

リングバネを利用した摩擦ダンパーの開発 その2 動的試験

正会員 ○齋藤 誠 * 同 久保田雅春**
同 名取 祥一** 同 阿部 隆英**
同 吉野 明夫***

リングバネ 摩擦 ダンパー
動的試験 制震

1. はじめに

摩擦材料として 1 コイルを基本要素とする、リングバネを装着したリング摩擦ダンパーの開発を進めてきた。前報(その 1)では単体ダンパーと、それを 12 本組み合わせた複合ダンパーの静的加力試験を行い、いずれも安定した荷重-変位曲線を確認した¹⁾。本報告では単体ダンパー及び複合ダンパーの動的載荷試験を行い、周波数依存性を確認することを目的とした。

2. 試験体概要

2.1 単体ダンパー

図 2-1 及び表 2-1 に単体ダンパーの試験体図および仕様を示す。単体ダンパーの試験体は、C 型リングの装着数を 45 個とし、摩擦荷重を 33kN とした。なお潤滑剤は、リチウム石けん基グリースを使用し、C 型リングの表面処理は、二硫化モリブデン配合した乾性被膜潤滑剤を、ロッドの表面処理は硬質クロムメッキとしている。

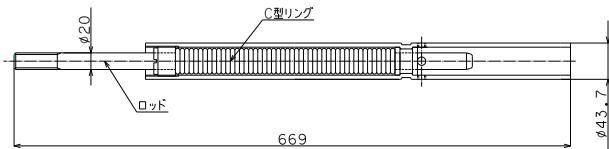


図 2-1 単体ダンパー試験体図

表 2-1 単体ダンパー試験体仕様

C型リング				
材質	線材径	内径	積層数量	表面処理
SWOSC-V	φ 5.5	φ 19.2	45	二硫化モリブデン配合 乾性被膜潤滑剤
ロッド				潤滑剤
材質	外径	熱処理	表面処理	
S45C	φ 20	高周波 焼入	硬質クロムメッキ	

2.2 複合ダンパー

複合ダンパーは、C 型リングの装着数を調整し、単体ダンパーを 13 本組み合わせて、摩擦荷重を 360KN とした。C 型リング以外の単体ダンパーの仕様は、表 2-1 に示すものと同様である。写真 2-1 に複合ダンパーの外観を示す。



写真 2-1 複合ダンパー外観

3. 動的実験

3.1 概要

単体ダンパーは、縦型の疲労試験機を用い、複合ダンパーは荷重が大きいため、水平型の大型動的試験機を用いた。単体ダンパー及び複合ダンパーの試験状況を写真 3-1 に示す。なお、加振周波数は、0.05Hz から最大 6Hz までとし、変位は使用する試験機の性能の最大値、入力波形は正弦波、サイクル数は 5 サイクルとした。表 3-1 に試験パラメータを示す。



(単体ダンパー)



(複合ダンパー)

写真 3-1 動的試験状況

表 3-1 試験パラメータ

周波数 (Hz)	片振幅		サイクル数
	(単体ダンパー)	(複合ダンパー)	
0.05	10.0	50.0	5 (正弦波)
0.10	10.0	50.0	
0.33	10.0	50.0	
0.50	10.0	30.0	
1.00	8.0	30.0	
3.00	2.0	30.0	
5.00	1.5	10.0	
6.00	1.0	5.0	

3.2 試験結果

単体ダンパーの荷重-変位曲線を図 3-2 に示す。単体ダンパーの荷重-変位曲線は、0.05Hz~6.0Hz までの低

周波数帯から高周波数帯までの各周波数帯において安定した繰り返しの履歴曲線を示した。更に、荷重の押し引き（静荷重から動荷重）の切り替え時に発生する急激な荷重変動（いわゆる角の荷重）は少なく、スティックスリップもほとんど見られなく、スムーズな作動となった。また、周波数依存性について、単体ダンパーの各周波数と平均摩擦荷重の変動割合は、図 3-3 に示す通りとなった。平均摩擦荷重とは、5 サイクル繰り返し载荷のうち 3 サイクル目と 4 サイクル目の動摩擦荷重の平均値と定義した。なお、平均摩擦荷重の変動割合は静的試験 0.05Hz 载荷時の平均摩擦荷重を基準として各周波数帯での平均摩擦荷重の変動を示した。平均摩擦荷重の低下は、静的試験 0.05Hz と比較して 0.5Hz で 3%程度、平均摩擦荷重の低下が見られ、6.0Hz で 5%程度、平均摩擦荷重の低下に納まり、安定した摩擦荷重を得られている結果となった。

単体ダンパーを 13 本を組み合わせた複合ダンパーは、単体ダンパーと同様に 0.05Hz~6.0Hz までの低周波数帯から高周波数帯までの各周波数帯において安定した繰り返しの履歴曲線を示しており、本開発における単体ダンパーの組み合わせによる複合ダンパーは、前報その 1 の静的試験を通じ所定の性能を発揮することがわかった。但し、5.0Hz、6.0Hz において、加振機の慣性力を補正したことにより、立ち上がりから定常荷重への切り替わり点が若干丸みを帯びている。

