

## 衝撃ダンパーによる照明柱の制振効果

## ISOLATION OF LIGHTING POLE FROM WIND VORTEX SHEDDING BY IMPACT DAMPERS

鳥野清\* 北川正一\*\* 堤 一\*\*\* 城郁夫\*\*\*\*

By Kiyoshi UNO, Shoichi KITAGAWA, Hajime TSUTSUMI and Ikuo JO

Basic vibrational characteristics of lighting poles resulting from wind vortex-induced oscillation have been studied and impact dampers composed of layered cells accommodating steel balls have been developed. Vibration tests using a shaking table and wind tunnel studies were carried out. The results indicate that the impact dampers are very effective in reducing the wind vortex-induced oscillations of the poles. We elucidate the influence of, the clearance distance, the weight of balls, and the coefficient of repulsion to the impact force, on the damper by laboratory testing and analytical studies.

## 1. ま え が き

近年、道路用照明柱は単に安全走行のために路面を照らす機能だけではなく、道路に不可欠の設備として色彩や形状に対して美的要素を配慮した設計がなされるようになってきた。一方、美観を重視した結果、構造的にスレンダーなものになり、高速道路に設置された照明柱が車両走行に起因する路面振動や風などにより、苛酷な振動をする場合も見られるようである。特に、河川、港湾、海峡等の風環境の厳しい場所に建設される道路の照明柱は、自然風の下でカルマン渦による渦励振振動を発生し、照明柱の疲労や照明灯が切れる等の問題を起こしている。

従来よりカルマン渦により励起される塔状構造物の振動に関しては、数多くの研究がなされており、その制振方法としては、(1)構造物の断面剛性を増大させ共振風速を設計以上にする方法、(2)構造物の質量を増大させて振動振幅を減少させる方法、(3)構造物の減衰を大きくして応答倍率を低下させる方法、(4)渦励振力を打ち消すような減衰装置を設置して振動エネルギーを低下させる方法、(5)構造物の表面に突起を付けたり、断面形状を変化させてカルマン渦の発生を妨げるか、あるいは周期を乱すように空気力学的な工夫に

- 
- |        |         |                   |      |                   |
|--------|---------|-------------------|------|-------------------|
| * 工博   | 九州大学助教授 | 工学部土木工学科          | 〒812 | 福岡市東区箱崎6丁目10番1号   |
| ** 理修  | 九州大学助手  | 工学部土木工学科          | 〒812 | 福岡市東区箱崎6丁目10番1号   |
| *** 工博 | 九州大学教授  | 工学部土木工学科          | 〒812 | 福岡市東区箱崎6丁目10番1号   |
| ****   | 川崎製鉄(株) | エンジニアリング事業部建材技術部長 | 〒100 | 東京都千代田区内幸町2丁目2番3号 |

よって振動を制御させる方法等がある。しかしながら、道路用照明柱において広範囲の風速に対応させるためには、照明柱の高次振動まで制御できる方法を考えねばならないことや、また美観上の問題、種々のデザインへの対応、設置場所の制約などの問題から、上記の方法の内 (4) が最も現実的な方法と考えられる。現在のところ、この方法としてチェーンを用いた制振装置が照明柱に対して実用化されているが、著者らは道路用照明柱のカルマン渦による高次振動まで制御できる装置として、産業機械分野で用いられている衝撃ダンパーを応用の上、改良して用いることとした。

本研究ではスレンダーな照明柱内部にダンパーを設置する関係上、鋼球の数、遊間距離等の各設計パラメータに多くの制約を受けるため、衝撃ダンパーの基本的な振動特性を模型実験により検討すると共に、衝撃ダンパーが照明柱に対してどの程度の制振効果があるのかを確認するため、実物の風洞実験を行った。また、数値計算によるシミュレーションによって、各設計パラメータと制振効果の関係を考察し、合理的設計法の基礎資料とした。

## 2. 衝撃ダンパーの振動特性

衝撃ダンパーに関する既往の研究<sup>2)-5)</sup>によれば、(1) 制振子が安定した同期振動をする時、遊間距離は大きいほど、(2) 遊間距離一定の条件下では構造物と制振子の質量比は大きいほど、(3) 制振子が衝突する壁面との反発係数が大きいほど、制振効果が高いなどの知見が得られている。しかし、本研究の対象としている照明柱は通常美観上の問題より、支持基部から頂部にかけて断面が漸減するように設計されており、制振子の大きさの制約を受ける。

以上の理由により、制振子は直径 50mm 程度のボールベアリング用の鋼球を用い、この鋼球の数を増すことにより衝撃力を増加させることとした。この鋼球を用いた衝撃ダンパーにおいて同期振動を始める入力加速度( $\phi$ )、遊間距離(C)およびその時の衝撃力(F)の関係を調べるために、図-1 に示す装置を振動台に設置し実験を行った。図-2 はこれらの結果を示したもので、入力周波数は図-4 に示す八角形断面の照明柱の1次、2次、3次の固有振動数に対応している。衝撃力はロードセルの出力より得られた最大値を用いている。図より鋼球が同期振動する場合、遊間距離が大きくなるにつれて衝撃力は大きくなるが、最大衝撃力が得られる最適遊間距離以上になると衝撃力は次第に減少し、最後に同期しなくなっている。また、入力周波数が小さい場合には、かなり広範囲の遊間距離において同期振動が発生するが、入力周波数が大きくなるにつれて遊間距離を小さくするか、あるいは入力加速度を大きくしななければならない。このことは照明柱においては1種類の衝撃ダンパーを用いて、

