

フープワイヤー式摩擦振動減衰装置の基本構造と静的荷重試験

崇城大学 工学部 学生会員 ○蒲池彰人 高山祐太郎
正会員 片山拓朗 非会員 坂本純一

1. はじめに

2011年3月11日の東北地方太平洋沖地震で経験したように、長周期地震動は超高層ビルや長大橋などの長周期構造物にとって現実的な脅威であり、これらの構造物に適用できる経済的で効率的な振動減衰装置の開発は社会的な要請である。

長周期地震動対策に用いる摩擦振動減衰装置として、凹凸摺動体と超弾性合金ワイヤーを用いた装置を提案する。装置は変位の増加に比例し減衰力が増す特性を備えるものであり、ワイヤーを筒状の凹凸摺動機構に巻くという単純な構造である。ここでは装置の構造とその静的荷重試験について報告する。

2. 振動減衰装置の基本構造

写真-1に装置の外観を示す。図のように装置の長さを L とすると、減衰力 D が作用する事により伸び(変位) u が生じ、長さは $L+u$ に伸びる。

図-1に装置の作動直角方向断面図(写真-1の a-a 断面)を示す。装置はワイヤー(1)、4つの凹凸摺動機構(2&3)、ピストンロッド(4)、四角ピストン(5)、外側ロッド(6)、中間部支持板(7)、端部支持板(8)で構成する。ここに括弧内の数字は写真-1と図-1に示す符号である。4つの凸型摺動体を四角ピストンに固定し凹型摺動体を咬みあわせることで筒状の凹凸摺動機構を構成し、その摺動機構の周りをワイヤーで巻いて摺動機構を拘束する。

写真-2に凹凸摺動機構の外観を示す。凹型摺動体(2)は互いに傾きが逆の摺動面(2a&2b)を有し、凸型摺動体(3)もまた同様の摺動面(3a&3b)を有する。摺動面の勾配を i とする。正の変位($u>0$)では

摺動面 2b と摺動面 3b が接触し、負の変位($u<0$)では摺動面 2a と摺動面 3a が接触する。変位 u の増加に比例する凹凸摺動機構の高さの増加 Δh は式(1)で表される。

$$\Delta h = i|u| \quad (1)$$

凹凸摺動機構に高さの増加が生じることにより筒状の摺動機構の外径が $2\Delta h$ だけ増加し、ワイヤーが伸びる。ワイヤーと凹型摺動体の摩擦を無視すると、ワイヤーの伸び Δs は式(2)で表される。

$$\Delta s = 4\sqrt{2}i|u| \quad (2)$$

またワイヤーの断面積を A とすると、ワイヤーの張力 T は式(3)で表される。

$$T = A \left(\frac{2\sqrt{2}iE|u|}{\pi(r+d/2)} \right) \quad (3)$$

ここに i は摺動面の勾配、 E はワイヤーのヤング率、 r は凹型摺動体の外周面の半径、 d はワイヤーの直径である。

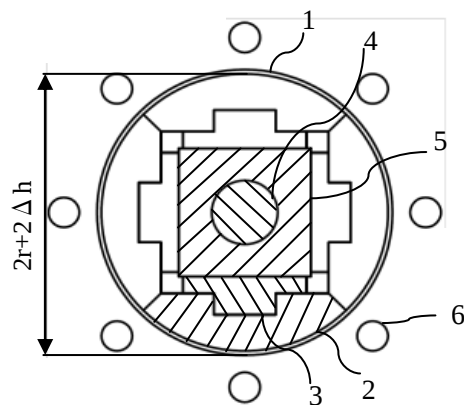


図-1 作動直角方向断面図(a-a)

