

減衰力が非対称である摩擦型ダンパーの基礎的検討

武田篤史¹

¹正会員 工博 株式会社大林組 技術研究所（〒204-8558 東京都清瀬市下清戸4-640）

1. はじめに

橋梁の耐震補強において、ダンパーを用いて制震橋梁とする補強事例が増えつつある。適用方法は、図-1に示すように、桁端部と下部構造の間に取り付ける方法¹⁾（以降、「桁端ダンパー」と呼ぶ）や、トラス橋などの斜材に取り付ける方法²⁾（以降、「ダンパーブレース」と呼ぶ）が中心である。制震橋梁とすることで、ダンパーが地震エネルギーを吸収するため、橋脚やトラス部材の部材性能を向上させることなく地震応答を低減することができる。

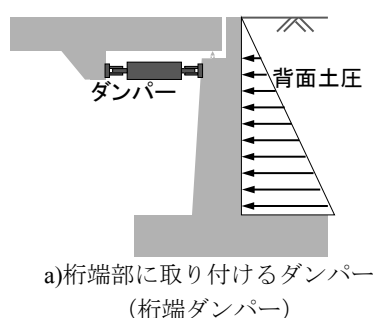
一方で、橋梁に取り付けうるダンパーの減衰力容量は、取り付ける構造の耐力に制約される。桁端ダンパーであれば下部構造の、ダンパーブレースであれば母材の、それぞれ耐力を超える減衰力を発揮させることはできない。ダンパーが稼動する前に、下部構造や母材が破壊してしまうためである。その結

果、十分な減衰力容量のダンパーを用いることができなかつたり、下部構造や母材の補強が必要になつたりする場合がある。

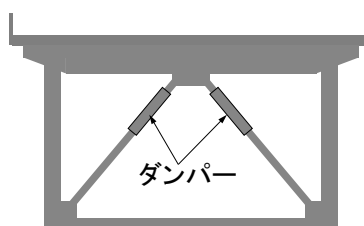
そこで、圧縮側と引張側で減衰力容量が異なる「非対称摩擦型ダンパー」を考案した。

例えば橋台は、図-1a)に示す通り、背面地盤の土圧（主働土圧、受働土圧）が働くため、ダンパー引張力よりダンパー圧縮力に対する耐力が大きいという特徴を有している。また、図-1b)に示すような斜材の母材は、ダンパー圧縮力に対しては降伏に先立って座屈が発生する場合が多く、ダンパー圧縮力よりダンパー引張力に対する耐力が大きいという特徴を有している。これらのケースにおいて、圧縮側と引張側で減衰力容量が異なる本ダンパーを用いることで、より合理的な設計が可能になると考えられる。

本論文では、非対称摩擦型ダンパーに関して、その仕組みや成立条件を示す。さらに構造成立性を確認するために行った、挙動確認実験の結果を示す。



a) 桁端部に取り付けるダンパー
(桁端ダンパー)



b) 斜材に取り付けるダンパー
(ダンパーブレース)

図-1 ダンパーの適用方法

2. 非対称摩擦型ダンパー

本ダンパーは、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパー³⁾を基本として、摩擦面垂直抗力が変動する機構を取付けたものである。皿ばねボルトセッ