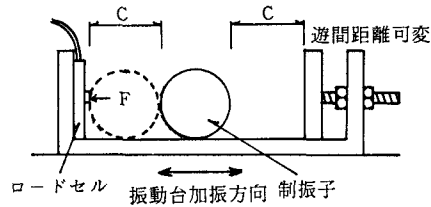


図-1 衝撃ダンパー

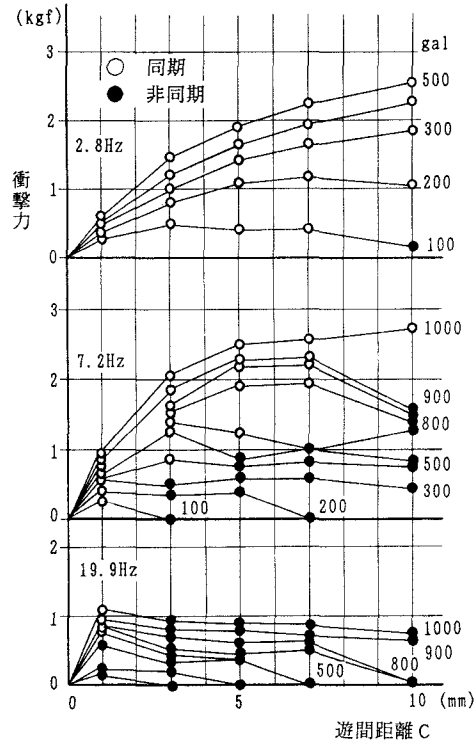


図-2 遊間距離と衝撃力との関係

高次振動まで制振することを目的としているため、かなり小さな遊間距離にしなければ効果がないことを示している。

衝撃ダンパー内の鋼球の振動は入力振動の変位  $\phi$  の大きさに関係することから、遊間距離  $C$  を入力変位  $\phi$  で割った無次元パラメータ  $C/\phi$  と入力加速度  $\ddot{\phi}$  の関係を調べるために、図-1 に示す装置で実験を行った。この場合、まず遊間距離を固定し、次にある入力周波数を一定に保ちつつ、入力加速度を徐々に大きくした時に同期振動を始める限界の入力加速度を求めた。遊間距離は 1 mm ~ 7 mm までを 1 mm 間隔、入力周波数は 3.5 ~ 30 Hz、入力加速度は 100 ~ 1500 gal の範囲で変化させた。また、衝撃ダンパーを設置した照明柱においては、同期振動中に鋼球が衝撃音を発生させることから、防音対策としてダンパー内壁にウレタン膜を塗装する必要がある。この場合には当然、反発係数が鉄-鉄の場合に比べて小さくなるものと考えられることから、ダンパー内壁にウレタン膜塗装を施した条件の下で、同上に述べた試験を併せて実施した。

図-3 に試験より得られた入力加速度  $\ddot{\phi}$  と無次元パラメータ  $C/\phi$  の関係を示す。図よりウレタン膜の有無にかかわらず、入力加速度が

1000 gal 以下の範囲において多少の幅はあるものの、入力加速度  $\ddot{\phi}$  と  $C/\phi$  はほぼ比例関係にあり、入力加速度が決まれば入力周波数と無関係に  $C/\phi$  の値を得ることができる。言い換えれば、照明柱の固有値解析を行い、制振の必要性のある次数の固有振動数を求め、それぞれの次数に対応する応答加速度の制限値を決定すれば、図-3 を用いて  $C/\phi$  の値より限界遊間距離を求めることができる。この限界値より多少小さな値が最適遊間距離となることから、各次数の限界遊間距離の最小値より小さめの値を設計遊間距離とすればよい。図-3 において、衝撃ダンパーの壁面にウレタン膜塗装を施した場合と、そうでない場合を比較してみると、ウレタン膜により鋼球と壁面間の反発係数が小さくなり、同期振動を始める  $C/\phi$  の値が多少小さくなっている。このことは反発係数が小さくなると衝突後の速度が小さくなるため、より大きな入力加速度でないと同期しないことを示している。また、

