

振子式動吸振器による吊橋の連成フラッターの制御

Suppression of Coupled Flutter of a Suspension Bridge by Tuned Pendulum Damper

岡田 徹*, 本家 浩一**, 杉井 謙一***, 島田 諭****, 小林 紘士*****

Toru OKADA, Koichi HONKE, Kenichi SUGII, Satoshi SHIMADA and Hiroshi KOBAYASHI

*	(株)神戸製鋼所 機械研究所 振動音響研究室	(〒651-2271 神戸市西区高塚台 1-5-5)
**	工博 (株)神戸製鋼所 機械研究所 振動音響研究室	(〒651-2271 神戸市西区高塚台 1-5-5)
***	工博 (株)神戸製鋼所 都市環境事業部 構造技術部 部長	(〒657-0845 神戸市灘区岩屋中町 4-2-15)
****	コベルコ科研(株) 尼崎事業所 振音流動技術室	(〒660-0083 兵庫県尼崎市道意町 6-32)
*****	工博 立命館大学 理工学部 土木工学科 教授	(〒525-0055 滋賀県草津市野路東 1-1-1)

We proposed a tuned pendulum damper(TPD) to suppress bridge deck flutter. In the previous paper, the effectiveness of TPD is confirmed by flutter analysis for a 2D bridge deck model and through wind tunnel testing of a 2D spring supported bridge deck model. In this paper, the effect of the TPD for 2,500m streamlined box girder suspension bridge was examined by complex eigenvalue analysis of a three dimensional frame model. The horizontal force induced by TPD motion decreases the effect of TPD. We derived a suitable arrangement of TPDs which reduces the horizontal forces. It was confirmed that the flutter speed was increased from 64m/s without TPD to 82m/s with a TPD 1.5% of the total cable and girder mass at the center and two 0.375% TPDs at 1/6 and 5/6 of the center span.

Key Words: tuned pendulum damper, coupled flutter, flutter suppression, direct flutter FEM analysis

1. はじめに

橋梁の長大化が図られる現在,連成フラッターに対する耐風安定性の確保が最重要課題となっており,各種検討が行われている.その代表的なものとしては,補剛桁の断面形状の工夫や2箱桁化,ケーブルシステム⁹⁾の改良等の構造的な対策とともに,動吸振器^{2)9)やジャイロダンパー⁹⁾の9)9),アクティブフラップ⁹⁾¹⁰⁾等の制振装置による対策が挙げられる.これらの方法のうちジャイロダンパーやアクティブフラップ等のエネルギー供給型の制振装置については,高い耐風安定化効果を有することが解析および実験により確認されている.しかし,これらエネルギー供給型の制振機構は,電力の安定供給や長期使用の信頼性などが懸念され,エネルギーを必要としないパッシブな制振装置が望まれているのが現状である.実際にパッシブな装置として,上述した動吸振器以外に,偏載質量による方法¹¹⁾やパッシブにフラップを制御する方法¹²⁾なども提案され検討が行われている.}

この様な観点から,著者らは,パッシブな制振装置として振子型動吸振器(TPD)¹³⁾の適用を試み,文献¹⁴⁾で2次元解析および2次元風洞実験により,そのフラッタ制御効果を確認した.この振子型動吸振器は,等しい曲率半径を

有する円軌道上を台車が走行するタイプの動吸振器に置き換えることが可能であり,十分にコンパクトな構造にできる.また,振子運動の特徴として,非常に長周期である超長大橋の連成フラッターに対しても,円軌道の曲率半径を長くすることにより,動吸振器の固有振動数を容易に同調することができるという利点もある.さらに,この振子型動吸振器のフラッター抑制効果は,ばね質量系で構成される動吸振器の性能を表す質量比に相当するパラメータとして,動吸振器の質量とその取付高さおよび橋梁の極慣性モーメントから定義される等価極慣性モーメント比で評価でき,その比を大きく出来れば,高い耐風安定化効果を有することも確認している.

しかしながら,以上の検討は解析および実験ともに橋梁の鉛直曲げとねじれの2自由度モデルで評価しているため,動吸振器の振子運動による水平方向の力を無視した検討となっている.3次元モデルを用いた吊橋のフラッター解析では,連成フラッター発生・発達状況は水平方向の振動モードの影響も若干関与することが報告されている¹⁵⁾.さらに,その水平モードに対して,動吸振器により生じる水平方向の力は少なからず影響を与えるものと考えられる.したがって,超長大吊橋の連成フラッター特性に及ぼす振子型動吸振器の効果をより詳細にかつ適切に評価す

るためには、非定常空気力に基づく立体骨組みフラッター解析¹⁹⁾を実施する必要があるものと言える。

この様な観点から、著者らは、中央支間長が2,500mの超長大箱桁形式吊橋を対象として、平板翼の非定常揚力と非定常空気力モーメントを用いた立体骨組みフラッター解析を行い、フラッターに対する振り子型動吸振器の有効性を検討した。本論文では、まず対象吊橋の固有振動特性やフラッター特性などの基本特性を示す。次に橋梁の捩れ振動に対する振り子型動吸振器の性能を説明し、対象吊橋を曲げおよびねじれの2自由度モデルに置き換えて振り子型動吸振器の効果を説明する。最後に、3次元フラッター解析により、振り子型動吸振器により生じる水平力と橋梁の水平振動モードの関係を明らかにし、その振動モードを考慮した動吸振器の適切な配置を提案して連成フラッターに対する動吸振器の有効性を検討している。

2. 対象橋梁と橋梁の基本特性

2.1 対象橋梁

本研究では、文献1を参考として図1に示すような桁高7mの流線形箱桁を有する超長大橋（中央支間長2,500m、側支間長1,250m）を基本検討の対象とした。対象橋梁の基本諸元を表1に示す。なお、文献1では、ケーブルのサグ比を1/9とし、許容応力度を明石海峡大橋の82kgf/mm²から100kgf/mm²に変更することにより、ケーブル重量 w_c を $w_c=11.0\text{tf/m/Br.}$ として検討を行っている。しかし、本研究では動吸振器による重量の増加を考慮して、従来の設計例として同文献に記載されているサグ比1/10、許容応力度を82kgf/mm²とした場合のケーブル重量 $w_c=17.0\text{tf/m/Br.}$ を用いて検討を行った。また、主塔の諸元は、塔柱の断面2次モーメントを面内および面外方向それぞれ100m⁴、200m⁴とし、その間に腹材と塔頂水平材および中間水平材を加えて計算している。

