

TMDの開発 — 基本性能について

木場 和義¹⁾ 小川 路加²⁾ 新田 吉伸³⁾
 幽谷栄二郎⁴⁾ 細見 雅生⁵⁾

当社では、橋梁の風による振動問題に対して、風洞実験による耐風安定性の検討、制振対策の検討・開発などに取り組んでいる。

架設時において、斜張橋の塔が独立状態になる場合の、風による限定振動の制振を目的として、今回、当社独自のTMDを設計・開発した。さらに実用化に向けて、装置の性能確認試験を行い、制振装置として十分な性能を有していることを確認した。ここでは、TMDの構造および性能確認試験の結果について、その概要を報告する。

まえがき

近年、長大橋梁などの大型構造物は、技術の進歩および新材料の導入に伴い、長大化・軽量化の傾向にあり、風などによる振動が問題になる場合がある。これらの振動は、安全性や使用性の面で問題となることが多く、振動制御の必要性が高くなってきている。当社では風による構造物の振動問題に対して、風洞設備を用いた耐風安定性の検討、および制振対策の検討・開発に取り組んでいる。

風による振動を、TMDによって制振する場合の検討の流れを図-1に示す。長大橋などで風による振動が予想される場合、まず「耐風設計便覧」¹⁾や過去の事例から耐風安定性を検討する。その結果、耐風安定性の確保が難しいと判断された場合は、風洞試験によって実験的に対風挙動を確認し、必要な場合は制振対策を検討・提案することとなる。制振対策としては、断面形状の改良等によって作用空気力を変化させる空気力学的方法と、減衰力または制御力を機構的に付加させる構造力学的方法とがある。

TMD(Tuned Mass Damper)は構造力学的方法の一つで、パッシブ型(受動型)の代表的な制振装置であり、構造物の振動をその振動数に同調す

る副振動系を付加して制振する装置である。これは、2自由度の振動系の特性を利用した単純な原理に基づく装置であるが、確実な効果が期待でき信頼度の高い装置として知られている。橋梁における使用例も多く、本体構造の特性と制約に合わせて様々なタイプのTMDが考案されており、今後も利用される機会が増えていくと考えられる。当社においても風洞試験の結果からTMDの構成

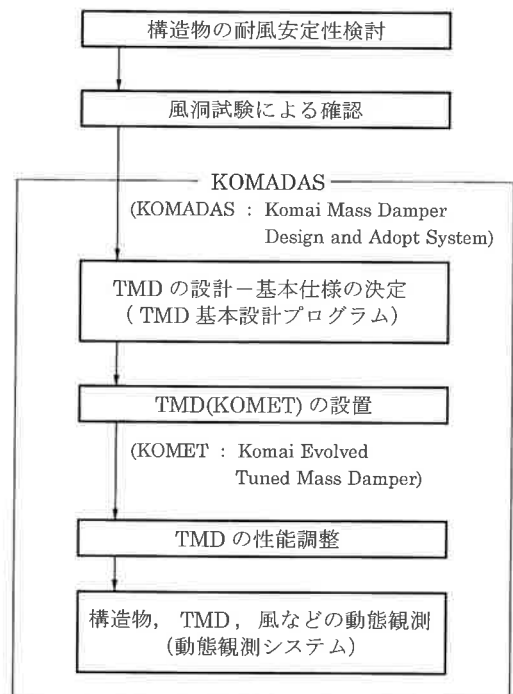


図-1 TMDによる制振検討の流れ

1) 橋梁設計部設計二課係長 2) 橋梁設計部設計二課 3) 橋梁設計部設計一課 4) 橋梁設計部東京設計課
 5) 技術開発室次長

部材である重錘、バネ、ダンパーの基本条件を決める「TMD基本設計プログラム」の開発を行った²⁾。また、この基本設計プログラムの他に「性能調整プログラム」と「動態観測システム」を含めた「TMDの設計、適用システム」(KOMADAS : Komai Mass Damper Design and Adopt System)を開発、整備している。今回、斜張橋の塔が架設時に独立状態になる場合の風による限定振動の制振を目的として、当社独自のTMDの設計・開発を行った。さらに実用化に向けて、装置の性能確認試験を行い、制振装置として十分な性能を有していることを確認した。