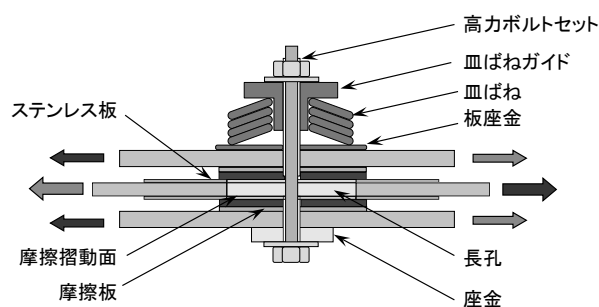


図-2 摩擦型ダンパーの基本構成

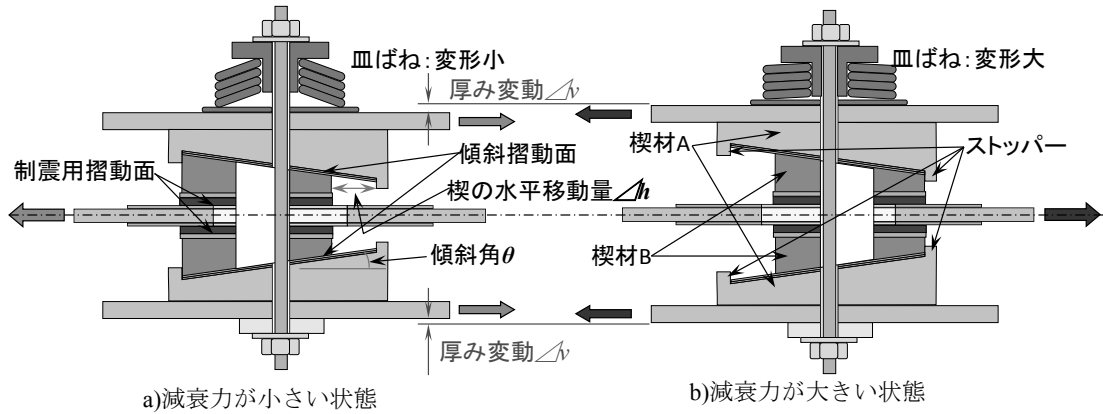


図-3 非対称摩擦型ダンパーの基本構成

トを用いた摩擦型ダンパーは、図-2に示すように、摩擦材とステンレス材からなる摺動面に対して、高力ボルトで締め付けることにより摩擦面垂直抗力を与えて、摩擦力を発生させるものである。高力ボルトの締め付力が皿ばねを介して伝わることにより、摩擦面垂直抗力が安定する。橋梁等に用いるときは、この基本構成を複数個組合せて必要な減衰力とする。

本ダンパーは、図-3に示す通り、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーに、傾斜摺動面を含む楔材A,Bを挟み込んだものである。図-3a)の状態から、b)に示す矢印方向の変形を与えると、楔材Bが右側ストッパーに当たるまで傾斜摺動面で摺動が発生して、b)の状態となる。その結果、全体の厚みが増えて皿ばねが縮むことで摩擦面垂直抗力が増加する。なおも変形を与えると、制震用摺動面における摺動が発生し、増加した摩擦面垂直抗力に対応する摩擦減衰力が発生する。次にa)に示す矢印方向の変形を与えると、同様に、楔材Bが左側ストッパーに当たるまで傾斜摺動面で摺動が発生して、a)の状態となる。この時は、皿ばねが緩むので、摩擦面垂直抗力が減少する。なおも変形を与えると、制震用摺動面における摺動が発生し、減少した摩擦面垂直抗力に対応する摩擦減衰力が発生する。

3. 非対称摩擦型ダンパーの成立条件と各パラメータの影響)

(1) 非対称摩擦型ダンパーの成立条件

本ダンパーは、制震用摺動面に先立って傾斜摺動面が摺動する必要がある。特に、図-3a)の状態からb)の状態に向けて動き出すときの挙動がクリティカルになる。そこで、力の釣り合いより、成立条件を検討する。

図-4に示す通り、楔材Bにおける力の釣り合いに着目する。傾斜摺動面において摺動させようとする

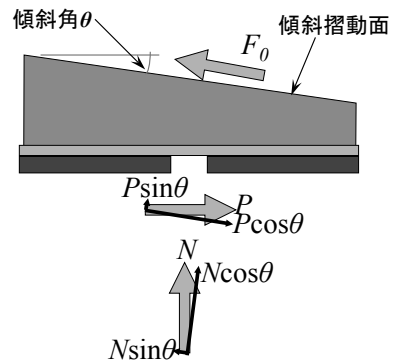


図-4 楔材Bの力の釣り合い

力は、

$$P_{\theta} = P \cos \theta - N \sin \theta \quad (1)$$

ここに、

P_{θ} : 傾斜摺動面において図中右下向きに摺動させようとする力

P : 作用力

N : 高力ボルト締め付力

と表せる。一方、傾斜摺動面における垂直抗力は、

$$N_{\theta} = N \cos \theta + P \sin \theta \quad (2)$$

ここに、

N_{θ} : 傾斜摺動面における垂直抗力

となるため、傾斜摺動面における最大摩擦力は、

$$\begin{aligned} F_0^{max} &= \mu_0 N_{\theta} \\ &= \mu_0 (N \cos \theta + P \sin \theta) \end{aligned} \quad (3)$$