2.2 解析条件

解析モデルは図2に示すように中央径間を20等分、側径間を10等分した立体骨組みモデルを用いた。3次元連成フラッター解析では、平板翼の非定常揚力と非定常空気力モーメントを補剛桁に作用させた。それら自励空気力を加速度比例型にまとめて、複素固有値解析により複素固有値と複素固有ベクトルを算出する直接法を実施した¹⁹⁾。ここで、桁の横たわみ振動に伴う抗力は考慮するものとしたが（桁の抗力係数0.65）、有風時における静的な横たわみ、および、ケーブルに作用する抗力と揚力は無視している。また、構造減衰については、ゼロと仮定している。複素固有値解析の計算は汎用プログラムであるNASTRANを用いて計算を実施した。なお、図2に示す矢印A、BおよびB'は後述する振り子型動吸振器の取付位置である。その解析方法については後で説明する。

2.3 対象橋梁の固有振動特性

まず図2に示す立体骨組みモデルの固有値解析を実施した。表2に代表的な振動モードの固有振動数および等価質量を列挙する。表中に示している鉛直、水平およびねじれモードの等価質量 m_{ey} 、 m_{ex} 、等価極慣性モーメント I_e はそれぞれ次式により算出している。

$$m_{ey} = \frac{[\phi]^T M [\phi]}{\sum_j \phi_{yj}^2 \Delta x}, \quad m_{ex} = \frac{[\phi]^T M [\phi]}{\sum_j \phi_{xj}^2 \Delta x}, \quad I_e = \frac{[\phi]^T M [\phi]}{\sum_j \phi_{\theta j}^2 \Delta x} \quad (1)$$

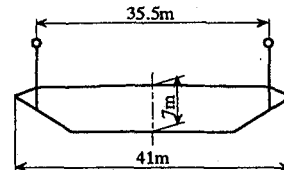


図1 対象橋梁の断面図¹⁾

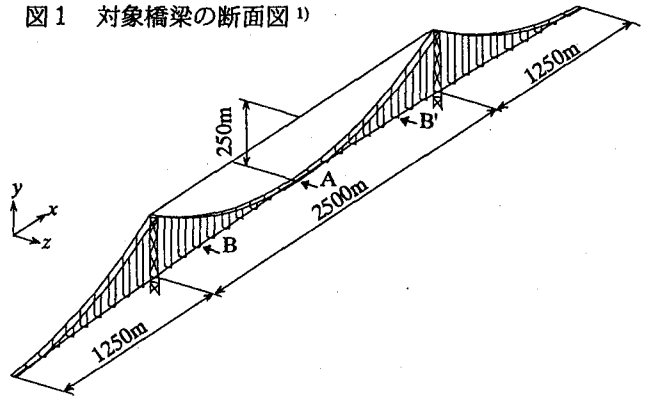


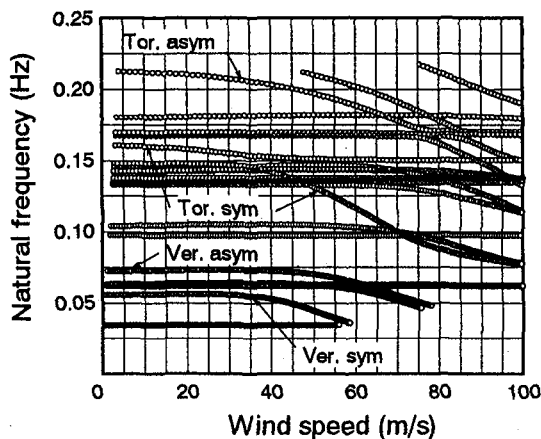
図2 解析モデル¹⁾

表1 対象橋梁の基本諸元¹⁾

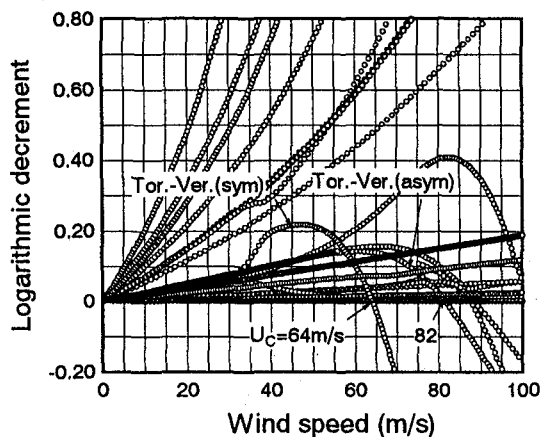
項目		構造諸量
支間長		1,250m + 2,500m + 1,250m
ケーブル	サグ比	1/10
	間隔	35.5 m
	有効断面積	$2 \times 0.95 = 1.9 \text{ m}^2/\text{Br.}$
	許容応力度	82 kgf/mm ²
補剛桁	総幅	41 m
	桁高	7 m
	断面2次モーメント	鉛直 12 m ⁴ /Br.
		水平 160 m ⁴ /Br.
	純ねじり定数	26 m ⁴ /Br.
死荷重	吊構造部	24 t/m/Br.
	ケーブル	17 t/m/Br.
	合計	41 t/m/Br.
吊構造部重量極慣性		3,300 tm ² /m/Br.
ハンガー断面積		0.03 m ² /125m/Cable

