2 + 1} \quad (10)$$

2) $\zeta = \infty$ の場合の振幅比

$$\left. \frac{X_1 + H_1\theta + U}{U} \right|_{\zeta=\infty} = \frac{F}{-D\omega^2 + E} \quad (11)$$

3) ζ に無関係に定まる振幅比

式(7)を以下のように整理する。

$$\left(\frac{X_1 + H_1\theta + U}{U} \right)^2 = \frac{F^2}{(-D\omega^2 + E)^2} \left\{ \frac{(1 - C\omega^2)^2 / (F\omega)^2 + \zeta^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + 1)^2 / [(E - D\omega^2)\omega]^2 + \zeta^2} \right\} \quad (12)$$

上式において式(13)の条件が成り立つ時、振幅比は ζ に無関係となり式(14)で表わされる。

$$\frac{(1 - C\omega^2)^2}{(A\omega^4 - B\omega^2 + 1)^2} = \frac{F^2}{(E - D\omega^2)^2} \quad (13)$$

$$\frac{X_1 + H_1\theta + U}{U} = \left| \frac{F}{-D\omega^2 + E} \right| \quad (14)$$

式(13)の左辺は式(10)に、また右辺は式(11)に相当する。つまり、 $\zeta = 0$ と $\zeta = \infty$ における振幅倍率曲線の交点は減衰比 ζ に無関係に定まることがわかる。これより、定点理論が本免震装置にも適用できることが明らかになった。

図8に式(7)を用いて、図中に示す代表的な ζ の値に対して求めた振幅倍率曲線を示す。定点の高さは、い

ずれかが低くなると他は必ず高くなる性質がある。よって、両者の高さを等しくし、その付近で振幅倍率が極大になる条件を最適調整条件と定め、各パラメータ間の関係を調べる。この時、定点の高さを等しくする条件を最適同調、定点付近で極大になる条件を最適減衰とする。

4.2.1. 最適同調 定点は式(13)の位相関係を考慮し、次式より求まる。

$$\frac{-C\omega^2 + 1}{A\omega^4 - B\omega^2 + 1} = -\frac{F}{-D\omega^2 + E} \quad (15)$$

この式を ω の多項式として整理すると

$$\omega^4 - \frac{BF + CE + D}{CD + AF}\omega^2 + \frac{E + F}{CD + AF} = 0 \quad (16)$$

となる。

ここで、低周波数側の定点を P 点、高周波数側の定点を Q 点とし、それぞれの周波数を ω_p 、 ω_q とすれば、上式は以下のように表わされる。

$$\omega^4 - (\omega_p^2 + \omega_q^2)\omega^2 + \omega_p^2\omega_q^2 = 0 \quad (17)$$

式(16)と式(17)の係数比較より、次式を得る。

$$\omega_p^2 + \omega_q^2 = \frac{BF + CE + D}{CD + AF} \quad (18)$$

一方、定点 P、Q の高さを等しくする条件は式(11)の位相を考慮して次のように与えられる。

$$\frac{F}{-D\omega_p^2 + E} = -\frac{F}{-D\omega_q^2 + E} \quad (19)$$

これより、次式を得る。

$$\omega_p^2 + \omega_q^2 = \frac{2E}{D} \quad (20)$$

式(18)と式(20)は等しくなければならないので

$$2EAF = D(BF + D - EC) \quad (21)$$

定点 P、Q の高さを等しくする条件は、式(21)を満たさなければならない。この式に式(9)を代入して整理すれば式(22)が得られる。本式は主振動系とカウンタウエイト部の固有振動数の間に最適同調を与える条件式である。

$$\gamma_1 = \frac{1}{2} \{ 2 + 2\gamma_2^2 - \lambda\mu\gamma_2^2 - 4\mu\lambda^2\gamma_2^2 + (4 + 8\gamma_2^2 + 4\gamma_2^4 - 4\mu\lambda\gamma_2^2 - 4\mu\lambda\gamma_2^4 - 8\mu\lambda^2\gamma_2^4 + \mu^2\lambda^2\gamma_2^4)^{\frac{1}{2}} \}^{\frac{1}{2}} \quad (22)$$

ここで、 $\gamma_1 = \omega_1/\omega_2$ 、 $\gamma_2 = \omega_1/\omega_3$ であり、式(22)の関係を満たすパラメータを式(16)に代入すれば、定点周波数 ω_p 、 ω_q は以下のように定まる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_p^2 \\ \omega_q^2 \end{array} \right\} = \left\{ \frac{BF + CE + D}{CD + AF} \mp \sqrt{\left(\frac{BF + CE + D}{CD + AF} \right)^2 - \frac{4(E + F)}{(CD + AF)}} \right\} \times \frac{1}{2}$$