ここに、

F_0^{max} : 傾斜摺動面における摩擦力の最大値

μ_0 : 傾斜摺動面における最大摩擦係数

で表せる。作用力Pは、制震用摺動面から入力されるため、

$$P = \mu_1 N \quad (4)$$

ここに、

μ_1 : 制震用摺動面における最大摩擦係数

とできる。

制震用摺動面に先立って傾斜摺動面でのすべりが発生するためには、傾斜摺動面で摺動させようとする力が傾斜摺動面における摩擦より大きくならなければならないため、

$$P_{\theta} > F_0^{max} \quad (5)$$

が成立しなければならない。式(1), (3), (4)を式(5)に代入して整理すると、条件式として、

$$\tan\theta < (\mu_1 - \mu_0) / (1 + \mu_0\mu_1) \quad (6)$$

が得られる。

なお、ここでは、図-3a)の状態からb)の状態に向けて動き出すときの挙動について検討したが、図-3b)の状態からa)の状態に向けて動き出すときについても同様に力の釣り合いから条件式を導くことが可能である。この状態の条件式は、式(6)が成立すれば自動的に成立する。

(2) パラメーターと性能の関係

前節で、本構造が成立するための条件式を求めたが、各パラメーターとダンパー性能の関係について考察する。

式(6)で示す条件式の $\tan\theta$ は、厚み変動量 Δv と楔材の相対変形量 Δh の比となる。 Δh は減衰力変形関係におけるスリップとなり、エネルギーを吸収できないため小さいほうが望ましい。一方、正負減衰力容量の差は、 $\mu_1 k \Delta v$ (ここに、 k : 皿ばねのばね定数) となるため、 Δv が大きい方が設計自由度を高くできる。従って、 $\tan\theta$ を大きくすることで、小さなスリップで大きな減衰力変動を發揮できることとなる。

$\tan\theta$ の限界値は、式(6)より、傾斜摺動面および制震用摺動面におけるそれぞれの最大摩擦係数 μ_0 , μ_1 によって定まる。傾斜摺動面における最大摩擦係数 μ_0 は小さいほど、制震用摺動面における最大摩擦係数 μ_1 は大きいほど、 $\tan\theta$ を大きくできる。ただし、制震用摺動面における最大摩擦係数 μ_1 を決定づける摩擦材は、安定性、耐摩耗性、耐候性、速度依存性などの要因から、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの摩擦材と同じものを用いるのがよい。そこで、 $\tan\theta$ の限界値を大きくするためには、傾斜摺動面における最大摩擦係数 μ_0 を小さくすることが必要である。

4. 非対称摩擦型ダンパーの挙動確認実験

(1) 実験方法

本ダンパーの成立性を確認するため、図-3に示す

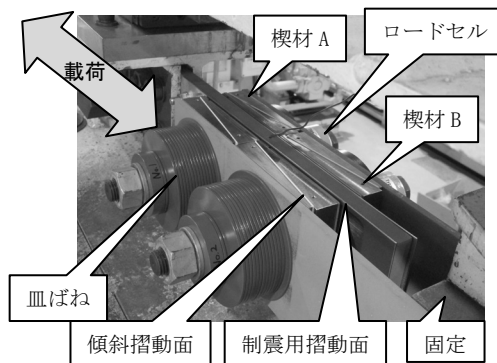


図-5 実験状況

表-1 実験ケース

ケース番号	ケース名	傾斜角	厚み変動量	楔材の相対変形量	減衰力が大きくなる方向
		$\tan\theta$	Δv (mm)	Δh (mm)	
1	ABD10-05	0.010	0.050	5.0	引張
2	ABD10-10	0.010	0.100	10.0	圧縮
3	ABD14-05	0.014	0.070	5.0	引張
4	ABD14-08	0.014	0.112	8.0	圧縮

基本構成を2組用いた試験体により実験を行った。実験の状況を図-5に示す。

試験体のうち、摩擦材、皿ばね、ステンレス板、高力ボルトなどの構成は、文献3)と同様である。これに、ステンレスで製作した楔材A,Bを加えた。ストッパーは楔材の内部に組込んだ。傾斜摺動面にはPTFEシートを挟んで摩擦係数を低減した。摩擦材や皿ばねは1セットのみを全ケースで用いている。