表2 固有値解析結果

振動モード	次数	固有振動数 Hz	等価質量 tf/m	等価重量極慣性 tfm ² /m
鉛直	対称1次	2 0.0555	41.36	—
	逆対称1次	7 0.0722	41.53	—
	対称2次	9 0.1037	41.42	—
水平	対称1次	1 0.0342	37.27	—
	逆対称1次	5 0.0625	27.74	—
	対称2次	8 0.0971	27.83	—
ねじれ	対称1次	22 0.1480	—	63,547.6
		23 0.1603	—	10,352.8
	逆対称1次	28 0.2121	—	10,250.0



(a) 風速-応答振動数



(b) 風速-対数減衰率

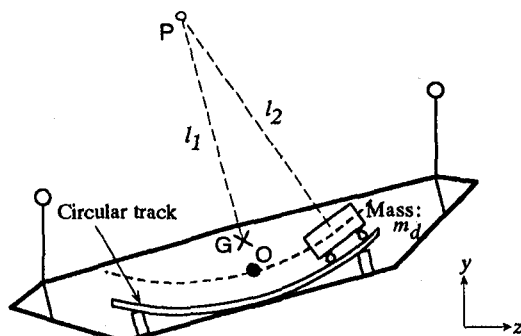
図3 有風時の橋桁の振動特性

を意味する。また、 ϕ_{ij} 、 ϕ_{ij} および $\phi_{\theta j}$ は補剛桁のみの j 番目の節点のそれぞれ鉛直、水平およびねじれ方向の固有モード値、 Δx は補剛桁の節点間距離125mである。なお、逆対称鉛直1次モードと逆対称水平1次モードについては、それぞれ側径間部の位相が異なる2つのモードが存在するが、等価質量の小さい方のモードのみ示している。

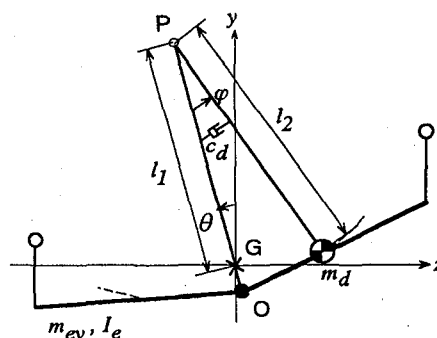
2.4 対象橋梁の連成フラッター特性

次に前述した条件のもと、図2の基本モデル単独のフラッター解析を実施した。その結果を図3に示す。図3(a)に風速と固有振動数の関係、図3(b)に風速と空力による対数減衰率の関係を示す。これらの図は、非定常空気を計算する際の換算振動数を順次変化させて、複素固有値解析を繰返すことにより求まる固有値を、各モードの振動数と換算振動数から決まる風速に対応付けて丸印で表示している。図3(b)において、空力減衰が正から負になる風速をフラッター発現風速 U_c とした。図から、本検討モデルでは、対称鉛直1次と対称ねじれ1次の連成フラッターが風速64m/sで、逆対称鉛直1次と逆対称ねじれ1次の連成フラッターが風速82m/sで発生した。

本論文では、連成フラッター発現風速の目標値を、明石海峡大橋の照査風速である78m/sを参考として80m/sに設定



(a) 動吸振器設置例



(b) 振り子型動吸振器解析モデル

図4 動吸振器の構造

することにする。よって、ここでは対称鉛直1次と対称ねじれ1次の連成フラッターを対象として、動吸振器の耐風安定効果を検討する。

3. 振り子型動吸振器と2次元モデルによる検証

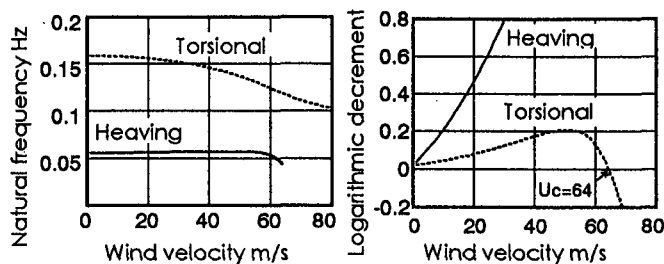
3.1 振り子型動吸振器¹²⁾¹³⁾

本研究では、図4(a)に示すように円軌道上を台車が走行するタイプの動吸振器を補剛桁内部に設置することを想定している。この円軌道型動吸振器を、図4(b)に示す等しい曲率半径を有する振り子型動吸振器にモデル化して検討を行なった。

まず、振り子型動吸振器の橋梁の捩れ振動に対する振動抑制性能を説明する。補剛桁の回転中心をG、振り子の支点をPとする。ここで、動吸振器質量は補剛桁の重心点Oを通過するとしている。橋梁の鉛直モードの等価質量を m_e 、G点回りの等価極慣性モーメントを I_e 、 m_d を動吸振器の質量、 c_d を動吸振器に付加する減衰係数、 l_2 を振り子型動吸振器の曲率半径、 l_1 を振り子型動吸振器の回転中心PとGの距離とする。ここで、動吸振器の性能を表す等価極慣性モーメント比 μ_e が次式で与えられる¹²⁾¹³⁾。

$$\mu_e = \frac{m_d l_1^2}{I_e} \quad (2)$$

この式から、振り子型動吸振器は、質量 m_d が大きくなるほど、また補剛桁の回転中心と振り子の支点距離 $PG(=l_1)$ が長くなるほど、その制振性能は向上することが分かる。ここで、本研究では図3(a)の様に、動吸振器を橋桁内に設



(a) 風速-応答振動数 (b) 風速-対数減衰率

図5 2次元フラッター解析結果

置することを想定しているので、振子長さが長くなるほど、P点の位置は上に上がり、PGが長くなる。また補剛桁の回転中心が下がるほど、PGは長くなると言える。なお、振子長さは動吸振器の固有振動数から逆算される値であるため、動吸振器の固有振動数が低い程その長さは長くなり、等価極慣性モーメント比 μ_e は増大する。

3.2 2次元モデルによる振子型動吸振器の効果の検証

まず、表2に示した対称鉛直1次と対称ねじれ1次の固有振動数と等価質量および等価極慣性モーメントを用いて動吸振器を取付けない状態で、2次元連成フラッターの計算を行なった。解析諸元は、桁幅: 41m, 等価質量: $m_{ey} = 41.36t/m$, 等価極慣性モーメント: $I_e = 10352.78 \text{ tm}^2/m$ とし、鉛直および捩れの固有振動数は、それぞれ 0.0555Hz, 0.16Hz とした。その解析結果を図5に示す。フラッター風速は、3次元のフラッター解析と同様に 64m/s となった。