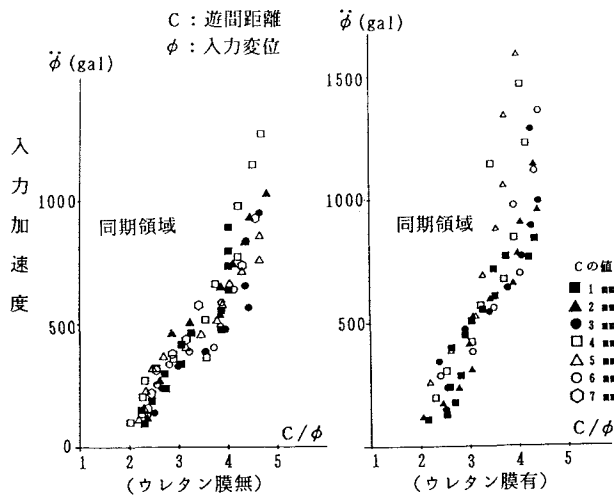


図-3 入力加速度と  $C/\phi$  の関係

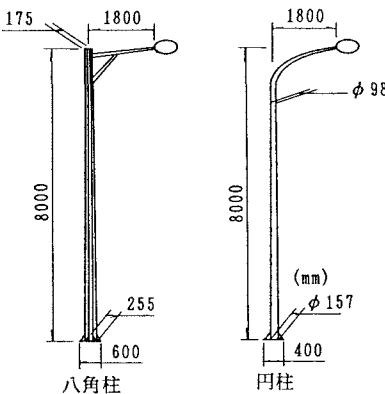


図-4 照明柱の概略

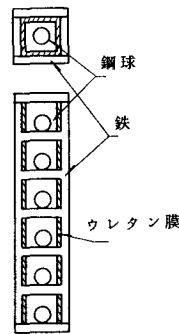


図-5 照明柱の衝撃ダンパー

本実験によると鋼球がダンパー壁に衝突した時の衝撃力の作用時間は 1.8 ～ 2.0 msec 程度であった。

3. 実大照明柱に対する風洞実験

照明柱の風に対する振動特性と衝撃ダンパーの制振効果を確認する目的で、図-4 に示す八角形断面と円形断面を有する実大照明柱に対して風洞実験を行った。照明柱内部に設置した衝撃ダンパーの一般的形状を図-5 に示す。衝撃ダンパーの形状は照明柱の面内および面外の両方向に制振効果を発揮できるように正方形断面とし、八角柱では直径 50.8 mm、重量 0.534 kgf の鋼球 12個を用い、遊間距離 C を 2.3 mm とした。また、円柱においては、直径 44.2 mm の鋼球を 20 個、遊間距離 C を 0.7 mm としている。鋼球の直径は照明柱の頂部における断面寸法より必然的に決定された。

一方、衝撃力を増加させるための鋼球の個数に対しては、風洞実験に先立って図-4 に示す八角形断面の照明柱を振動台に設置し、予備実験を行った。衝撃ダンパーの装着位置としては、各次数とも比較的大きく振動する照明柱主幹部の上端とし、鋼球の個数を最大 13 個（照明柱と衝撃ダンパー全体の質量比は約 2.8 %）を装填し、順次鋼球の個数を減らし、制振効果に及ぼす重量比の影響を調べた。ここで、制振効果を調べる指標として次式で定義した制振効率を用いた。

制振効率 = 1 -  $\frac{\text{ダンパー設置時の最大応答変位}}{\text{無対策時の最大応答変位}}$

加振周波数は照明柱の各次の固有振動数であり、照明柱の共振時において衝撃ダンパーによる制振効率を調べ、その結果を図-6 に示す。各次数とも重量比が大きいくほど制振効率が大きく、照明柱に対する鋼球の重量比が 2.1 % 程度あれば、面外 1 次振動で約 90 %、面外 2 次振動と面内 1 次振動で 70 ～ 80 % の制振効率を期待することができる。また、鋼球の個数が 5 個程度であってもかなり制振効果があり、衝撃ダンパーが照明柱の制振装置として有効であることを示している。

以上の予備実験結果をもとに衝撃ダンパーを設計し、図-4 に示す 2 種類の照明柱に対して風洞実験を実施した。実物大照明柱のため、吹き出し口の寸法が 10 m × 3 m の大型風洞を用いた。まず最初は無風状態において、電磁ダンパーを起振機として使用し、振動モードの確認を行った。次に電磁ダンパーを調整して 3 種類の構造減衰

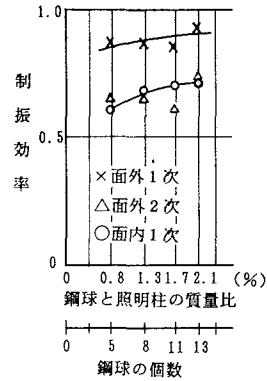


図-6 鋼球の個数による制振効率

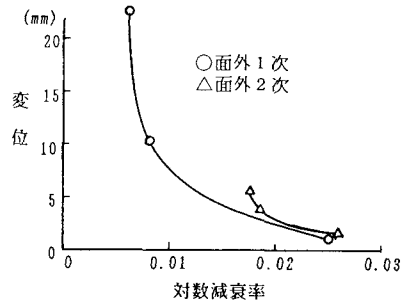


図-7 対数減衰率と応答変位の関係

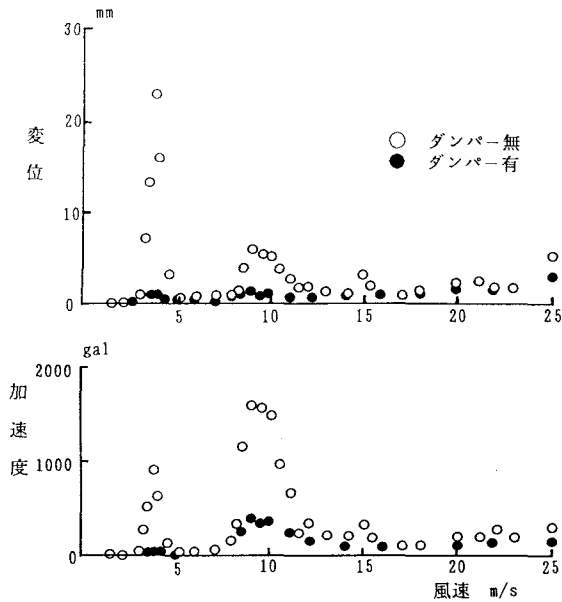


図-8 八角柱頂部の応答と風速の関係

(対数減衰率)を設定し、各次数に対する応答値を測定した。図-7に八角柱の面外振動における対数減衰率と応答変位の関係を例として示す。図より対数減衰率が0.02以上あれば応答変位がかなり小さくなり、この値は衝撃ダンパー設置時における対数減衰率の目安となり得る。