1. TMDの設計・開発

TMDの開発に当たっては、表-1の機能的条件を満足することを開発目標として、装置の構造の検討を進めた。

表-1 TMDの開発目標

項目	開発目標	設定理由
全体寸法	装置全体の大きさをコンパクトにする。	塔状構造物における設置場所は一般的に狭く、設置および撤去の作業性を考慮してコンパクトなものとする。
調整性能	バネ定数、減衰定数の調整を容易にする。	現地調整での作業性を考慮し、容易にしかも確実に調整できる機構とする。
始動抵抗	始動抵抗力を小さくする。	小振幅域から有効に作用できるように、始動抵抗を小さくする。
加振機能	加振機能を備える。	現地での調整時に、加振実験を行うための加振機能を備える。

(1) 基本構造

TMDの基本構造として、振り子式、倒立振り子式、水平移動式等があるが、全体サイズをコンパクトにすることから水平移動式とした。基本構造の概要を図-2に示す。

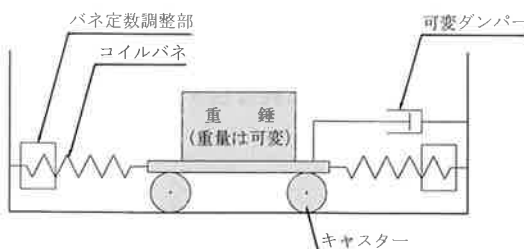


図-2 基本構造の概要

(2) 設計条件

装置の構成部材の設計は、先に開発した「TMD基本設計プログラム」²⁾を用いて行った。高さ80mの斜張橋の塔が独立状態にあるときの制振を想定して、TMDの設計を行った。このプログラムに想定した塔の風洞試験の結果を入力することで、必要な減衰性能を満足するTMDの設計条件が表-2のように求められる。これに基づいて、TMDの各構成部材を設計した。また、設計を行う際の各パラメータの許容誤差は、表-3のように設定した。

表-1中の加振機能を実現するために、加振用モータと接続・切断機構をパソコンで制御することとした。表-4に付加する加振機能の性能を示す。

表-2 設計条件

項目	設計条件
重錘移動量	±400 mm
振動数設計値	0.533 Hz(±5%調整可能)
重錘重量設計値	455 kgf
TMDの減衰定数	$\delta_s = 0.55$ (対数減衰率) (減衰定数 : 27.2 kgf/s/m, 266.6 N·s/m)

表-3 設計時の許容誤差

項目	許容誤差	設定理由
質量比	5%	本体構造の質量の誤差は通常5%以下であり、またTMD重錘部の製作(調整)誤差は本体の質量に比較すると微量である。
振動数比	5%	本体構造の固有振動数を現地の加振実験で計測し、それに基づいて調整を行うことから5%とした。
減衰率	15%	ダンパーの製作および調整に、質量や振動数並の精度を期待するのは難しいことから15%と緩めた。