次に、この2次元モデルに動吸振器を取付けた状態で解析を行い、その効果を検証した。動吸振器は全橋の対称ねじれ1次モードに対して最も有効に作用させるために、図2に示した中央径間の中心の位置Aに配置させることを考える。なお、2次元解析により動吸振器の橋軸方向の配置を考慮した検討を行なう場合、補剛桁全体に作用する自励空気力との関係を満足する為に、動吸振器は補剛桁の鉛直およびねじれ方向の振動モードを考慮した等価的な質量に換算して評価する必要がある。このとき、橋桁中央に取付ける動吸振器の質量を M_d とした場合、橋桁の鉛直方向に対して影響を及ぼす動吸振器の等価質量 m_{dy} は、

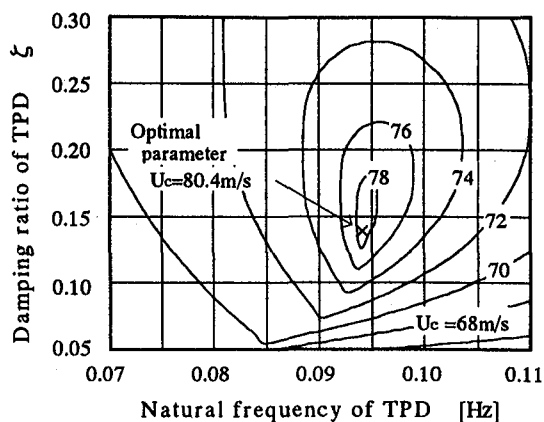
$$m_{dy} = M_d \cdot \frac{\phi_y(x=A)^2}{\sum_j \phi_{yj}^2 \Delta x} \quad (3)$$

また、橋桁のねじれ方向に対しての等価質量 $m_{d\theta}$ は、

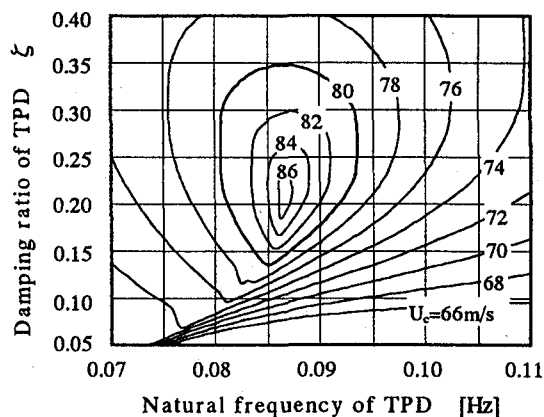
$$m_{d\theta} = M_d \cdot \frac{\phi_\theta(x=A)^2}{\sum_j \phi_{\theta j}^2 \Delta x} \quad (4)$$

となる。ここで、 ϕ_y , ϕ_θ はそれぞれ対称鉛直1次モードの鉛直成分と対称ねじれ1次モードのねじれ成分である。添え字の $(x=A)$ は動吸振器取付け位置A点におけるモード振幅を意味する。

ここで、橋桁とケーブルを合せた全重量 205,000ton (41t/m $\times$ 5000m) に対して、1.5% (3,075ton) および 3.0%



(a) 1.5%質量動吸振器



(b) 3.0%質量動吸振器

図6 動吸振器パラメータとフラッタ風速の関係

(6150ton) の重量の動吸振器を橋梁の中央部Aに取付けた場合について検討を行なった。1.5%および3.0%質量の動吸振器の鉛直方向の等価質量 m_{dy} はそれぞれ 1.76ton/m, 3.52ton/m, ねじれ方向の等価質量 $m_{d\theta}$ はそれぞれ 2.41ton/m, 4.82ton/m となる。動吸振器を含めたフラッター解析は、次の運動方程式を用いて行った。

$$\begin{bmatrix} m_{ey} + m_{dy} & 0 & 0 \\ 0 & I_e + m_{d\theta}(l_2 - l_1)^2 & m_{d\theta}l_2(l_2 - l_1) \\ 0 & m_{d\theta}l_2(l_2 - l_1) & m_{d\theta}l_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_y & 0 & 0 \\ 0 & c_\theta & 0 \\ 0 & 0 & c_\varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_y & 0 & 0 \\ 0 & k_\theta + m_{d\theta}g(l_2 - l_1) & m_{d\theta}l_2g \\ 0 & m_{d\theta}l_2g & m_{d\theta}l_2^2g \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L(y, y, \dot{\theta}, \theta) \\ M(\dot{y}, y, \dot{\theta}, \theta) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

ここで、 k_y , k_θ はそれぞれ鉛直方向、ねじれ方向の等価ばね定数、 g は重力加速度である。右辺の L , M の関数はそれぞれ平板翼の非定常揚力と非定常空気力モーメントである。なお、この2次元モデルでは補剛桁の回転中心Gは補剛桁の重心Oと一致すると仮定して、すなわち $l_1 = l_2$

として計算を行なった。ここで、動吸振器の固有振動数を 0.07~0.11Hz、減衰比を 0.05~0.4 の範囲で与え、そのときのフラッター風速を求めた。その結果を図 6 に示す。図 (a), (b) はそれぞれ 1.5% および 3.0% の質量の動吸振器を取り付けた時の結果である。図中の実線は連成フラッター発生風速の等値線を、図 (a) 中の × 印はフラッター風速が最大値をとる位置である。図 (a) から、1.5% の質量でも動吸振器を最適に調整することにより、フラッター風速が目標風速である 80m/s まで上昇することが確認できる。また、図 (b) から、動吸振器の質量を 3.0% に増加することにより、フラッター風速がさらに上昇するとともに、動吸振器パラメータの広い範囲で、目標風速の 80m/s を満足することが分かる。すなわち、動吸振器のパラメータ調整に対するロバスト性が向上することが確認出来る。因みに式 (2) の振子型動吸振器の性能を表す等価極慣性モーメント比 μ_e は 1.5% および 3.0% の質量の動吸振器に対して、最適調整時においてそれぞれ 18.3% ($f_{TPD}=0.094\text{Hz}$ から $l_1=28.1\text{m}$ として計算)、52.4% ($f_{TPD}=0.086\text{Hz}$ から $l_1=33.6\text{m}$) と大きな値になる。