本実験における風向は実橋が橋軸直角方向に風を受けることを想定し、

照明柱の面内方向とした。したがって、カルマン渦による照明柱の振動は面外方向となる。風速1~25 m/sに対して得られた八角柱頂部の変位および加速度の応答値を図-8に示す。風速4 m/s付近で面外1次モード、9 m/s付近で面外2次モードの振動が発生していることがわかる。また、周波数の低い1次振動では応答変位が大きく、周波数の高い2次振動では応答加速度の値が大きくなっている。図中の黒丸は衝撃ダンパーを取り付けた場合の応答値であり、衝撃ダンパーが照明柱に対して大きな制振効果を上げていることを示している。この黒丸の応答値を図-7と比較してみると対数減衰率が0.02程度の応答値に近いことから、衝撃ダンパーにより、対数減衰率が0.02程度に増加した場合と同等の制振効果が得られている。

表-1に八角柱および円柱に対する風洞実験より得られた結果を示す。円柱の面外1次振動の発生が予想される風速は1 m/s前後であり、今回の試験においてこの振動は確認できなかった。しかし、風速が非常に小さいため実際上は問題ないと思われる。八角柱の応答変位および応答加速度の値は円柱に比べて非常に大きくなっている。通常10 m/s以下の風速は冬期の季節風にしばしば発生することから、八角柱頂部およびランプの部分において、変位で0.6~3.0 cm、加速度で700~2600 gal程度の振動が生じることになる。このことは制振装置を用いて、照明柱の疲労あるいは照明灯の断線に対する対策を行う必要性を示している。衝撃ダンパーを取り付けた場合、八角柱および円柱とも対数減衰率は0.04以上となり、制振効果が大きくなっていることがわかる。八角柱の面外1次振動においては衝撃ダンパーが無い場合、対数減衰率が0.004と非常に小さく、このために照明柱の最大応答発生時刻が277秒と他の振動に比べて非常に長くなっている。各次数の振動において共振風速および振動数からストローハル数 $S_t$ を計算すると、八角形断面で $S_t=0.16 \sim 0.17$ となり、山田らの実測データ<sup>1)</sup>とほぼ同じ値であった。また円形断面においても $S_t=0.18$ となり、通常知られている円柱の $S_t=0.20$ に近い値が得られた。

表-1 風洞実験結果(面外方向)

|                       |       | 八角柱   |      |         |      | 円柱   |       |         |      |
|-----------------------|-------|-------|------|---------|------|------|-------|---------|------|
|                       |       | 無対策時  |      | ダンパー設置時 |      | 無対策時 |       | ダンパー設置時 |      |
|                       |       | 1次    | 2次   | 1次      | 2次   | 2次   | 3次    | 2次      | 3次   |
| 固有振動数 $f$ (Hz)        |       | 2.82  | 7.13 | —       | —    | 5.58 | 13.55 | —       | —    |
| 共振時風速 $V$ (m/s)       |       | 3.8   | 9.0  | 3.8     | 9.0  | 4.0  | 9.8   | 4.0     | 9.8  |
| ストローハル数 $S_t$         |       | 0.16  | 0.17 | 0.16    | 0.17 | 0.18 | 0.18  | 0.18    | 0.18 |
| 対数減衰率 $\lambda$       |       | 0.004 | 0.01 | 0.06    | 0.04 | 0.01 | 0.02  | 0.05    | 0.07 |
| 変位<br>(cm)            | ランプ部  | 3.01  | 1.31 | —       | —    | 0.11 | 0.10  | —       | —    |
|                       | ボール頂部 | 2.27  | 0.57 | 0.16    | 0.11 | 0.07 | 0.07  | 0.02    | 0.02 |
| 加速度<br>(gal)          | ランプ部  | 946   | 2638 | 99      | 575  | 130  | 752   | 35      | 157  |
|                       | ボール頂部 | 697   | 1013 | 49      | 210  | 82   | 550   | 20      | 141  |
| 最大応答発生時刻<br>$T$ (sec) |       | 277   | 22.4 | —       | —    | 25   | 10.6  | —       | —    |

## 4. 数値解析理論

### 4. 1 照明柱の渦励振振動

#### (1) 固有値解析

照明柱を多質点系に置換し固有値解析を行い、固有振動数と変位モードを求める。この場合、照明柱の面内および面外振動を考える必要から立体解析を行う必要がある。また、先の風洞実験で得られたように減衰

定数が非常に小さいことから、これを無視して解析しても誤差は少ない。

## (2) 照明柱の共振時風速と照明柱に作用する強制外力

カルマン渦による照明柱の渦励振振動は、ある風速に対して発生する渦の振動数と照明柱が共振している状態であることから、固有値解析で得られた各次数をそれぞれ単独に考えることができる。いま、照明柱の  $s$  次の固有振動数に対応する共振風速  $V_s$  は次式より得られる。

$$V_s = f_s \cdot d / St \quad (1)$$

ここに、 $d$  : 照明柱の平均断面径、

$St$  : ストローハル数、

$f_s$  :  $s$  次の固有振動数 ( $n_s = 2\pi f_s$ )