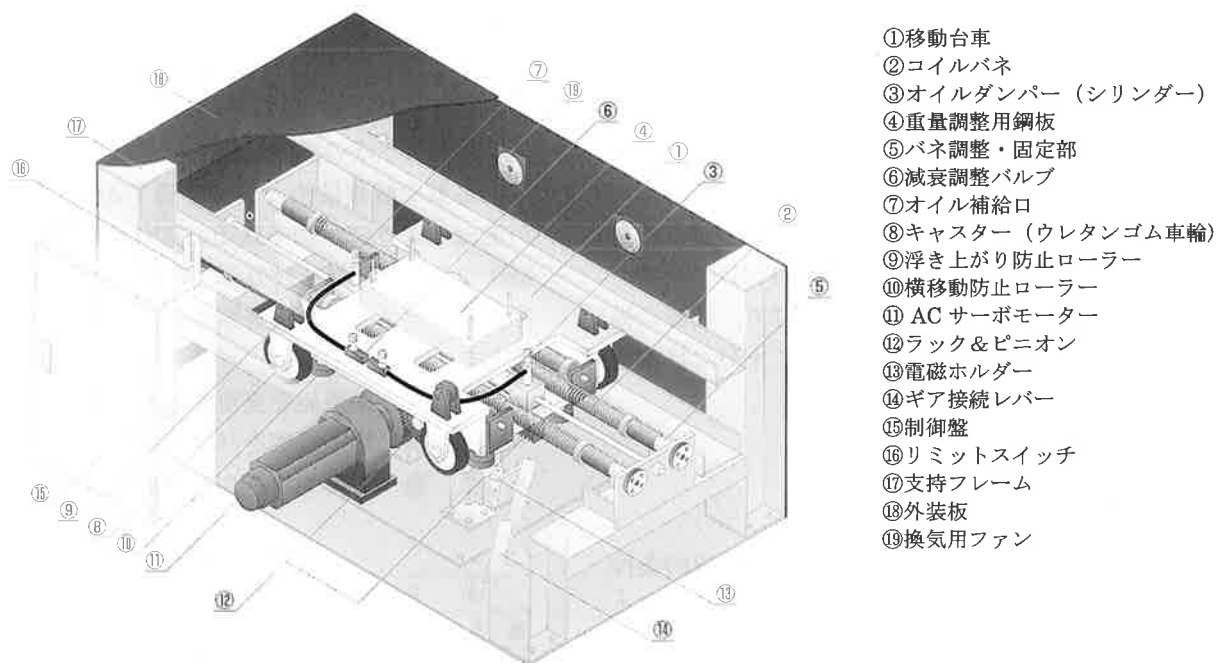
表-4 加振性能

項目	加振性能
振動数調整範囲	0.1~2.0 Hz
速度制限	86.7 cm/s
最大加振力	±776.7 kgf (±7617 N)
モータ出力	5.5 kw
接続・切断方式	電磁石を利用したモータ切り離し方式

(3) TMDの構造

開発したTMD(KOMET : Komai Evolved Tuned Mass Damper)の全体概要を図-3に示す。また、全体の写真を写真-1に示す。

装置の製作に当たっては、図-2に示した基本構造を忠実に実現した構造になるよう配慮している。



- ①移動台車
- ②コイルバネ
- ③オイルダンパー（シリンダー）
- ④重量調整用鋼板
- ⑤バネ調整・固定部
- ⑥減衰調整バルブ
- ⑦オイル補給口
- ⑧キャスター（ウレタンゴム車輪）
- ⑨浮き上がり防止ローラー
- ⑩横移動防止ローラー
- ⑪ AC サーボモーター
- ⑫ラック&ピニオン
- ⑬電磁ホルダー
- ⑭ギア接続レバー
- ⑮制御盤
- ⑯リミットスイッチ
- ⑰支持フレーム
- ⑱外装板
- ⑲換気用ファン

(巻頭写真欄にカラーパースを掲載)