4. 3次元全橋モデルによる振子型動吸振器の検証

4.1 振子型動吸振器を考慮したフラッター解析

図 2 に示した全橋モデルに対して、振子型動吸振器を取付けた状態で、3次元フラッター解析を行なうことにより、その効果を検証した。動吸振器を含めたフラッター解

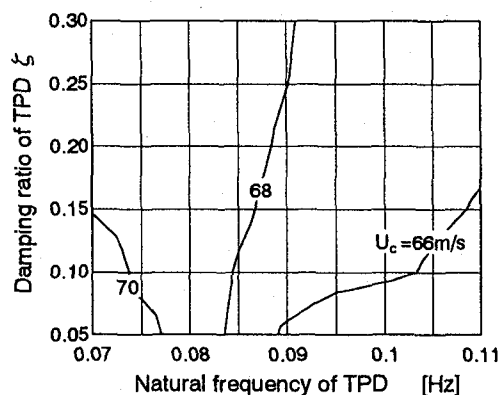
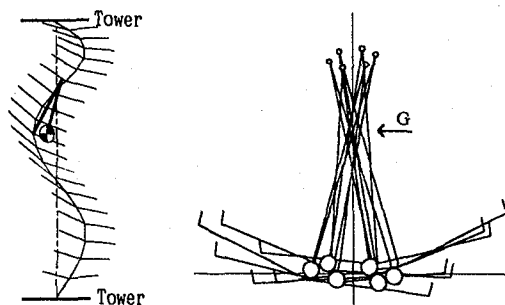


図 7 動吸振器パラメータとフラッター風速の関係 (1.5%TPD, A 点配置)



(a) 上方から見た図 (b) 位置 A の断面図
図 8 フラッター時の橋桁と動吸振器の振動モード

析は、簡単化の為、動吸振器を無視した状態で計算した構造の幾何剛性を用いて構築したモデルに対して、自励空気力と以下に示す動吸振器による発生力をそれぞれ直接組み込んで計算を行なった。

動吸振器により生じる力 F_{TPD} は、橋桁の水平方向変位 z との連成も考慮して、次式で表される。

$$F_{TPD} = - \begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & m_d l_2 (l_2 - l_1) & m_d l_2 \\ 0 & m_d l_2 (l_2 - l_1) & m_d (l_2 - l_1)^2 & m_d l_2 (l_2 - l_1) \\ 0 & m_d l_2 & m_d l_2 (l_2 - l_1) & m_d l_2^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_d & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_d g (l_2 - l_1) & m_d l_2 g \\ 0 & 0 & m_d l_2 g & m_d l_2 g \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y \\ z \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix} \quad (6)$$

この F_{TPD} を動吸振器取付位置の補剛桁節点に直接作用させて解析を実施した。

4.2 振子型動吸振器と橋梁の水平モードの関係

まず最初に、1.5% 質量 (3075ton) の動吸振器を、橋梁中央部 (図 2 の A) に取り付けた時の、耐風安定効果を検証した。動吸振器の固有振動数を 0.07~0.11Hz、減衰比を 0.05~0.3 の範囲で与え、そのときのフラッター風速を求めた。その結果を図 7 に示す。前章の 2 次元モデルによる検討結果 (図 6) と比べると、結果は大きく異なり、動吸振器のパラメータを調整してもほとんどフラッター風速が増加しないことが確認できる。この理由について以下に考察する。

動吸振器の固有振動数を 0.087Hz、減衰比を 0.15 とした時に発生するフラッターの橋桁と動吸振器の振動モードを図 8 に示す。図 8(a) は、中央径間部のみを補剛桁と動吸振器の振動モードを橋軸方向に上から見下ろした図、図 8(b) は動吸振器設置部の断面図である。この時のフラッター風速は 68m/s で、振動数は 0.097Hz。比較の為、動吸振器を設置する前のフラッター振動モード図を図 9 に示す。なお、図 9 では橋桁の回転中心 G を分かりやすくするために、振子の支柱を重ねあわせて表示している。図 8(a)

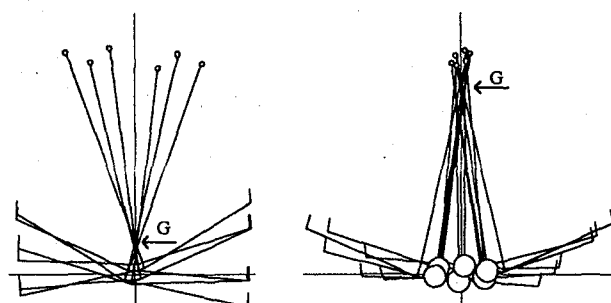


図 9 動吸振器が無い時のフラッター振動モード
図 10 3.0%TPD 設置時のフラッター振動モード

から動吸振器を設置することにより、対称水平2次の振動モードも連成した曲げねじれ連成フラッターが生じていることが確認できる。この理由は、式(6)から分かる様に、本振り子型動吸振器は橋桁のねじり方向のみならず、水平方向に対しても連成力が発生している為で、動吸振器の振動数近傍に対称水平2次の振動モード（無風時 0.971Hz）が存在していることにより、この様な水平成分が連成したフラッター振動モードが発生しているものと考えられる。図9と比較すると、図8(b)の振動モード図では、橋桁が大きく左右に揺れ、その結果、橋桁の回転中心 G がかなり上方に移動している。2章で説明した様に、振り子型動吸振器は、橋桁の回転中心と振り子の支点位置の距離が長い程、高い性能を発揮できる。その距離が短くなった為に動吸振器の効率が下がり、フラッター風速が期待通りに上昇していないものと言える。