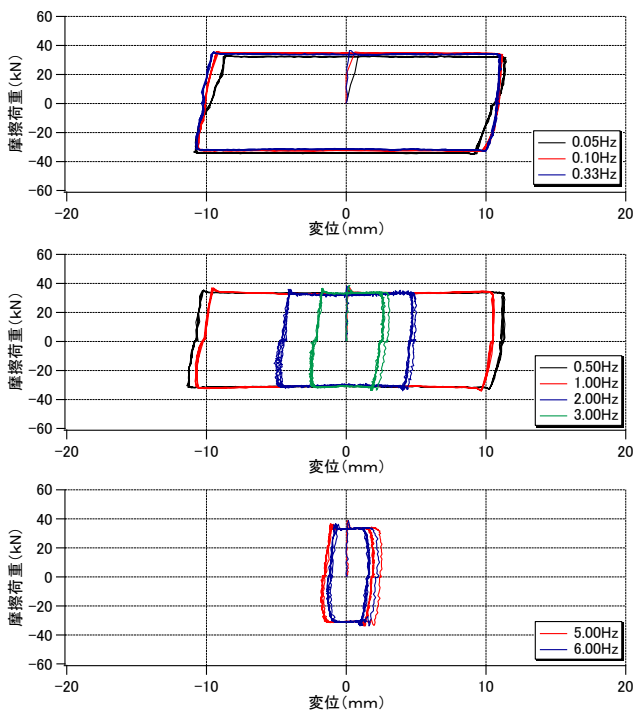


図 3-2 荷重-変位曲線（単体ダンパー）

4. まとめ

本報告では、本摩擦ダンパーで、0.05Hz の低周波数から 6Hz の周波数のいずれの周波数帯でも非常に安定した繰り返しの履歴を確認することができた。また、摩擦ダンパーで現れる急激な荷重変動は少なく、スティックスリップの発生もほとんど見られない、スムーズな作動状態を確認できた。

5. 今後の展開

摩擦ダンパーの摩擦荷重の変動要因としては、周波数以外に摩擦面の温度が起因することが一般的な周知となっている。その 3 では、本摩擦ダンパーの摩擦面の温度と限界温度を適切に評価し、本摩擦ダンパーが保有する最大エネルギー量を検証することとする。

【参考文献】

- 1) 斎藤他：リングバネを利用した摩擦ダンパーの開発その 1 要素実験と静的実験, No.21395, pp.789-780, 2011.8
- 2) パッシブ制震構造設計・施工マニュアル 第 2 版, 社団法人日本免震構造協会, 平成 19 年 7 月

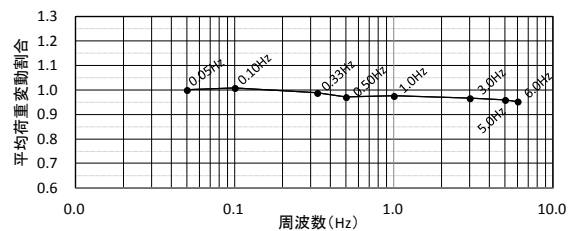


図 3-3 周波数-平均摩擦荷重変動割合（単体ダンパー）

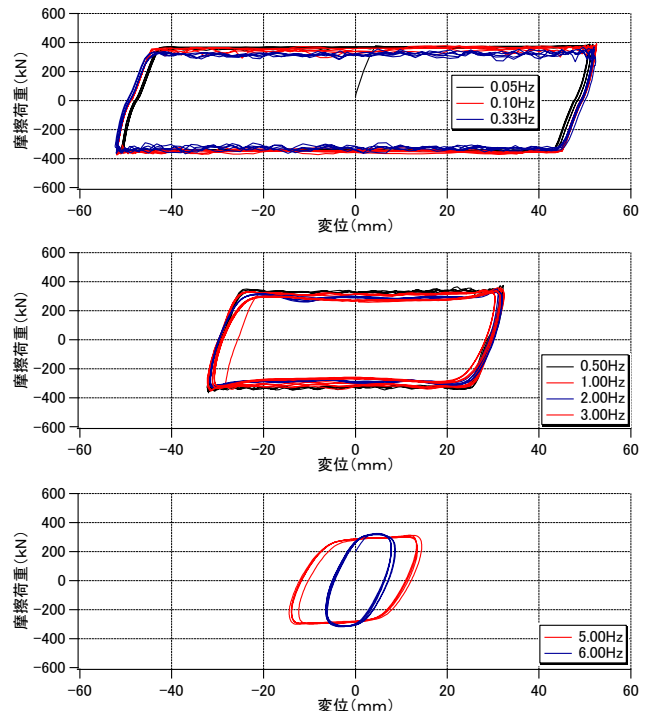


図 3-4 荷重-変位曲線（複合ダンパー）

* 日本発条（株）
 ** 飛島建設（株） トグル事業部
 *** （株）E&CS トグル制震事業部

* NHK SPRING CO., LTD
 ** Toggle Engineering Div., Tobishima Corporation
 *** Toggle Controlled Structures Business Div., E&CS