

皿ばねを用いた免震用摩擦ダンパーの復元力特性に関する実験的研究

中 村 嶽 鈴木 哲 夫
 稲 葉 学

An Experimental Study on the Restoring Characteristics of the Friction Damper with Coned Disc Springs for Base-isolation System

Takashi Nakamura Tetsuo Suzuki
 Satoru Inaba

Abstract

This paper reports on a friction damper formed by coned disc springs as a part of laminated rubber bearings in base-isolation system. The springs deformed by vertical compression push a sliding surface against a horizontally placed stainless steel plate by making use of the rebound from the deformation. The horizontal motion caused by earthquakes and wind causes friction between the sliding surface and stainless steel plate, and the frictional resistance gives rise to the damping mechanism. The spring was designed to have non-linear characteristics to produce a constant rebound force, without being affected by the height variations of the laminated rubber bearings. First, the rebound characteristics of non-linear load-deflection curves of the coned disc springs were examined by both characteristics tests and analysis. Second, dynamic characteristics tests of the friction damper with coned disc springs were performed to verify that a constant friction resistance was generated. The reliability of the friction damper with the coned disc springs was thus confirmed in application to base-isolation system. This paper also summarizes the functions and characteristics of this friction damper as well as the conditions required for its efficient damping performance in base-isolation system.

概 要

本研究では積層ゴムを用いた免震装置に組込む皿ばねを用いた摩擦ダンパーについて報告する。この摩擦ダンパーは、皿ばねを鉛直方向に圧縮して変形を与えた状態に保持し、発生する皿ばねの反発力により滑り面を、水平に設置されたステンレス板に押し付けた装置である。地震や風によって水平力が作用して滑り面とステンレス板に滑りが生じた時に、発生する摩擦抵抗力を減衰機構として利用する。この皿ばねは、ある変形領域で荷重が一定となる非線形な特性を有するように設計されており、積層ゴムに生じる高さ変化の影響を受けずに、常に一定の反発力を発揮することができる。ここではまず、基本構成部材である非線形な皿ばねの復元力特性および歪分布と応力を、特性試験および解析により検討した。次に、この皿ばねを用いた摩擦ダンパーの動的特性試験により、摩擦ダンパーが安定した一定の大きさの摩擦抵抗力を発揮し、免震用減衰装置として適用できることを確かめた。さらに、本摩擦ダンパーの機能と特長をまとめ、免震用減衰装置として性能を発揮させるための条件について述べた。

1. はじめに

免震構造は、構造物全体の周期を長周期化し、建物と地盤とを振動的に絶縁するための水平剛性が極めて小さな支承と、地震時の振動エネルギーを吸収する減衰装置で構成されている。我が国に建設された免震建物の支承としては、主に積層ゴムが用いられている。減衰装置は、作動原理から分類すると、オイルや粘弾性体のような速度依存性の粘性抵抗を利用する粘性型ダンパーと、鋼材の弾塑性履歴エネルギーに期待する弾塑性ダンパー

および摩擦エネルギーに期待する摩擦ダンパーのような変形履歴に伴うエネルギー消費を利用する履歴型ダンパーに大別され、それぞれ異なる特性を有している。

ここでは、積層ゴム支承の免震装置に組み込んで用いる履歴型ダンパーとして開発した特殊な形状の皿ばねを用いた摩擦ダンパーについて報告する。

まず、本摩擦ダンパーの重要な構成部材である特殊な形状の皿ばねの基本特性を把握するために、直径420mm^φの大型皿ばねを試作し、歪ゲージを貼り付けて、静的試験より得た荷重-たわみ曲線および歪測定の結果と、皿

Table 1 ばね鋼化学成分
Chemical Composition (wt%)

	C	Si	Mn	P	S	Cr	V
JIS規格	0.47~0.55	0.15~0.35	0.65~0.95	0.035以下	0.035以下	0.80~1.10	0.15~0.25
供試材	0.51	0.26	0.75	0.010	0.005	1.05	0.21

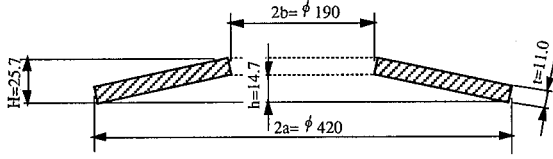


Fig. 1 大型皿ばね概略 (単位:mm)
Shape and Dimensions of Coned Disc Spring

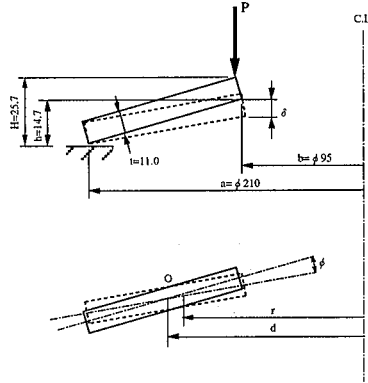


Fig. 2 皿ばね近似式モデル図
Equation Model of Coned Disc Spring

ばねの近似式およびFEMによる解析と比較・検討した結果を報告する。それから、この皿ばねを用いた摩擦ダンパー（以後摩擦皿ばねダンパーと呼ぶ）試験体の特性試験の結果と、免震用減衰装置として性能を保持させるための条件について報告する。