次に 3.0%(6150ton)質量の動吸振器を設置した場合の、振動モードを図10に示す。動吸振器の質量を増すことにより、さらに橋桁の回転中心が上方に移動することが確認できる。このことから、動吸振器を設置することにより、水平の振動モードが励起され、動吸振器の効率が下がる方向（回転中心が上方に移動する方向）に橋桁の揺れ振動と水平振動が連成すると考えられる。因みに 3.0%質量の動吸振器の場合も、耐風安定化効果は 1.5%質量の場合と同程度であった。

2次元モデルによる検討で、動吸振器の高い耐風安定化効果が確認された理由は、橋梁の水平振動の影響を考慮せずに、橋桁の回転中心と重心点が一致していると仮定して検討を行なっている為である。しかし、実際には動吸振器の運動により水平方向の力が発生するため、橋梁の水平の振動モードの影響を考慮して検討する必要があることが確認できる。特に動吸振器の設定振動数付近に、橋桁の振動モードが存在する場合には十分に注意する必要がある。なお、各種文献の超長大橋の固有値解析結果を参考にしたところ、フラッター振動数付近に水平の対称2次モードが存在するケースが多く見受けられることを付記しておく。

4.3 振り子型動吸振器の配置方法と効果

前述した振り子型動吸振器と橋梁の水平振動との連成の問題は、動吸振器を橋梁中央部に設置する限り、中央部が振動の節となる逆対称の水平モードと連成することは無い。また、対称水平モードに関しても、この論文で検討されている超長大橋では、1次や3次のモードとは振動数の関係で連成する可能性は低いと予想される。そこで、今問題となっている対称水平2次の振動モードを対象とし、そのモード形状の特徴を利用した対策を検討する。

図11に無風時における対称水平2次の振動モードを示す。このモードは橋梁中心部 A に対して、位相が逆になる個所が存在する。その代表点として中央径間橋軸方向に約 1/6 の位置 B および約 5/6 の位置 B' にも動吸振器を配置し、動吸振器の水平力をキャンセルすることを考える。位

置 B および B' の振幅は、位置 A の約 1.45 倍となる為、ここに位置 A と同一周期の振り子型動吸振器を設置した場合、この水平モードの振動基準座標に関する換算外力は位置 A に対して 1.45² 倍≒2 倍となる。B および B' の 2 個所に設置することから、合わせて 4 倍の換算外力が作用することとなる。よって、B および B' の位置に位置 A の動吸振器の 1/4 倍の質量の動吸振器を配置すれば、位置 A の動吸振器により生じる水平方向の力をほぼキャンセルできる。

なお、動吸振器の耐フラッター効果に関連する、対称ねじれ1次モードに対しては、位置 B の振幅が位置 A の約 1/2 倍になることから、位置 B と B' の動吸振器による換算外力は合わせて 1/2 倍となる。B と B' の動吸振器の質量は上述した通りそれぞれ A の 1/4 に設定する為、それら動吸振器には位置 A の動吸振器に比べて両者合せても 1/8 の質量効果しかない。よって、位置 B および B' に取付けた振り子型動吸振器は、耐フラッター効果に対する寄与は少ない。

ここで、1.5%の質量 (3075ton) の動吸振器を橋梁中央部 A に取り付け、その 1/4 の質量 (768.75ton) の動吸振器を B および B' に設置した時の、耐風安定効果について検証を行なう。前節と同様に動吸振器の固有振動数を 0.07~0.11Hz、減衰比を 0.05~0.3 の範囲で与え、そのときのフラッター風速を求めた。その結果を図12に示す。今度は、動吸振器のパラメータによっては、フラッター風速は目標風速 80m/s を上回る結果が得られ、図6(a)に示した2次元モデルの検討結果と比べて、最適パラメータ値が若干異なるものの、ほぼ同様の結果が得られている。ここで、動吸振器のパラメータを最適値（固有振動数：0.087Hz、減衰比：0.15）に設定した時の、フラッターの振動モードを図13に示す。図13から、水平方向の振動変位は大きく減少し、橋桁の回転中心がかなり下がることが分かる。その結

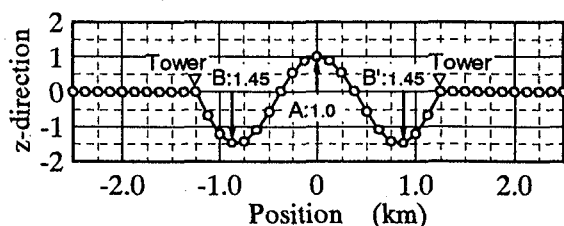


図11 対称水平2次の水平方向振動モード

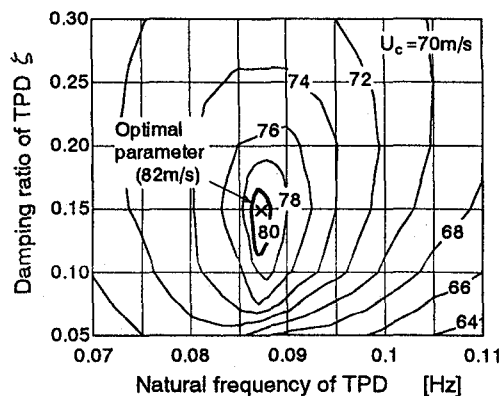
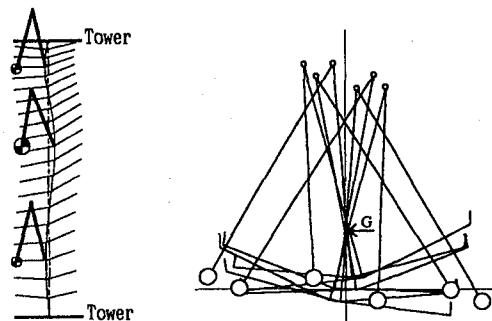
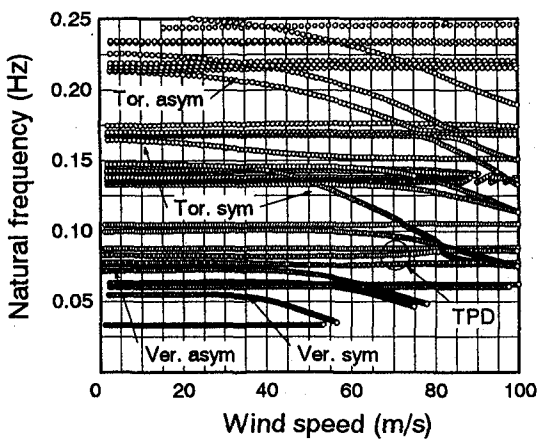