図-3 TMDのパース図

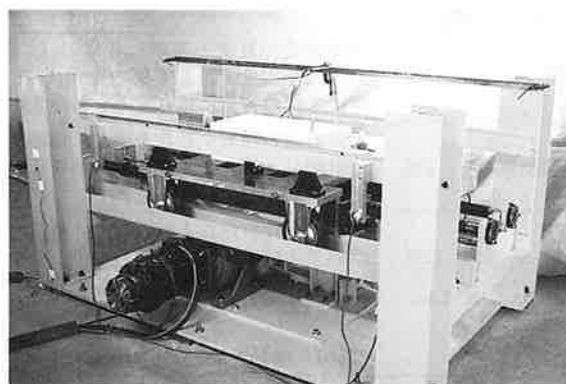


写真-1 TMDの全景

以下に各部の構造を説明する。

(4) 各部の構造

1) 移動方法

水平移動式の場合、滑動部にはリニアベアリングの利用も考えられたが、摩擦抵抗力を小さくするためにウレタンゴム車輪を用いた構造とした。

2) 重錘重量の調整方法

重錘部は、移動台車の上に調整用鋼板(約22 kgf/枚)を重ね置きした構造とし、鋼板の枚数で重量を調整する。移動台車については、バネ

およびダンパーの影響を含んだ有効重量を、実験から求めるものとした。また、現地での調整用には約3kgf/枚の鋼板を用意し、調整時の作業性と調整精度の向上を図った。

3) バネ定数の調整方法

バネの固定部で、螺旋状の溝を付けたバネ固定金具を回転させて、バネの有効巻き数を調整する構造とした。バネの固定と調整を兼ねる構造とすることで、部品数が減り全体的な構造が単純となった。

4) 減衰定数の調整方法

フレームに固定したピストンと、移動台車に接続したシリンダーを組み合わせ、このシリンダーから出したパイプに流量調整バルブを付加したオイルダンパーを製作した。減衰の調整は、この流量調整バルブで容易に行うことができる。また、調整バルブを左右対称に配置することで、両方向に移動時の減衰特性が等しくなるようにした。