風速は高さ方向によって異なると共に、時間的にも変動することから、一般的な強制力の形で示すことは難しいが、本研究が設計に役立つ簡単な計算法の開発であることや、照明柱の高さが 10 m 程度と比較的低いことから、次式で表されるものと仮定する。

$$P_{is} = \frac{1}{2} \rho V_s^2 l_i d_i C_L \sin 2\pi f_s t \quad (2)$$

ここに、 $P_{is}$  : 照明柱の  $s$  次の振動において質点  $i$  に作用する強制力

$l_i$  :  $i$  質点が風によって力を受ける  $i$  部材の長さ

$d_i$  :  $i$  質点の平均断面径

$\rho$  : 空気密度

$C_L$  : 揚力係数

## (3) 照明柱の応答

いま、 $s$  次の基準座標を  $a_s$ 、変位モードを  $Y_{is}$  とすれば、 $i$  質点の  $s$  次振動による変位  $y_{is}$  は次式となる。

$$y_{is} = a_s Y_{is} \quad (3)$$

照明柱の  $i$  質点の質量を  $m_i$ 、 $s$  次振動の減衰定数  $h_s (= \lambda_s / 2\pi)$ 、換算質量  $M_s$ 、換算外力  $Q_s$  とすると  $s$  次の振動方程式は次式となる。

$$\ddot{a}_s + 2h_s n_s \dot{a}_s + n_s^2 a_s = \frac{Q_s}{M_s} = P_s \sin n_s t \quad (4)$$

$$M_s = \sum m_i Y_{is}^2, \quad Q_s = \sum P_{is} Y_{is}$$

上式は正弦波による強制振動であることから、系が初め静止していたとすると、 $a_s$  は次式で表わされる。

$$a_s = \frac{P_s}{2n_s^2(h_s^2 + 4)} \{ \sin n_s t (h_s \sin 2n_s t - 2 \cos 2n_s t + 2 \exp(-h_s n_s t)) \\ + \cos n_s t (h_s \cos 2n_s t + 2 \sin 2n_s t - h_s \exp(-h_s n_s t)) \} \\ + \frac{P_s}{2h_s n_s^2} \{ \exp(-h_s n_s t) - 1 \} \cos n_s t \quad (5)$$

(5) 式を (3) 式に代入すれば、照明柱の  $i$  質点における  $s$  次振動の応答を求めることができる。いま、照明柱の  $q$  質点に衝撃ダンパーがあるものとすれば、次に述べる衝撃ダンパーの入力変位  $\phi_{qs}$  は次式で表わされる。

$$\phi_{qs} = a_s Y_{qs} \quad (6)$$

#### 4. 2 衝撃ダンパー内の鋼球の振動

衝撃ダンパーの内部には多くの鋼球があることから、当然振動モードの違いにより各球の運動は多少異なっている。しかし、照明柱の高さに比べて衝撃ダンパーの高さが小さいこと、簡単な計算法で解析したいことから、衝撃ダンパー中央部における1個の鋼球の振動を考え、それを個数倍することにより衝撃ダンパー全体の振動を表現できるものと仮定した。

##### (1) 第1回目の衝突判定

図-9を参照し、球の重心における水平方向の運動方程式は次式となる。

$$m \ddot{x} = -F \quad (7)$$

$m$  : 球の質量

$F$  : 摩擦力

O点回りのモーメントの釣合は

$$I_p \ddot{\theta} = r F \quad (8)$$

$I_p$  : 球の質量の慣性モーメント ( $= 0.4 m r^2$ )

球の水平変位  $x$  は回転角  $\theta$ 、入力変位  $\phi_{qs}$  および球の滑り量  $\Delta x$  を用いると次式となる。

$$x = \phi_{qs} + r \theta + \Delta x \quad (9)$$

(7)~(9)式を整理すると次式が得られる。

$$3.5 \ddot{x} = \ddot{\phi}_{qs} + \Delta \ddot{x} \quad (10)$$

いま、衝撃ダンパーの衝撃力により入力変位  $\phi_{qs}$  はかなり小さくなることから、ここでは滑り量  $\Delta x$  を無視すると、(10)式より球の速度および変位は次式となる。

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \dot{\phi}_{qs} / 3.5 + C_1 \\ x &= \phi_{qs} / 3.5 + C_1 t + C_2 \end{aligned} \quad (11)$$

初期条件  $t=0$  において球が中央部に静止している場合、(11)式において  $\dot{x}=0$ 、 $x=0$  とおき、(9)式より球の回転変位  $r \theta(t)$  を刻々計算し、(12)式の条件より衝突時刻を求める。この場合、入力変位  $\phi_{qs}$  の振動数にも関係するが、初めは荒い時間刻みで衝突時刻を求め、次にその近傍を小さな刻みで計算を行う。

$$|r \theta(t)| \geq C \quad (12)$$

時間刻み  $\Delta t$ 、衝突直前の時刻を  $t_1$ 、直後の時刻を  $t_2$  とし、 $t_1$  における球と入力の変位および速度を  $x_1$ 、 $\dot{x}_1$  と  $\phi_1$ 、 $\dot{\phi}_1$  とすると、これらの値は既知である。

$$\begin{aligned} t_2 &= t_1 + \Delta t, & x_1 &= x(t_1), & \dot{x}_1 &= \dot{x}(t_1) \\ \phi_1 &= \phi_{qs}(t_1) & \dot{\phi}_1 &= \dot{\phi}_{qs}(t_1) \end{aligned} \quad (13)$$

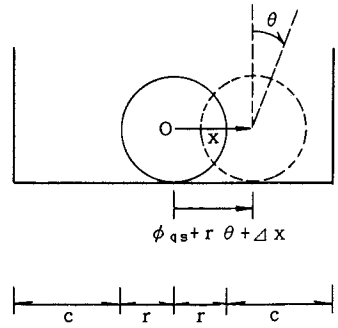


図-9 球の振動

衝突時には反発係数  $e$  を用いて次の関係式が導かれる。

$$\begin{aligned} e &= (\dot{x}_2 - \dot{\phi}_2) / (\dot{\phi}_1 - \dot{x}_1) \\ \dot{x}_2 &= \dot{\phi}_2 + e (\dot{\phi}_1 - \dot{x}_1) \end{aligned} \quad (14)$$