図12 動吸振器パラメータとフラッター風速の関係 (TPD:A=1.5%, B,B'=0.375%)

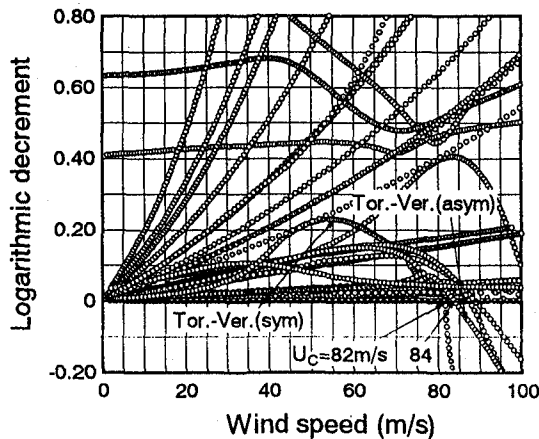
果、回転中心と振子の支点位置の距離 l_1 が長くなり、動吸振器は高い性能が発揮されていると言える。なお、このときの中央Aの動吸振器の回転変位 φ と補剛桁ねじれ変位 θ のモード振幅比 $|\varphi/\theta|$ は 2.5 となる。フラッターの目安とされる補剛桁の捩れ変位が両振幅 2° の時にでも、動吸振器の変位は 5° 。動吸振器の振動数 0.087Hz に相当する振子の曲率半径 $l_2=33\text{m}$ から、その水平移動量は両振幅で約 3m の範囲に納まると言える。次に、図 14(a)および(b)にそれぞれ風速と固有振動数の関係と風速と空力減衰の関係を示す。同図からは分かり難いが、危険風速におけるフ



(a) 上方から見た図 (b) 位置 A の断面図
図 13 フラッター時の橋桁と動吸振器の振動モード
(TPD:A=1.5%, B,B'=0.375%)



(a) 風速-応答振動数



(b) 風速-対数減衰率

図 14 動吸振器設置時の 3 次元フラッター解析結果
(TPD:A=1.5%, B,B'=0.375%)

ラッター振動数は 0.086Hz となり、動吸振器の設定振動数 0.087Hz に近い値となる。このことから、動吸振器によりフラッターの発生が効果的に抑制されているのが分かる。以上の結果から、橋梁の水平振動も考慮される 3 次元解析においても動吸振器による高い耐フラッター効果が確認でき、振子型動吸振器とモード形状を考慮した動吸振器の配置に関する本方法の有効性が確認できる。

最後に橋梁中央部 A に 3.0%(6,150ton)、B および B' にその 1/4 の質量(1,537.5ton)の動吸振器を配置した時の動吸振器パラメータとフラッター風速の関係を図 15 に示す。図から、2 次元モデルの検討と同様に、動吸振器の広いパラメータ範囲で目標風速 80m/s を満足できることが確認できる。なお、図 15 の結果はパラメータによっては、フラッター風速が 90m/s 以上になっているが、この風速はあくまでも、対称鉛直 1 次+対称ねじれ 1 次の連成フラッターの発生風速であることに注意が必要である。このモードに対して調整された動吸振器では、図 3 で動吸振器設置前に対称フラッターモードの次に出現している逆対称鉛直 1 次+逆対称ねじれ 1 次の連成フラッターに対しては、振動数が異なる為、制振効果は少ない。このことは図 3 と図 14 の動吸振器設置前と設置後の風速-減衰率の結果の比較において、このモードのフラッター風速が 82m/s から 84m/s までしか上昇していないことから確認できる。

以上の検討から、中央部の動吸振器の質量を 1.5% とした場合には、目標風速 80m/s をクリアするためには、動吸振器のパラメータをかなりシビアに設定する必要があるが、中央部の動吸振器の質量を 3.0% にまで増すことにより、そのロバスト性が大幅に向上することが確認できる。実際の橋梁においては、橋梁の構造特性や自励空気力の見積もり誤差から、動吸振器のパラメータを最適に設定するのは、ほとんど不可能に近いと言えるため、実際の橋梁に本動吸振器を適用する場合には、補剛桁とケーブルを合わせた全橋の重量の 3.0% 位の質量を有する動吸振器を橋梁の中央部に配置することが必要と考えられる。今後はこの 3% (約 6,150ton) の動吸振器を橋梁の中央部に設置する時の、橋梁の設計上の問題点などについても明らかにし、より詳細な検討を行なっていく所存である。

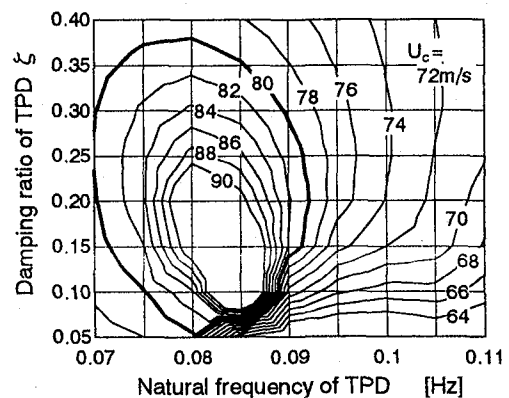


図 15 動吸振器パラメータとフラッター風速の関係
(TPD:A=3.0%, B,B'=0.75%)