(23)

4.2.2. 最適減衰 次に定点 P、Q で式(7)の振幅倍率が極大値をとるためには、各点で次の式が成り立たなければならない。

$$\partial((X_1 + H_1\theta + U)/U)^2 / \partial\omega^2 = 0 \quad (24)$$

これを ζ の多項式として整理すると次のように表される。

$$K_4\zeta^4 - K_2\zeta^2 + K_0 = 0 \quad (25)$$

ここで

$$\begin{aligned} K_4 &= -2F^2D^2\omega^6 + 2DEF^2\omega^4 \\ K_2 &= (3A^2F^2 + C^2D^2)\omega^8 - (4ABF^2 + 4CD^2)\omega^6 + (B^2F^2 + 4CDE + 3D^2 + 2AF^2 - C^2E^2)\omega^4 - (4DE)\omega^2 + (E^2 - F^2) \\ K_0 &= -2A^2C^2\omega^{10} + (2ABC^2 + 6A^2C)\omega^8 - (4A^2 + 8ABC)\omega^6 + (4AC + 2B^2C + 6AB - 2BC^2)\omega^4 + (2C^2 - 4A - 2B^2)\omega^2 + (2B - 2C) \end{aligned} \quad (26)$$

である。

式(26)に式(23)で求めた ω_p 、 ω_q を代入し、定点 P、Q それぞれで極大値をとる減衰比 ζ_p 、 ζ_q を以下の式より求める。

$$\zeta_{p,q}^2 = (K_2/2K_4) \pm \sqrt{(K_2/2K_4)^2 - (K_0/K_4)} \quad (27)$$

ここで、両者の平均値をもって最適減衰比 ζ_{opt} とする。

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{\zeta_p^2 + \zeta_q^2}{2}} \quad (28)$$

4.2.3. 最適調整時の最大振幅倍率 式(22)より最適同調比、式(28)より最適減衰比が与えられる。この時の最大振幅倍率は次式より求められる。

$$\left. \frac{X_1 + H_1\theta + U}{U} \right|_{\max} = \left. \frac{F}{-D\omega_p^2 + E} \right|_{\gamma_1, opt, \zeta = \zeta_{opt}} \quad (29)$$

Fig.8 Frequency response function (Various ζ)

5. 大型電力機器への適用

主振動系に碍子を採用した実証モデルを作成し、インパルス試験及び周波数応答法による振幅倍率測定を行う。

5.1. 実証モデル (Model B) 実証モデルの概要を図 9 に示す。本モデルの主振動系には長さ 0.95 [m]、重量 42 [kg] の中実碍子を 2 本連結したものをを用いた。主振動系である碍子の 1 次の固有振動数はインパルス試験より 15.34 [Hz] と求められた。ここで、最適調整された本免震装置を装着した実証モデルの設計手順を以下に示す。

- 1) 主振動系の固有角振動数 ω_1 と、 m_1 , k_1 値の算出
- 2) レバー比 $\lambda = H_2/H_1$ の選定。つまり、カウンタウエイト側の梁の長さの決定
- 3) カウンタウエイト質量 m_2 の選定より、 μ を算出
- 4) γ_2 の選定より、 γ_{top} を算出
- 5) 回転モーメント方向の固有角振動数 ω_3 とフランジ部を支えるばねの弾性定数 $2k_c B_m^2$ の算出。
- 6) カウンタウエイト側の固有角振動数 ω_2 とカウンタウエイト側の弾性梁の弾性定数 k_2 の算出
- 7) 算出した最適減衰比 ζ_{opt} より、減衰機構の減衰係数 c_c の決定

上述の手順より、 $\lambda = 0.342$, $\mu = 0.9$, $\gamma_2 = 1.93$ とした時、 $\gamma_{top} = 1.89$, $\zeta_{opt} = 0.0762$, $\omega_p = 41.19$, $\omega_q = 50.53$, $(X_1 + H_1\theta + U)/U|_{\max} = 4.96$ が求まり、構造

物の各諸定数が決定される。この時の振幅倍率曲線を図 10 に示す。これより、最適化された本免震装置が大きな免震効果をもたらす、定常正弦波入力時で振幅倍率を約 1/4 に低減できることが明らかになった。

以上より求められた諸定数をもとにモデルの作成を行う。また、減衰機構には Squeeze film 型のオイルダンパを採用し、減衰力を変化させるため、オイル量を 3 段階に変化させる。オイルには工業用潤滑油を用いた。