実験ケースは、楔材の形状をパラメーターとし、表-1に示す4ケースとした。また、楔材の向きを変えることで、減衰力が大きくなる方向もパラメーターとしている。

計測された最大荷重とボルト締付力から算定した制震用摺動面の最大摩擦係数のうち、全てのサイクルの最小値($\mu_1=0.31$)と、(3)節で後述するモデルと実験値が近くなるように求めた傾斜摺動面の最大摩擦係数($\mu_0=0.13$)を式(6)に代入して求められる傾斜角 $\tan\theta$ の限界値は0.173であり、いずれのケースも、式(6)の条件式を満たしている。

荷重は、正弦波0.625Hz、振幅 ± 40 mm、最大速度100mm/s、20サイクルとした。

計測は、荷重(減衰力)、変形、およびボルト締付力とした。

(2) 実験結果

図-6に4ケースの荷重-変形関係を示す。いずれのケースも圧縮側と引張側で減衰力の大きさが異なっていることがわかる。特に減衰力が大きい側においては、サイクルによって正負の最大減衰力にばらつきがみられるが、これはサイクルの増加とともに

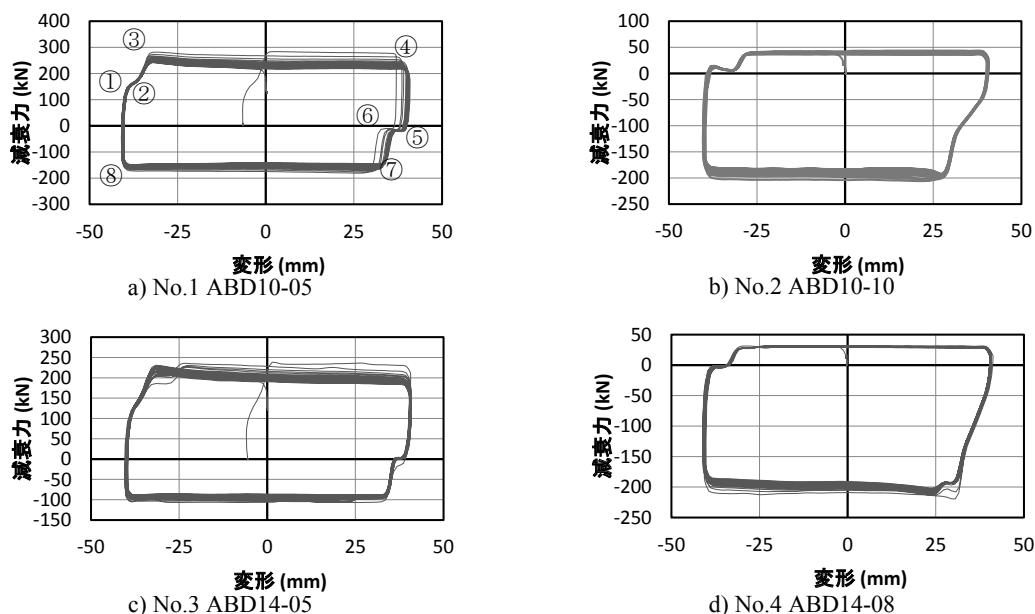
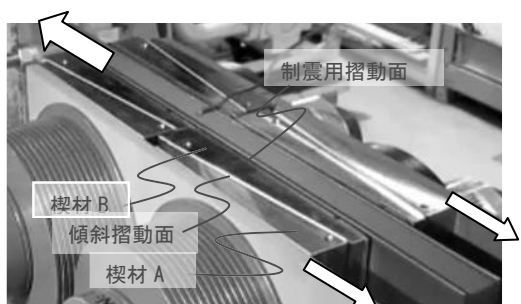
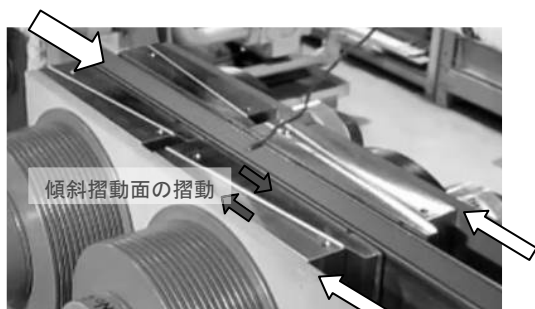


図-6 減衰力－変形関係



a)減衰力が小さい状態



b)減衰力が大きい状態

図-7 楔材の状況 (No.2 ABD10-10)