5. 結論

本研究は、中央支間長 2500m の超長大吊橋を対象として 3 次元立体骨組みフラッター解析を実施し、吊橋の連成フラッターの抑制に対する振子型動吸振器の効果を検討したものである。得られた主要な結果を以下にまとめる。

(1) 3 次元解析による動吸振器の事前検討として、橋梁の曲げとねじれの 2 自由度モデルで振子型動吸振器の効果を検討した結果、ケーブルと橋桁の全重量(205,000ton)の 1.5%の質量(3,075ton)を有する振子型動吸振器を、橋梁の中央部に取付け、最適パラメータに調整することにより、フラッター発現風速は対策前の 64m/s から 80m/s まで大幅に向上することを確認した。このとき、動吸振器の性能を表す等価極慣性モーメント比は約 18%となる。

(2) 結論(1)と同一条件の振子型動吸振器の効果を 3 次元全橋モデルで検証した結果、パラメータを調整してもフラッター風速は 70m/s にも満たなかった。これは 2 次元解析では考慮していなかった吊橋の水平方向の振動モードの影響が現れる為で、振子型動吸振器による水平方向への発生力により、吊橋の水平の振動モードが励起され、動吸振器の効率が下がる方向(橋桁の回転中心が上方に移動する方向)に橋桁の捩れ振動と水平振動が連成するためである。

(3) 振子型動吸振器の水平力のキャンセル方法として、橋梁の水平方向の振動モードの形状を利用した動吸振器の配置および質量配分の方法を明らかにした。本対象吊橋では対称水平 2 次モードが連成しており、そのモード形状から吊橋中央径間の 1/6 および 5/6 の位置に橋梁中央部の動吸振器の 1/4 の質量の動吸振器を配置することにより水平力はキャンセルされる。橋桁中央部の動吸振器の質量をケーブルと橋桁の全重量の 1.5%とした場合、動吸振器のパラメータを最適値に設定することにより、フラッター発現風速は対策前の 64m/s から 82m/s まで増加する。

(4) 橋梁中央部の動吸振器の質量を 3.0% (6,150ton)とした場合、耐フラッター効果に対する、動吸振器パラメータのロバスト性は向上し、橋梁の構造特性や自励空気力の見積もり誤差等を考慮しても調整可能と思われる広いパラメータ範囲で、本論文で設定する目標風速の 80m/s を満足する。

なお、本研究では、有風時の横たわみ変形や、動吸振器の重量付加による橋梁モデルの幾何剛性の変化を無視して解析を実施している。前者の横たわみの影響に関しては、一般に補剛桁には横たわみ変形に加えて静的ねじれ角も生じる。この際、本振子型動吸振器において、そのねじれ角に応じたオフセットが生じる。このオフセット量が大きくなると、動吸振器が正常に機能するためのクリアランスが十分に取れなくなる恐れがある。また、横たわみ変形している補剛桁に対しての、オフセットした振子型動吸振器の効果についての言及は、本検討からでは不十分である。以上の課題に対するためにも、今後、上記影響を考慮したより詳細な検討が必要と思われる。

参考文献

- 1) 米田, 大野, 田巻, 木村: 超長大箱桁形式の連成フラッター特性に及ぼす鉛直クロスステイの効果, 構造工学論文集, Vol44A, pp.907-916, 1988
- 2) 延藤, 藤野, 伊藤: 橋桁の連成フラッターに対する TMD の制振効果について, 土木学会論文集, Vol398/I-10, pp413-416, 1988
- 3) N.N.DUNG, MIYATA, YAMADA: ECCENTRIC TMD AS PASSIVE CONTROL OF FLUTTER, 土木学会第 52 回年次学術講演会, pp166-167, 1997
- 4) 川島, 池田: 動吸振器によるフラッターの防止について, 第 18 回構造強度に関する講演会講演集, pp126-129, 1979
- 5) 伊藤, 村田: ジャイロによる吊橋の耐風制振効果, 第 26 回年次学術講演会, pp418-419, 1973
- 6) 伊藤, 西田, 三品: ジャイロによる吊橋の耐風制振効果 (第 2 報), 第 28 回年次学術講演会, pp353-356, 1971
- 7) 藤澤: 機械式ダンパーによる連成フラッターの制御, 土木学会第 50 回年次学術講演会, pp1508-1509, 1995
- 8) 飯野, 頭井, 波田: 吊橋の曲げねじれフラッターに対する ジャイロ制振装置の効果, 土木学会第 50 回年次学術講演会, pp328-329, 1995
- 9) H.Kobayashi, H.Nagaoka: Active Control of Flutter of a Suspension Bridge, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 41-44, pp143-151, 1992
- 10) 谷口, 小川, 小林: 補助翼によるフラッターのアクティブコントロール, 土木学会第 52 回年次学術講演会, pp148-149, 1997
- 11) 米田, 大野, 中崎: 超長大箱桁形式の連成フラッター特性に及ぼす偏載質量効果に関する研究, 構造工学論文集, Vol42A, pp.535-546, 1986
- 12) Fujino, Y.: New Control Method for Flutter Suppression of Long-Span Bridges. Proceedings International Seminar on Long Span Bridge Aerodynamics Perspective 98, 1998
- 13) 松久, 顧栄, 王, 西原, 佐藤: 索道搬送器の動吸振器による制振, 日本機械学会論文集 C, 59-562, 1993 年 6 月, pp1717-1721
- 14) 岡田, 本家, 杉井, 島田, 小林: 振子式動吸振器による橋桁の連成フラッターの制御, 風工学シンポジウム論文集, pp341-346, 1998,
- 15) 宮田, 山田, 河藤: 長大橋梁の連成フラッターの解析法の比較検討, 風工学シンポジウム論文集, pp345-350, 1992
- 16) 宮田, 山田, 風間: フラッターモード形に着目した長大吊橋の耐風安定性向上に関する研究, 土木学会論文集, Vol525/I-33, pp191-200, 1995
- 17) 日本鋼構造協会: 構造物の耐風工学, 東京電機大学出版, 1997

(1998 年 9 月 18 日受付)