## (2) 衝撃力による応答

(14)式において  $\dot{\phi}_2$  は衝撃力によって変化することになる。衝撃力作用時間  $\Delta t$  において衝撃力  $P(t)$  が作用したとすると、この間の力積は

$$\begin{aligned} P(t) \Delta t &= m (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) \\ P(t) &= m (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) / \Delta t \end{aligned} \quad (15)$$

ここで衝撃力を正確に求めることは難しいので、本解析においては、実験より得られた  $\Delta t$  が 2 msec と非常に小さいことから  $P(t)$  は  $\Delta t$  の間において一定とし、近似的に次式に示す平均値を用いた。

$$P(t) = m (\ddot{x}_1 - \ddot{x}_2) / 2 \quad (16)$$

(16)式に示す衝撃力が  $t_1$  の時刻より  $\Delta t$  間、照明柱の  $q$  点に作用した場合の応答を求める。いま、衝撃のみによる応答変位  $\bar{\phi}_{qs}(t_0)$  は基準座標  $\bar{a}_s$  を用いて次の振動方程式より得られる。

$$\begin{aligned} \bar{\phi}_{qs}(t_0) &= \bar{a}_s Y_{qs} \\ \ddot{\bar{a}}_s + 2h_s n_s \dot{\bar{a}}_s + n_s^2 \bar{a}_s &= \bar{P}(t_0) \\ t_0 = t - t_1, \quad 0 \leq t_0 \leq \Delta t & \quad \bar{P}(t_0) = P(t_0) Y_{qs} / M_s, \\ t_0 > \Delta t & \quad \bar{P}(t_0) = 0 \end{aligned} \quad (17)$$

図-10 に示すように、 $t_2$  以後における衝撃ダンパーの新しい入力変位は、風による応答値に衝撃による応答値を加えたものになる。時刻  $t_2$  における初期条件を代入することにより、1 回目の衝突後の入力変位を求め、次の衝突の判定を刻々行えばよい。

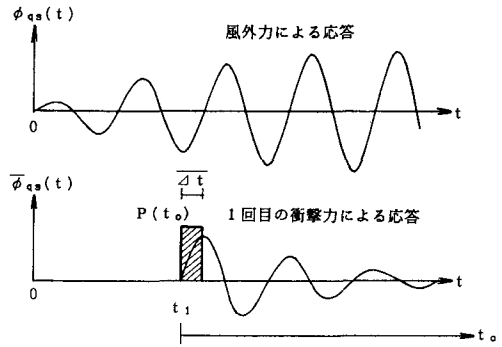


図-10 衝撃力による応答

## 5. 数値解析結果

### 5. 1 照明柱の応答

図-4 に示す八角形および円形断面の照明柱をそれぞれ 24 および 22 節点の多質点系に置換し、有限要素法を用いて固有値解析を行った。その結果を図-11 に示す。面内方向の実験値は得られていないが、八角柱の面外 2 次の固有振動数を除けば、固有振動数および変位モードとも計算値と実験値はよく一致しており、解析モデルの妥当性が確認された。

4. に示した理論をもとに、固有値解析より得られた振動特性を用いて、風外力が作用したときの照明柱の各節点での応答値を求めた。解析においては変位モードのみ理論値を用い、風速、対数減衰率および固有振動数は表-1 に示す実験値を使用した。また、(2)式に示す揚力係数  $C_L$  については、古くから研究<sup>6)~9)</sup>



|     |            | 面内振動        |              |              | 面外振動           |                |                  |
|-----|------------|-------------|--------------|--------------|----------------|----------------|------------------|
|     |            | 1 次         | 2 次          | 3 次          | 1 次            | 2 次            | 3 次              |
| 八角柱 | 変位モード      |             |              |              |                |                |                  |
|     | 固有振動数 (Hz) | —<br>(2.94) | —<br>(11.34) | —<br>(19.85) | 2.82<br>(2.94) | 7.13<br>(8.74) | 19.16<br>(20.28) |
| 円柱  | 変位モード      |             |              |              |                |                |                  |
|     | 固有振動数 (Hz) | —<br>(1.89) | —<br>(5.61)  | —<br>(13.87) | 1.83<br>(1.87) | 5.58<br>(5.27) | 13.55<br>(13.74) |

— : 理論値 ( ) 内 : 理論値  
○ : 実験値

図-11 照明柱の振動特性

されており、その多くは煙突などの塔状構造物に関するものである。この場合、カルマン渦による渦励振振動が発生し風と照明柱が同調するとき、次の関係式が成立するといわれている。

$$C_L = \frac{8 m \pi f^2 \lambda}{\rho V^2 \ell} \left( \frac{a}{D} \right) \quad (18)$$

ここに    m : 振動物体（照明柱）の質量                      λ : 対数減衰率  
          a : 変位振幅                                      f : 振動数                      V : 風速  
          D : 物体の代表径                                ρ : 空気密度                      ℓ : 物体の高さ

(18)式に表-1の風洞実験結果を代入して求めると、八角柱で $C_L=0.3$ 、円柱で $C_L=0.08$  が得られた。この値を用いて、衝撃ダンパーの無い場合の照明柱の応答計算を行ったところ、実験値と計算値にかなりの違いが見られた。この理由としては照明柱が基部から頂部に向かって断面が小さくなることや、頂部に断面の大きな照明灯があること、振動モードが異なれば揚力係数  $C_L$  の値も異なってくることなどが考えられる。そこで、照明柱頂部の応答変位が計算値と実験値とで一致するような  $C_L$  の値を求めたところ、八角柱の面外1次で0.20、面外2次で0.21、また円柱の面外2次で0.03、面外3次で0.19 が得られた。以後の衝撃ダンパーの制振効果に関する計算ではこれらの値を用いることにした。