摩擦熱が蓄積して減衰力が低下していったものである。また、No.3 ABD14-05とNo.4 ABD14-08のケースでは、それぞれ第2象限、第4象限の摺動開始直前において、サイクルによっては低い減衰力で滑り出した後に減衰力が上昇しているが、これは、繰り返しの影響により傾斜摺動面の動きが不安定になったものであり、実用化に向けての課題である。

図-7に楔材の状況を示す。荷重の向きによって傾斜摺動面における摺動が発生し、想定通り厚みが変化していることがわかる。

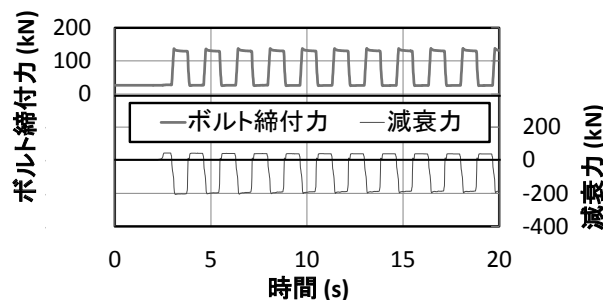


図-8 ボルト締付力の時刻歴 (No.2 ABD10-10)

図-8に、No.2 ABD10-10におけるボルト締付力（2本のうちの1本）の時刻歴を減衰力の時刻歴とともに示す。図における横軸は見やすさの関係から、20サイクルの载荷のうちの前半のみを拡大して示している。減衰力の向きによって、ボルト締付力が、25kN程度と130kN程度の間で変動していることがわかる。

これらの結果より、圧縮側と引張側で減衰力容量が異なる「非対称摩擦型ダンパー」の成立性を確認できた。

(3) 履歴形状のモデル

本ダンパーの履歴形状について、その仕組みとの整合性について検証するために、図-6(a)に示す①～⑧の折れ点で定まるモデルを検討した。各点の状態と算定方法は表-2の通りである。荷重の算定方法は、図-4に示す力の釣り合いと同様にして算定した。摩擦面の挙動は、最大摩擦係数と摩擦面垂直抗力で定義される完全剛塑性型のパイリニアとした。また、実験最大変位や最大減衰力 P_1 、最小減衰力 P_2 は、対象

表-2 履歴モデル折れ点の設定

番号	状況	変形	減衰力
①	状態aで傾斜摺動面の摺動開始点	実験最大変位	$\frac{\sin \theta + \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta - \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{(-P_2)}{\mu_1}$
②	状態bとなった時点	①から Δh 変形した点	$\frac{\sin \theta + \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta - \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{P_1}{\mu_1}$
③	状態bで制震用摺動面の摺動開始点	②と同様	P_1
④	状態bで除荷開始点	実験最大変位	P_1
⑤	状態bで傾斜摺動面の摺動開始点	実験最大変位	$\frac{\sin \theta - \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta + \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{P_1}{\mu_1}$
⑥	状態aとなった時点	⑤から Δh 変形した点	$\frac{\sin \theta - \mu_0 \cos \theta}{\cos \theta + \mu_0 \sin \theta} \cdot \frac{(-P_2)}{\mu_1}$
⑦	状態aで制震用摺動面の摺動開始点	⑥と同様	P_2
⑧	状態aで除荷開始点	実験最大変位	P_2

※「状態a」、「状態b」はそれぞれ図-3a), b)の状態
 ※ P_1, P_2 はそれぞれ最大減衰力, 最小減衰力
 ※符号については, No.1,3の向きに整合させた

とするサイクルにおける実験値をそのまま用いた。従って、これらを用いている点のモデルと実験値が整合するかどうかには意味はなく、①②⑤⑥の各点が着目点である。

傾斜摺動面の最大摩擦係数 μ_0 は、モデルと実験値が最も整合する摩擦係数($\mu_0=0.13$)とした。制振用摺動面の摩擦係数 μ_1 は、減衰力の絶対値最大となるときの減衰力とボルト締付力から算定し、4ケースの平均値を用いた($\mu_1=0.40$)。

図-9に各ケースの2サイクル目に関して、実験値とモデルを示す。いずれのケースについても、①②

⑤⑥の各点の変形、減衰力はモデルと実験値が整合していることがわかる。なお、剛として仮定したパスにおいても実験では若干の勾配がみられるが、これは、フレーム部等の弾性変形によるものと考えられる。