5) 加振機能

ACサーボモータをラック&ピニオンギアを介して移動台車と接続し、重錘部を強制移動させる構造とした。ラック&ピニオン部の接続に

は電磁石を利用し、切断時にはモータと移動台車を完全に切り離す構造としている。この構造

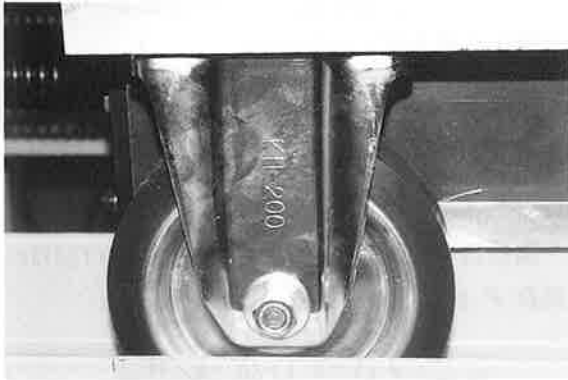


写真-2 ウレタンゴム車輪

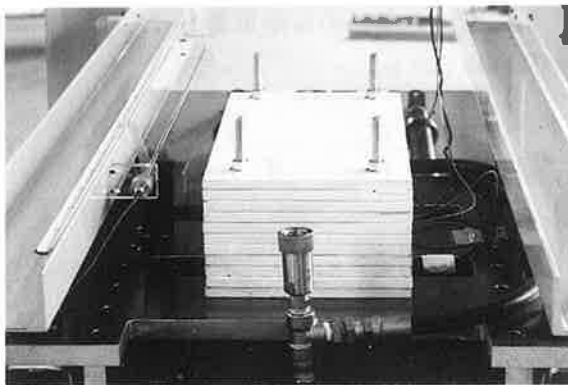


写真-3 重量調整用鋼板

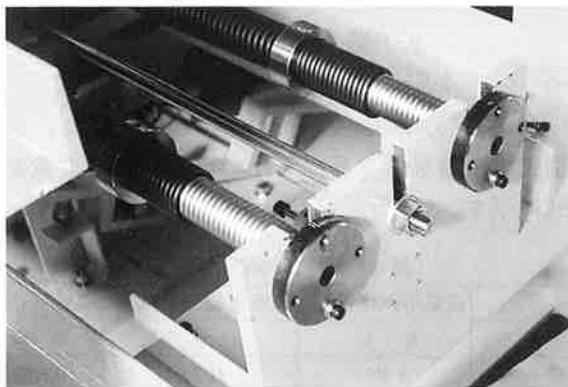


写真-4 バネの調整・固定部

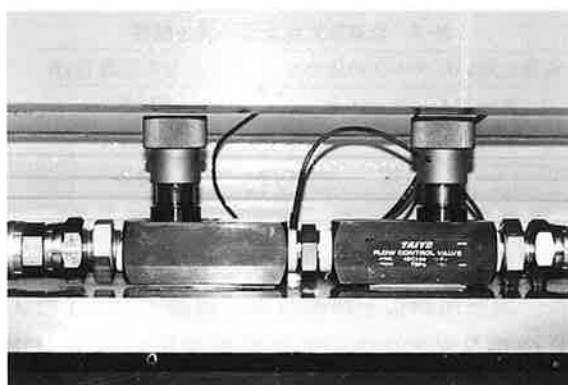


写真-5 減衰調整バルブ

によって、切断時にはモータやギアなどの影響を受けない完全なTMDとして作動することができる。

この他に、暴走防止のための安全装置、装置本体を風雨から保護する外装板、日照による内部の温度上昇を抑えるための換気装置を組み込んでいる。

(5) KOMET の特徴

開発したTMDは以下に示すような特徴を有している。

- ①高さ1085mm，幅2200mm，奥行き1500mmと，装置の全体寸法をコンパクトなものにした。
- ②滑动部にはウレタンゴム車輪付きの台車を使用し，始動抵抗力を小さくしている。
- ③バネ定数は，固定部の回転による簡易な操作で調整が行える。
- ④減衰定数は，調整バルブの簡単な操作で調整が行える。
- ⑤サーボモータと接続することで，現地調整時に加振実験を行うための種々の加振が行える。
- ⑥モータと台車の接続部は，電磁石を利用したラック&ピニオンギアであり切断が完全に行える。

また、パソコンによるサーボモータと接続部の制御によって、下記の加振機能を有している。

- ①周波数を任意に設定した強制加振（加振周波数：0.1～2.0Hz）
- ②加振状態から重錘部を急停止(TMD固定状態)
- ③加振状態から重錘部を解放(TMD 作動状態)

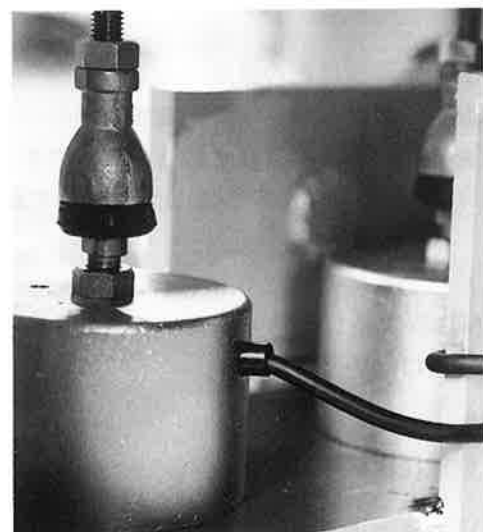


写真-6 電磁石

2. 性能確認試験

性能確認試験は、表-5に示す4つの項目について行った。

表-5 試験項目一覧表

試験の項目	具体的な内容
重錘部重量の確認	ダンパーバルブ全開で重錘重量調整用の鋼板の枚数を変化させて自由振動試験を実施。台車部の有効重量の算出。
振動数調整性能の確認	振動数の調整性能の確認。 バネの巻き数を変化させて自由振動試験を実施。
減衰調整性能の確認	可変ダンパーの調整性能の確認。 初期振幅 40 cm, 35 cmで自由振動試験を実施。
始動抵抗の確認	ダンパーを取り外して自由振動試験。 乾性摩擦のみの場合を想定。