次に、照明柱に衝撃ダンパーを設置した場合の応答計算を行った。解析の際の諸元は風洞実験の時と同じ値（八角柱：重量 0.534 kg × 12 個、遊間距離  $C=0.23$  cm、円柱：重量 0.352 kg × 20 個、遊間距離  $C$

=0.07 cm) を用い、反発係数は 0.3 と仮定した。また衝撃力の作用時間は実験結果より 2 msec としている。計算結果を表-2 に示しているが、円柱の面外 3 次振動では良い結果が得られなかった。この理由として、照明柱の固有振動数が高くなると、短時間で衝突を繰り返すことから、数値解析における時間刻み間隔

が衝撃力作用時間 2 msec に対して近くなるため、衝突前後の球の速度推定に誤差が生じたものと考えられる。したがって、最適時間刻み間隔と振動数の関係、衝撃波形の仮定など今後より正確な解析法を開発することが必要であろう。表-2 によれば、八角柱および円柱とも実験値と解析値が一致しており、固有振動数 10Hz 以下の振動に対しては、先に示した解析方法で十分計算できるものと思われる。

## 5. 2 制振効果に及ぼすパラメータの影響

衝撃ダンパーの制振効果に関して、反発係数、遊間距離、および制振子の重量が重要なパラメータであることは前述したが、これらのパラメータが制振効率に及ぼす影響について詳しく調べることにした。表-1 に示すように八角柱が円柱よりも振動しやすいこと、また八角柱においても面外 2 次の方が最大応答発生時刻が面外 1 次比べて短いことから、計算の容易な八角柱面外 2 次振動（固有振動数 7.13 Hz、対数減衰率  $\lambda = 0.01$ ）を対象として数値計算を行った。

### (1) 反発係数の影響

鋼球 12 個、遊間距離 2.3 mm を一定にし、反発係数  $e$  の値を 0.1 ~ 0.5 に変化させた場合の照明柱の応答値を求めた。また、鋼球の初期の位置が衝撃室の中央にある場合(ICON 1)と衝撃室の端部にある場合(ICON 2)の 2 通りに対しても併せて検討を行った。表-3 にこれらの結果を示しているが、反発係数が大きくなるほど制振効率が大きいことがわかる。また、入力変位に対して遊間距離が十分小さい場合には安定した同期振動が発生することから、鋼球の初期の位置による差異は全くみられなかった。

### (2) 遊間距離の影響

鋼球の個数 12 個、反発係数  $e = 0.3$  の条件の下で遊間距離  $C = 1 \sim 4$  mm に変化させ、照明柱の応答を求めた。表-4 より遊間距離  $C$  が大きくなるほど制振効率が悪くなっている。既往の研究によれば、遊間距離が大きいほど衝撃力は大きくなるとされているが、照明柱に用いる場合には遊間距離を小さくした方が、照明柱の応答がまだ成長していない早い時刻より鋼球が同期振動を始め、結果として大きな制振効果を発揮するようである。表中の時刻は同期振動の始まった時刻を示している。

表-2 実験値と計算値の最大応答値比較（照明柱頂部）

|           | 八角柱               |      |                   |      | 円柱                |      |
|-----------|-------------------|------|-------------------|------|-------------------|------|
|           | 面外 1 次<br>2.82 Hz |      | 面外 2 次<br>7.13 Hz |      | 面外 2 次<br>5.58 Hz |      |
|           | 実験値               | 計算値  | 実験値               | 計算値  | 実験値               | 計算値  |
| 変位 (cm)   | 0.16              | 0.21 | 0.11              | 0.10 | 0.02              | 0.02 |
| 加速度 (gal) | 49                | 67   | 210               | 199  | 20                | 21   |

表-3 反発係数  $e$  の影響

( $C = 2.3$  mm, 制振子 12 個)

八角柱面外 2 次

| 反発係数<br>$e$ | 最大応答変位 (cm) |        | 制振効率 |
|-------------|-------------|--------|------|
|             | ICON 1      | ICON 2 |      |
| 0.1         | 0.20        | 0.20   | 0.72 |
| 0.2         | 0.16        | 0.16   | 0.77 |
| 0.3         | 0.13        | 0.13   | 0.82 |
| 0.4         | 0.10        | 0.10   | 0.86 |
| 0.5         | 0.08        | 0.08   | 0.89 |

ICON 1: 制振子初期位置ダンパー中央

ICON 2: 制振子初期位置ダンパー端部

表-4 遊間距離  $C$  の影響

( $e = 0.3$ , 制振子 12 個)

八角柱面外 2 次

| 遊間 $C$ | 変位<br>(cm) | 加速度<br>(gal) | 制振効率 | 時刻<br>(sec) |
|--------|------------|--------------|------|-------------|
| 1 mm   | 0.07       | 150          | 0.90 | 2.7         |
| 2 mm   | 0.12       | 240          | 0.83 | 6.0         |
| 2.3 mm | 0.13       | 270          | 0.82 | 7.1         |
| 3 mm   | 0.16       | 325          | 0.78 | 10.2        |
| 4 mm   | 0.20       | 440          | 0.72 | 16.4        |