以上より、本ダンパーの挙動は、図-4に示す力の釣り合いと、完全剛塑性型の摩擦特性を基本とする表-2に示す方法により概ね説明可能であることが明らかとなった。

6. まとめ

耐震補強に用いられるダンパーの減衰力容量が、取り付けの構造の耐力に制約される状況に対し、より合理的な制震構造を可能とすることを目的として、圧縮と引張で減衰力容量が異なる非対称摩擦型ダンパーを考案した。

非対称摩擦型ダンパーは、皿ばねボルトセットを用いた摩擦型ダンパーを基本として、摺動機構を有する楔材を内蔵させることにより、摩擦面垂直抗力を変動させるものである。

本論文の内容を以下のまとめる。

- 1)非対称摩擦型ダンパーの機構について示すとともに、構造的成立条件を示した。さらに、成立条件の要因となる各パラメーターについてダンパーとしての性能との関係を示し、望ましい形態を考察した。
- 2)非対称摩擦型ダンパーの成立性を確認する目的で、傾斜角度 $\tan \theta$ および厚み変動量 Δv をパ

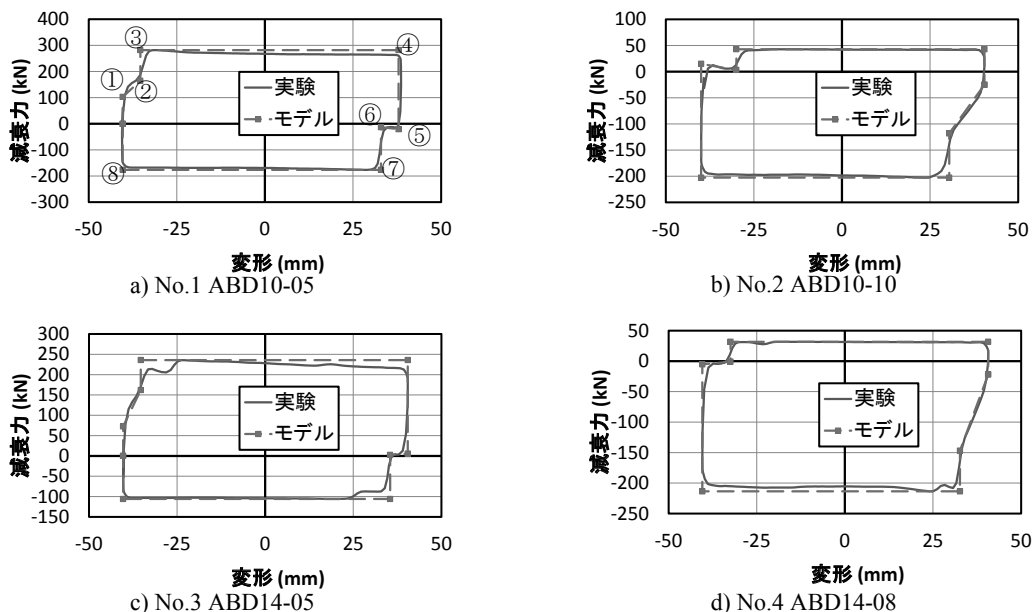


図-9 減衰力-変形関係のモデル

ラメーターとした4ケースの載荷実験を行った。その結果、いずれのケースでも圧縮側と引張側で減衰力容量が異なり、構造的成立性が確認された。

- 3) 実験により得られた減衰力-変形関係の履歴形状は、力の釣り合いと剛塑性型の摩擦特性を基本としたモデルにより説明可能であることが明らかとなった。

今後は、実大規模での検証を行うとともに、非対称摩擦型ダンパーを用いた構造の適用性について検討を行い、本ダンパーを実用へ供していく予定である。

参考文献

- 1) 下前隆雄, 川端淳: 伊弉高架橋における制振装置を用いた耐震補強対策検討, 土木学会年次学術講演会講演概要集, Vol.61, pp.479-480, 2006.9.
- 2) 鈴木雄吾, 金田和男, 武田篤史, 早川智浩: 鋼トラス上部工への新たな制震装置の導入について (関越自動車道 片品川橋), 土木学会年次学術講演会講演概要集, Vol.70, pp.207-208, 2015.9.
- 3) 早川智浩, 武田篤史, 佃有射, 鈴木雄吾, 金田和男: 皿バネボルトセットを用いた摩擦型ダンパーの速度依存性, 土木学会年次学術講演会講演概要集, Vol.70, pp.35-36, 2015.9