

## I-355

## 振り子式動吸振器に関する一考察

東北工業大学 正 高橋 龍夫  
東北工業大学〇正 山田 俊次

## ◆まえがき

柔軟な構造物の振動減衰性を増大させる目的で、種々な工夫がなされてきたことは周知の通りである。制振、あるいは防振方法としては①剛性を付加する、②質量を付加する、③減衰力を付加する、④抑制力を作用させる、等が考えられるが、最近の研究成果の発表は③、④についてのものが数多くみられ、著者などが今までに提唱してきた方向にあるように思われる。<sup>\*1) ~ 10)</sup>③の方法は、ダンパー等により振動エネルギーを吸収しようとするものであり、考え方としては半世紀以上の歴史がある。

構造物に直接ダンパーを取り付けて防振、制振を行なう方式と、動吸振器（TMD）を取り付けて行なう方式が考えられ、後者が実際の構造物に適用された実例は比較的新しい。理論的には、TMDの防振、制振効果には著しいものがあると認められているが、我が国においては、一、二の実例を除いてその施工例はない。

計算用にモデル化された構造と、TMDを含めた実際の構造物との差違、特に速度比例型とする減衰機構と実用のダンパーとの差違やTMDの調整、維持管理に対する不慣れ、耐久性や効果の持続性への不信心などが防振対策や制振対策としての採用を躊躇させている原因と思われる。

本研究では、振り子式TMDのプリミチブな形を示し、特に、簡易で、より理論に忠実な粘性機構を提唱し、振り子式のTMDの実用化のための資料を提するものである。

## ◆改良型振り子式TMD

ここであつかう振り子式TMDは、図-1に示されるような形状を有し、オイルダンパーは可能なかぎり粘性抵抗力を得るために、もっとも簡易でかつ制作し易いピストン・シリンダー型としてある。振り子式TMDの付加質量の動きは円周運動であるが、うでの長さ $l$ に比較して回転角 $\theta$ が小さいと仮定して（ $\sin \theta \doteq \theta$ ）、特に水平方向の運動を行なうものと仮定する。変位後のダンパーの動き $d$ は $d = \overline{CF} - CF$ であり、E点の変位（付加質量の変位）を $EE' = x$ とすると、 $x \doteq l \cdot \theta$ ゆえに $d$ は次の式で与えられる。

$$d = \sqrt{\frac{(2ab/l)x + (b/l)^2 x^2}{(a + (b/l)x)^2 + b^2}} \cdot \sqrt{a^2 + b^2} \dots\dots ①$$

一方、振り子式TMDの部材の長さ $a$ 、 $b$ はダンパー機構の大きさを規定するものであり、TMD自体は構造物のなかに取り付けられるとすればより小さな形体であることが望まれる。一般的には、 $a, b \ll l$ であるから

$$d \doteq abx / (l\sqrt{a^2 + b^2}) \dots\dots ②$$

とおける。今、 $a = b$ の時、即ち、ダンパー機構が $45^\circ$ の角度をもって取り付けられた場合は

$$d \doteq 0.7(a/l)x \dots\dots ③$$

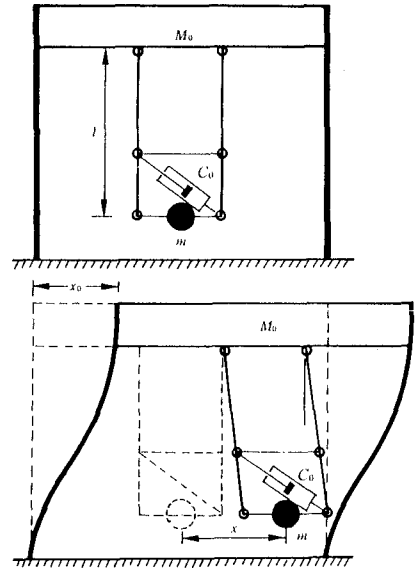


図-1,2

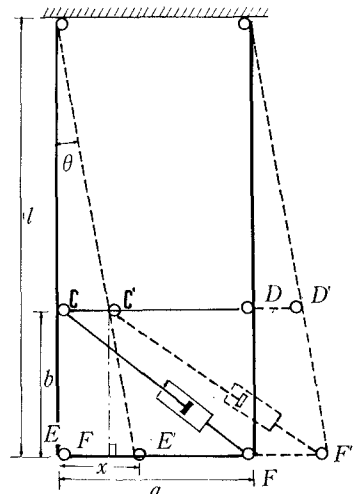


図-3

図-1～3に示されるように1質点系にこの振り子式TMDが取り付けられた場合の運動方程式は、次のようにかける。

$$M_0 \frac{d^2 x_0}{dt^2} + \frac{ab}{l\sqrt{a^2+b^2}} C_0 \left( \frac{dx_0}{dt} - \frac{dx}{dt} \right) + K_0 - mg \left( \frac{x_0 - x}{l} \right) = 0 \quad \cdots \cdots ④$$