(1) 重錘部重量の確認

本装置の重錘部の重量は、移動台車の有効重量と調整用鋼板の重量により構成される。前者は、バネおよびダンパー部が重錘重量として機能する重量も含まれるので、自由振動試験によってその有効重量を確かめる。また、重錘重量がTMDの設計値を満足できるかどうかを調べる。

(2) 振動数調整性能の確認

本装置は、バネ取り付け部のねじ部を回転させることによってバネの巻き数を変える機構を有している。その機構によってバネ定数を変化させることができ、TMDの振動数を調整できる。その振動数調整性能について調べる。

(3) 減衰調整性能の確認

本装置の可変ダンパーは減衰調整用のバルブの開度を変えることによって減衰を調整できる機構を備えており、その減衰調整性能について調べる。

(4) 始動抵抗の確認

TMDが作動し始める時の、TMD移動台車部の抵抗力について調べる。

3. 性能確認試験の結果

(1) 台車部の有効重量

移動台車部の有効重量の算出は、調整用鋼板を

移動台車に積載しTMDの重錘重量を変えて自由振動試験を行い、重錘重量の異なる振動数を使用して算出する。振動数は、自由振動波形の極値の周期より求めた。

移動台車のみのときのTMDの振動数 F_0 は、

$$F_0 = \frac{\sqrt{(1-h^2) \cdot (K \cdot g / W_0)}}{2\pi} \quad (1)$$

調整用の鋼板を台車に積載した時のTMDの振動数 F_1 は、

$$F_1 = \frac{\sqrt{(1-h^2) \cdot (K \cdot g / W_1)}}{2\pi} \quad (2)$$

よって、台車部の有効重量 W_0 は、式(4)によって求められる。

$$\left(\frac{F_1}{F_0}\right)^2 = \frac{W_0}{W_1} = \frac{W_0}{W_0 + \Delta W} \quad (3)$$

$$W_0 = \frac{\Delta W}{[(F_0/F_1)^2 - 1]} \quad (4)$$

ここで、 h : の減衰定数

K : TMD のバネ定数

g : 重力加速度

ΔW : 調整用鋼板の重量

自由振動試験の結果を表-6に示す。また、自由振動試験結果より算出した台車部の有効重量を表-7に示す。

表-6 自由振動試験結果

	調整用鋼板枚数	鋼板重量 ΔW (kgf)	振動数 (Hz)
ケース1	なし	0	0.760
ケース2	5枚	109.9	0.625
ケース3	10枚	220.9	0.541

表-7 台車部重錘重量の算出結果

算出に用いたケースの組合せ	台車部有効重量 (kgf)
ケース1, ケース2	229.5
ケース1, ケース3	226.9
平均	228.2

重錘重量の設計値 (455kgf) に合わせるために、調整用鋼板を移動台車に積載する。1枚あたりの重量が約22kgfの調整用鋼板11枚を台車部に積載し、重錘部重量を471.1kgfに調整した。これは、設計値に対して+3.5%となる。

(2) 振動数の調整性能

本装置は、バネ取り付け部の固定金具を回転させることで、バネの有効巻き数を変えることができる機構を有している。その機構によりバネ定数を変化させることができ、TMDの振動数を調整できる。あらかじめバネ巻き数と振動数の関係および振動数の調整範囲について調べておき、現地での調整時に利用するものとした。

バネ巻き数を種々設定して自由振動試験を行い、TMDの自由振動波形を測定して各バネ巻き数に対する振動数を求めた。

図-4にバネの巻き数を最大(144巻き)に設定したときと、最小(119巻き)にしたときの自由振動波形の例を示す。また、図-5にバネの巻き数と振動数の関係を示す。図で明らかなように、振動数とバネ巻き数の関係は1次式で近似することができ、振動数の調整は約0.505~0.555Hzまでの約10%の範囲で可能である。これは、バネ定数に換算すると±10%の調整範囲に相当する。