5.2. 実験結果及び考察

5.2.1 モードパラメータに対する考察 オイルダンパ未装着時における実証モデルの固有振動数、モード減衰比を表 5、表 6 に示す。表 5 から固有振動数は 1 次、2 次共に実験値、解析値が極めて良い一致を示し、オイルダンパ未装着時の実証モデルは最適同調をほぼ満たしていることがわかる。この時、1 次の固有振動数は非免震時(碍子のみ)に比べ約 1/2 に低下する。固有振動数を低下させすぎると変位の増大を招くので注意が必要である。また、表 6 より構造減衰のみでは、

最適減衰比を得ることができない。よって、減衰機構を取り付けダンピングの改善を行わなければ免震効果を得ることができない。

次にオイルダンパ装着時における固有振動数、モード減衰比をオイル量ごとに表 5、表 6 中にあわせて示す。図 8 から明らかなように解析によればカウンタウエイト部の減衰を大きくするにつれピークは近接し、1 次の固有振動数は増加、逆に 2 次の固有振動数は低下する傾向にあった。しかし、実験では固有振動数は 1 次、2 次共に低下傾向にある。この原因は、質量効果⁽⁴⁾により、カウンタウエイト部に流体質量が付加され、1 次の固有振動数が低下しているためと考えられる。以上のように、ダンパのオイル量を増加することにより、ダンピングを大幅に改善できることが明らかになった。しかし、オイル量を増加させるにつれて、質量効果の影響が大きくなり、最適同調を維持することができなくなるため、これを考慮に入れた設計が必要である。

5.2.2 振幅倍率に対する考察 オイルダンパを装着した時の振幅倍率を図 11 に示す。この時の入力波は荷重制御で行われ、入力荷重は正弦波、振幅 50[N] である。図 11 より、ダンパのオイル量を増加させるにつれて 1 次、2 次共に振幅倍率が大きく低減されている。しかし、オイルダンパ部での質量効果及び減衰力の相違により、最適調整条件を満たしていないことがわかる。よって、実験値と付加質量、減衰比をさまざまに変化させた時の解析結果との比較を行い、実験結果を満たす付加質量 m_H 、減衰比 ζ を算出する。その結果を表 7 に示し、それらの値を用いて算出した振幅倍率を図 11 に実線で示す。 m_H , ζ を表 7 に示す値に定めてやれば実験結果とよく一致することが分かる。

Table 5 Natural frequency of model B [Hz] (Experiment)

		Mode No.	
		1st	2nd
Without damping device	Experiment	6.50	8.75
	Analysis	6.46	8.73
With damping device	Oil	1/3	6.45
		2/3	6.35
		3/3	6.35

Table 6 Mode damping ratio of model B [%]

		(Experiment)	
		Mode No.	
		1st	2nd
Without damping device		0.456	0.374
With damping device	Oil	1/3	1.09
		2/3	3.66
		3/3	8.45

Table 7 Virtual mass and damping ratio

			m_H [kg]	ζ [%]
With damping device	Oil	1/3	0.0	1.20
		2/3	1.1	2.80
		3/3	2.8	6.10

Fig.9 Schematic diagram of model B

Fig.10 Frequency response function
(Optimum condition)(Analysis)

Oil 1/3

Oil 2/3

Oil 3/3

Fig.11 Frequency response function

6. 結言

本研究により以下に示す結論を得た。

- 1) 本免震装置を装着した構造物の基本的な振動特性は、3 自由度の連成振動系モデルにより記述できる。
- 2) 本免震装置の最適化に定点理論が適用できることを示した。
- 3) 解析により、最適化された本免震装置がモデル頂部の振幅倍率を約 1/4 に低減できることが明らかになった。
- 4) 最適調整された本免震装置が大きな免震効果をもたらし、大型電力機器であるブッシングに対して十分適用できることを実験的に明らかにした。

謝辞

本研究の実行に至り、基本概念の検討と実証試験実施に対し三菱電機（株）の関係者に多大な援助を頂いた。記して謝辞を表したい。

参考文献

- (1) 変電機器の耐震設計，電気共同研究 34-3，1978，5～7
- (2) Harris, C.M and Crede, C.H. Shock and Vibration Handbook, 1976, 6～8
- (3) 背戸 一登，岩田 義明，振り子式制振装置の最適調整法，日本機械学会論文集 51-467，1985，1454～1461
- (4) R.J. Fritz, The effect of liquids on the dynamic motions of immersed solids, ASME, 1972, 167～173