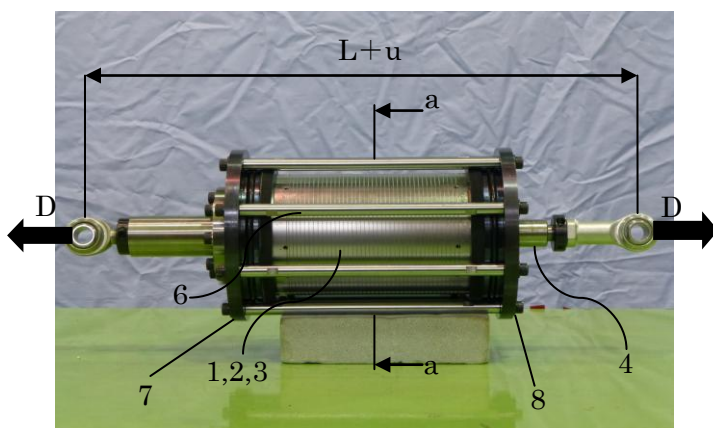


写真-1 振動減衰装置の外観

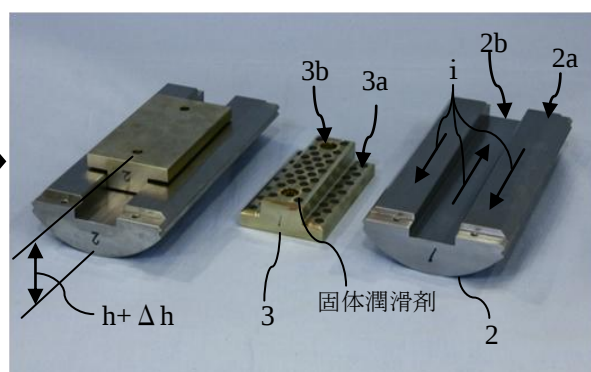


写真-2 凹凸摺動機構の外観

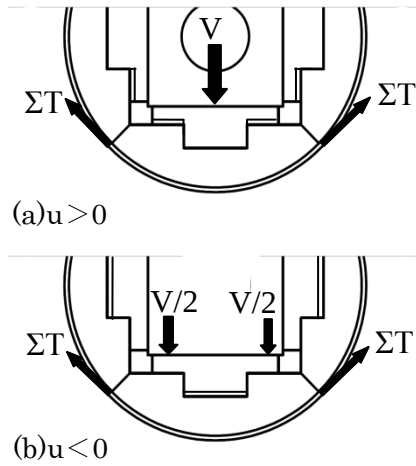


図-2 圧縮力と張力の関係図

表-1 試作機の諸元

名称	素材	摺動面の諸元
凸型 摺動体	高力黄銅 CAC304	(3b)28mm×100mm (3a)25mm×100mm
凹型 摺動体	炭素鋼 S50C	(2b)28mm×170mm (2a)14mm×170mm r=65mm, μ=0.14
ワイヤー	Ni-Ti 系 合金	d=0.475

図-2に摺動機構に作用する圧縮力 V と張力 T の関係を示す。(a)は変位が正の場合($u > 0$)の圧縮力 V の作用位置を示しており、(b)は変位が負の場合($u < 0$)の圧縮力 V の作用位置を示す。張力 T とのつり合いにより、圧縮力 V は式(4)で表される。

$$V = \sqrt{2}\Sigma T = \sqrt{2}nA \left\{ \sigma_0 + \frac{2\sqrt{2}iE}{\pi(r+d/2)}|u| \right\} \quad (4)$$

ここに、 n はワイヤーの巻き数であり σ_0 はワイヤーの初期応力である。摺動面には圧縮力に比例する摩擦力が摺動機構の相対運動を妨げる方向に発生する。装置はこの摩擦力を構造物の振動を抑制する減衰力 D として作用させる。減衰力 D は式(5)で表せられる。

$$D = 4\sqrt{2}n\lambda A \left\{ \sigma_0 + \frac{2\sqrt{2}iE}{\pi(r+d/2)}|u| \right\} \quad (5)$$

ここに、 λ は次式(6)の運動抵抗係数とする¹⁾。

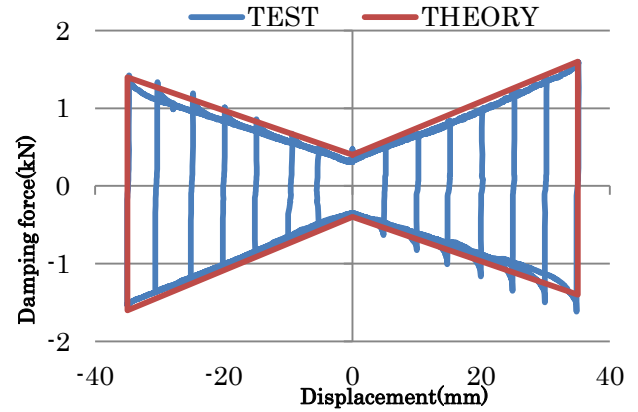


図-3 減衰力と変位の履歴曲線

$$\lambda = \begin{cases} (\mu + i)(1 - i\mu)^{-1}, u > 0, \dot{u} > 0 \\ -(\mu - i)(1 + i\mu)^{-1}, u > 0, \dot{u} < 0 \\ -(\mu + i)(1 - i\mu)^{-1}, u < 0, \dot{u} < 0 \\ (\mu - i)(1 + i\mu)^{-1}, u < 0, \dot{u} > 0 \end{cases} \quad (6)$$

ここに、 $\dot{u}$ を速度、 μ を摺動面の動摩擦係数とする。

3. 試作機の諸元と静的荷重試験

試作機の諸元を表-1 に示す。凸型摺動体の摺動面には黒鉛系固体潤滑剤が埋め込まれている。凹凸摺動体の摺動面の寸法は表に示す通りであり、括弧内の英数字は写真-2 の符号である。

図-3 に静的荷重試験によって得られた減衰力と変位の履歴曲線(TEST)を示す。式(5)での計算値(THEORY)を併記する。変位を 5mm ずつ増やし、最大振幅 35mm まで連続して载荷した。ワイヤーに初期応力 $\sigma_0 = 77.5 \text{ N/mm}^2$ を導入しているため、中立時($u = 0$)の減衰力は 0.31kN であり計算値と比べ 30% 小さく、 $u = 35 \text{ mm}$ も同様である。変位の増加に比例し減衰力が増すという本装置の特性が確認された。

4. まとめ

本研究では変位の増加に比例し減衰力が増す装置を試作し、静的荷重試験をおこない、装置の変位の増加に比例し減衰力が増加する特性が確認された。

参考文献

- 1) 片山拓朗, 山尾敏孝: 変位の絶対値に比例する摩擦力を生成する摺動型減衰装置に関する研究, 土木学会論文集 A, Vol.66 No.4, pp.783-798, 2010.