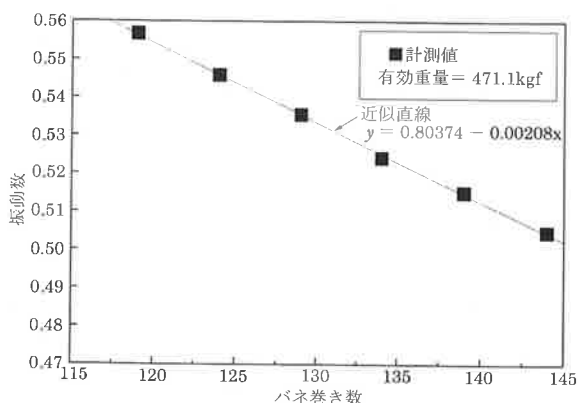


図-4 自由振動波形 (バネの巻き数による振動数の変化)

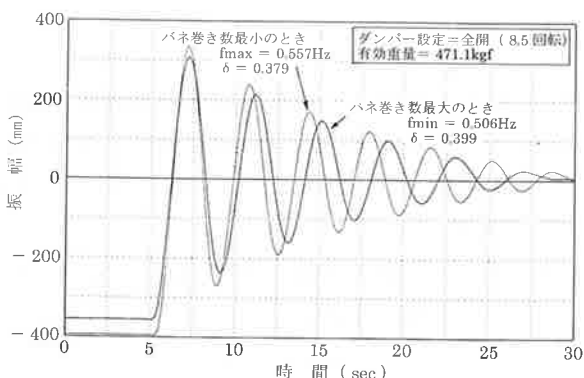


図-5 振動数の調整性能

(3) 可変ダンパーの減衰調整性能

本装置は、可変ダンパーの調整用のバルブによりTMDの減衰定数が調整できる。ダンパーのバルブの開度と減衰の関係および減衰調整範囲を調べるため、バルブの開度を種々設定して自由振動試験を行った。図-6にバルブ開度を変化させて比較した自由振動波形の例を示す。

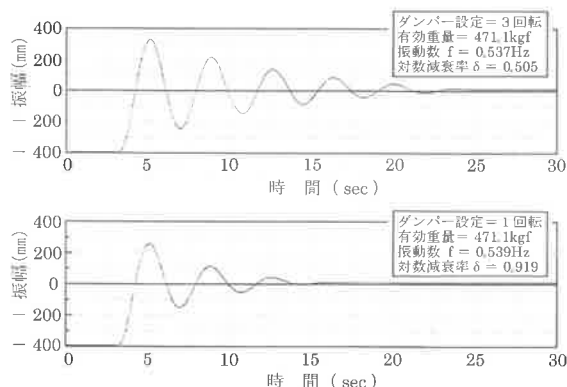


図-6 自由振動波形 (バルブ開度による比較)

対数減衰率 δ は以下の式で求められる。

$$\delta = \frac{1}{N} \ln \left(\frac{A_0}{A_N} \right) \quad (5)$$

ここに、 A_0 : 初期振幅

A_N : N波目の振幅

図-7は、ダンパーのバルブ開度とTMDの減衰の関係を示している。横軸はダンパーのバルブ開度、縦軸は対数減衰率 δ である。ダンパーの調整バルブの開閉によって、TMDの減衰が $\delta =$ 約0.5 ~ 1.6 の範囲で調整することができる。