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{ab}{l\sqrt{a^2+b^2}} C_0 \left( \frac{dx}{dt} - \frac{dx_0}{dt} \right) + mg \left( \frac{x_0 - x}{l} \right) = 0 \quad \cdots \cdots ⑤$$

今、 $\omega_p = \sqrt{g/l}$ ,  $\omega = \sqrt{K_0/M_0}$ ,  $\alpha = \sqrt{\omega_p/\omega}$  とし、振り子式TMDの臨界減衰係数を  $C_c$  とすれば  $C_c = 2m\omega_p$  であり、係数  $\beta$  ( $< 1.0$ ) を用いて  $abC_0/l\sqrt{a^2+b^2} = C_c = 2\beta m\omega_p$  とおけば振動数方程式は、複素変数  $s$  を用いて次のように簡単に表記される。

$$s^4 + 2\alpha\beta\omega \left(1 + \frac{m}{M_0}\right) s^3 + \omega^2 \left\{1 + \alpha^2 \left(1 + \frac{m}{M_0}\right)\right\} s^2 + 2\alpha\beta\omega^3 s + \alpha^2\omega^4 = 0 \quad \cdots \cdots ⑥$$

式⑥に示される複素変数  $s$  の4次方程式を解くことにより、振り子式TMDによる1質点系の制振効果は簡単に計算される。

#### ◆計算結果及び模型実験

図-4は、質量比  $M_0/m = 100.0$  の場合の計算結果の一部を示したものである。縦軸に対数減衰率、横軸に振り子式TMDと主構との振動数比がとってある。係数  $\beta$  の大きさにより制振効果は変化し、 $\beta \approx 0.08$  付近で最大の対数減衰率が得られることを示している。この計算は、パソコン（例 NEC PC-9801 Vm）で数分もあれば結果まで打ち出せる。図-5は、模型実験（総重量600Kg、振動数0.65Hzの主構）に用いたアクリル樹脂性のオイルダンパー（長さ20cm、径4.5cm）であり、粘性抵抗  $C = 3 \sim 50 \text{ g} \cdot \text{sec} \cdot \text{cm}^{-1}$  である。この程度の小型ダンパーで十分制振効果が確かめられている。

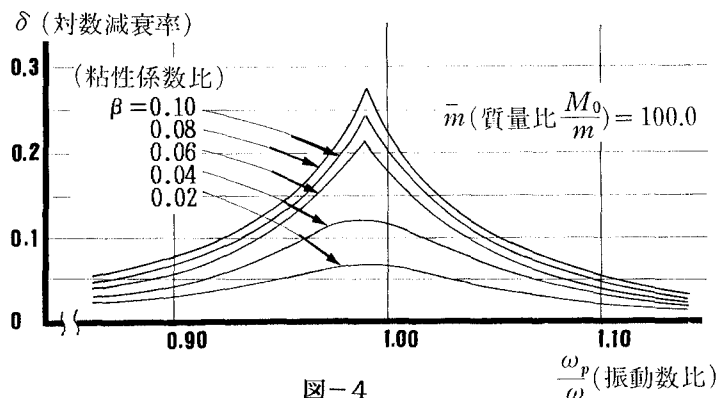


図-4

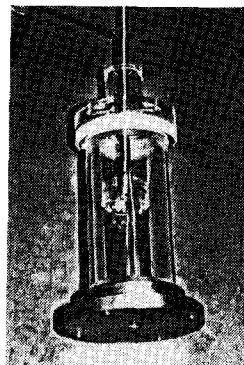


図-5

#### 参 考 文 献

- 1) 倉西茂：ダンパーによるつり橋のたわみ振動の制御について、土木学会論文報告集第142号、昭和42年
- 2) 倉西、高橋：ダンパーを持つはりのたわみ振動、土木学会論文報告集第187号、昭和52年
- 3) 倉西、高橋他：Dynamic Behaviour of suspension Bridges with dampers、東北大学工学部報告Vol.38、昭和48年
- 4) 倉西、高橋：Dynamic Behaviour of Flexible Structures with Vibration Absorber、第7回世界地震工学会議、昭55年
- 5) 高橋、倉西：動吸振器による可撓性構造物の振動抑制について、土木学会論文報告集第308号、昭和65年
- 6) 高橋、山田：橋梁主塔用防振器の主構造への応用、土木学会東北支部発表会、昭和61年
- 7) 高橋、山田：せん断変形型振り子ダンパーの防振効果について、土木学会東北支部発表会、昭和62年
- 8) 高橋、山田：多層構造物の防振についての研究、土木学会東北支部発表会、昭和63年
- 9) 高橋、山田：トップヘビー構造物の防振について、東北工業大学紀要I、第8号、昭和63年
- 10) 高橋、山田：改良型振り子式TMDの解析、東北工業大学紀要I、第9号、平成元年