### (3) 鋼球個数の影響

反発係数  $e = 0.3$  および遊間距離 2.3 mm の下で鋼球の個数を 0～13 個まで変化させた時、すなわち照明柱全体に対する鋼球の質量比を変化させた場合の制振効率について検討を行った。この場合、実験結果の得られている面外 1 次振動に対しても計算を行った。図-12 に計算値を実験値と比較して示す。面外 1 次では実験値と計算値はよく一致しているが、面外 2 次では多少違いが見られる。しかし、一般的傾向として鋼球の個数が多くなるにつれて制振効率は大きくなるが、その変化の割合は小さい。したがって、通常 4～6 個程度用いれば十分と思われる。

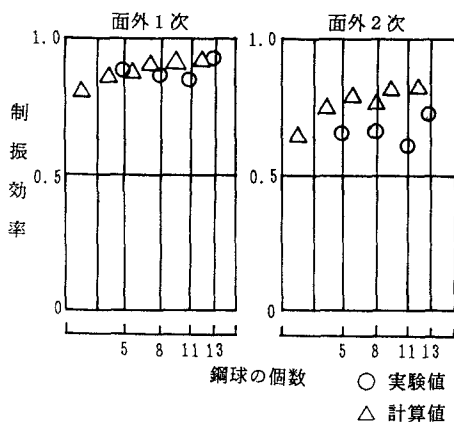


図-12 鋼球個数の影響

## 6. まとめ

本研究において振動実験により衝撃ダンパーの基本的振動特性を明らかにでき、また風洞実験により衝撃ダンパーの制振効果を確認することができた。本論文に示した数値計算法によって、衝撃ダンパーの制振効果を考慮した照明柱の応答を解析することができた。以上の結果をまとめれば次の通りである。

- (1) ダンパーの基本的振動特性として、入力周波数と無関係に、入力加速度  $\dot{\phi}$  と無次元パラメータ  $C/\phi$  の間にはほぼ直線的な関係が成り立つ。また、壁面のウレタン樹脂塗装によって鋼球と衝突壁面間の反発係数が小さくなるため同期領域が多少狭まる。
- (2) 照明柱の構造減衰に着目した場合、八角柱ポールでは 0.02 以上、また円柱ポールでは 0.03 以上の対数減衰率を有すれば耐風的に十分制振効果が期待できることが、風洞実験により明らかになった。
- (3) 設計パラメータとして重要な反発係数、遊間距離および鋼球の個数による制振効果への影響を検討したところ、反発係数は大きいほど、遊間距離は小さいほど、鋼球の個数は多いほど有効であることがわかった。

以上のことから、衝撃ダンパーは照明柱のカルマン渦励振振動をかなり制御できることを風洞実験および数値計算により明らかにすることができた。また、ダンパーの設計に際して考慮すべき各パラメータの影響を明らかにできた。実際の設計においては、照明柱の各次数の固有振動数に対応するカルマン振動の応答加速度を求め、これをダンパーへの入力加速度とする。このとき図-3 のようなグラフを用いて各次数に対応する限界遊間距離を求め、その中で最小となるものを最適遊間距離とする。次に衝撃音の低減を図りつつ、できるだけ鋼球と壁面間の反発係数が大きくなるように工夫すると共に、数個の鋼球を用いて衝撃力を大きくするのが合理的であると考えられる。今後は、各振動モードに対して最適な制御を得るため、小型衝撃ダンパーを複数個、異なる場所に設置した場合の数値計算法の開発、滑りの影響、衝撃ダンパーの傾斜による影響等を明らかにしていく予定である。

## 参考文献

- 1) 山田勝彦, 秋元茂男:「大鳴門橋照明用柱の耐風検討」, 本四技報, No.36(1985), 26-29
- 2) 得丸英勝, 小寺 忠:「衝突による連続体の制振について」, 日本機械学会論文集, 35(1969)277, 1864-1873
- 3) 山田 元:「断片線形系に対する衝撃ダンパの制振効果」, 日本機械学会論文集, 39(1973)322, 1833-1845
- 4) 安田仁彦, 豊田 満:「衝撃ダンパの制振作用について」, 日本機械学会論文集, 43(1977)371, 2544-2549
- 5) 大亦絢一郎, 岩田行雄:「弾性支持された衝撃ダンパの制振効果について」, 日本機械学会論文集, 45(1979)395, 864-867
- 6) K.DeGHETTO and W.Long:” Dynamic Stability Design of Stacks and Towers”, J.Eng.Ind.Trans.of the ASME, (1966), 462-467
- 7) N.Ferguson and G.V.Parkinson:” Surface and Wake Flow Phenomena of the Vortex-Excited Oscillation of Circular Cylinder”, J.Eng.Ind.Trans.of the ASME, (1967), 831-838
- 8) T.Yano and S.Takahara:” Study on Unsteady Aerodynamic Forces Acting on an Oscillating Cylinder”, 1971, Wind Effects on Building and Structure, Tokyo, 737-746
- 9) T.Yamaguchi, K.Shirai, and S.Umehara:” Vibration Caused by KARMAN Vortex on Bridge Members and its Countermeasures”, 1971, Wind Effects on Building and Structure, Tokyo, 757-766
- 10) Y.Ogata, A.Togiya, and M.Yamashita:” Wind-Excited Vibrations of Steel Stacks”, 1971, Wind Effects on Building and Structure, Tokyo, 757-766
- 11) 岡内 功, 伊藤 学, 宮田利雄:耐風構造, 丸善, 昭和52
- 12) 小坪清真:土木振動学, 森北, 昭和48

(1989年10月2日受付)