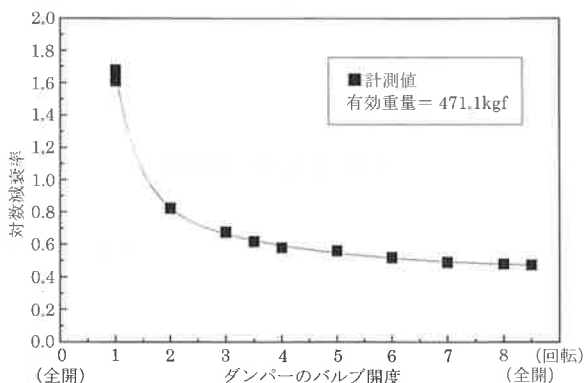


図-7 ダンパーのバルブ開度と減衰の関係

(4) 始動抵抗

ダンパーを取り外した状態で、自由振動を計測し始動抵抗の計算を行った。始動抵抗は、以下の

手順によって求められる³⁾。

振動曲線の相隣る極値の差の絶対値を順に h_1, h_2, \dots とする。横軸に h_i , 縦軸に h_{i+1} を取ってプロットすると各点は直線上に並ぶ。その近似直線が横軸と交わった位置を L , 傾角を θ とすると,

$$S = \frac{1}{2} \cdot \frac{\tan \theta}{1 + \tan \theta} \cdot L \quad (6)$$

このとき, (7)

$$\text{始動抵抗力} : F_s = m \omega_n^2 S$$

ここに, S : 摩擦力によるたわみ

m : TMD の重錘部質量

ω_n : TMD の固有円振動数

測定結果を図-8に示す。測定結果を用いて始動抵抗力を計算すると,

$$S = \frac{1}{2} \times \frac{0.85221}{1 + 0.85221} \times 9.6807 = 2.227 \text{ mm}$$

$$F_s = \frac{471.1}{9.8} \times (2\pi \cdot 0.535)^2 \times 2.227 \cdot 10^{-3} = 1.210 \text{ kgf}$$

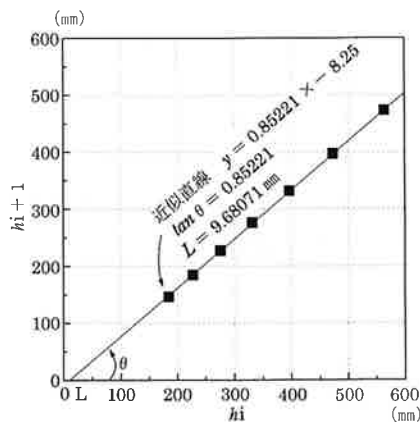


図-8 始動抵抗力の計算

以上のように, 始動抵抗は約 1.2kgf と非常に小さい。

あとがき

今回, 斜張橋の塔が架設時に独立状態になる場合の風による限定振動の制振を目的として, TMD の設計と装置の開発を行った。また, 実用化のために, その基本性能を確認する性能確認試験を

行い, 制振装置として十分な性能を有していることを確認した。性能確認試験の結果をまとめて以下に示す。

(1) TMD の重錘部重量について

移動台車部の有効重量は, 228.2kgf である。重量調整用鋼板を台車上に積載することによって, 重錘部重量を 228.2kgf ~ 537.7kgf の範囲で調整可能である。

(2) 振動数調整性能について

重錘部重量を 471.1kgf としたとき, 振動数の調整範囲は 0.505Hz ~ 0.555Hz であり, 設計振動数 (0.535Hz) に調整可能である。

(3) 減衰調整性能について

ダンパー温度が 16.5°C の条件で, 調整バルブの開度を調整することにより, 対数減衰率で約 0.4 ~ 0.9 の広い範囲で TMD の減衰を調整することができる。

(4) 始動抵抗について

ダンパーを取り外した条件で, 始動抵抗力を測定した結果, 始動抵抗力は約 1.2kgf と非常に小さいものであった。

TMD の設計・開発を性能確認も含めて, ほぼ完了した。今後, 効率よく性能調整を行うための要領の整備などが必要と考えている。また, TMD そのものについても, さらに改良を加えて発展させることを考えており, 継続して検討を行っている。

最後に, TMD の開発に当たって, 協力していただいた関係各位に感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 日本道路協会：道路橋耐風設計便覧, 1991.7.
- 2) 木場和義・新田吉伸・細見雅生：TMD 基本設計プログラムの紹介, 駒井技報, Vol.16, 1997.
- 3) 添田 喬 他：振動工学の基礎, pp.51-53, 日新出版, 1985.