2. 皿ばねの基本特性

皿ばねは、円板の中心に孔を開けたリングを円錐状に成形した円形の皿型をしたばねで、外縁と内縁に荷重を加えて円錐高さを低くする方向にたわませ、ばね作用を得る。皿ばねの特徴として、平面的には面積を必要とするが、高さ方向には比較的小さな空間で大きな反力が発生できること、皿ばねの高さと板厚の比を変えることで荷重-たわみ曲線が変化することが挙げられる。また複数の皿ばねを並列と直列に組合せることにより、広範囲の荷重特性が得られる。皿ばねの並列数を増加させることにより荷重を大きくでき、直列数を増加させることによりばねの変形量を大きくできる。

皿ばねに関する既往の研究では、皿ばね単体の荷重とたわみおよび発生応力についてはAlmenら²⁾や浜田ら³⁾により近似式が提案され、JISにも規格化⁴⁾されている。皿ばねの荷重-たわみ曲線には、皿ばねと上下座金の間の摩擦や複数枚重ねた皿ばね同士間の摩擦により、ヒステリシスが生じるが、Niepage⁵⁾は座金と皿ばね間および皿ばね同士間の摩擦係数を考慮して、負荷および除荷過程の荷重-たわみ関係の近似式を導いている。また、矢畑らは複数枚重ねた皿ばねの荷重-たわみ曲線を実験的・

Table 2 ばね鋼機械的性質
Mechanical Properties

試験片	0.2%耐力(kgf/mm ²)	引張強さ(kgf/mm ²)	伸び(%)	硬度(HRC)
JIS13号A	146.2	171.4	8.1	47

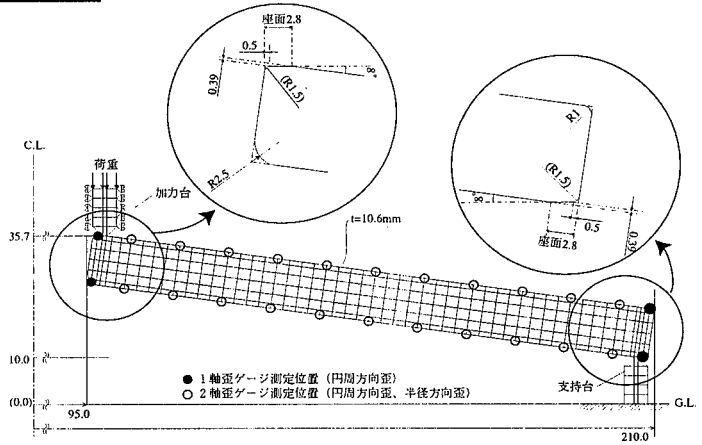


Fig. 3 座面を付けた大型皿ばねとFEM解析モデル図
Division of Elements of Coned Disc Spring
with Supporting Surface

理論的に検討し⁶⁾、代表的な皿ばねの近似式とFEMによる解析の比較・検討を行っている⁷⁾。

2.1 大型皿ばねの形状

使用した皿ばねの材質は、ばね鋼SUP10であり、その化学成分を表1に、機械的性質をTable 2に示す。

2.1.1 設計用皿ばねの形状 Fig. 1に設計に用いた直径420mmφで板厚tが11.0mmの大型皿ばねの断面形状を示す。皿ばねの設計においては、後述する近似式を用いて皿ばねの荷重-たわみ曲線や表面応力を検討するため、皿ばねの断面は長方形としている。これに対し、試作した皿ばね試験体には、皿ばね上下接触部に、以下に述べる座面を設けている。この大型皿ばねは、有効高さ（全たわみ量）hと板厚tの比をh/t=1.4前後の特定の形状とすることで、部分的に一定な荷重特性が得られ、全たわみ量hの75%変形近傍の鉛直変位約10mm前後で約12tfの荷重を得るよう設計している。

2.1.2 座面付き皿ばね試験体の形状 一般に板厚の大きな（4mm以上の）皿ばねについては、DIN2093規格により、座りを良くし、荷重の急激な立ち上がりや接触部の耐圧摩耗を防止する目的で、皿ばね上下接触部に座面を設ける。座面を設けることにより、皿ばねの外側荷重支点が内側に、内径側の支点が外側に移動して支点間の距離が短くなり、荷重値が増大する。これを是正するために板厚tを減じる。ここでは、減じた板厚tは10.6mmとし、座面の幅は2.8mmとしている。Fig. 3に試作した座面を付けた大型皿ばねの形状を示す。

2.2 大型皿ばね単体の特性試験結果

Fig. 3に示すように、大型皿ばね一断面の上下面に1軸と2軸の歪ゲージを等間隔に貼り付けている。この大型皿ばね単体を、アムスラー試験機により鉛直方向に皿ばねの全たわみ量（有効高さ）までの変形を与えた後に除

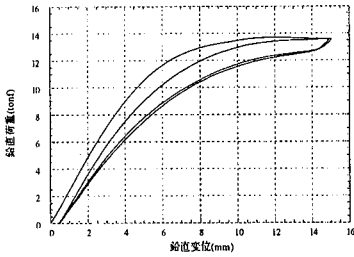


Fig. 4 皿ばね荷重-たわみ曲線 (実験)
Load-deflection Curves (Experiment)

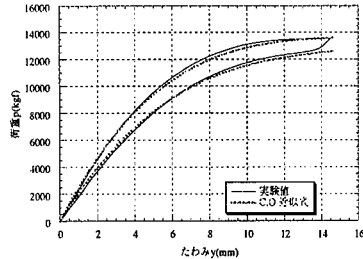


Fig. 5 皿ばね荷重-たわみ曲線 (C.O.近似式)
Load-deflection Curves (C.O. equation)

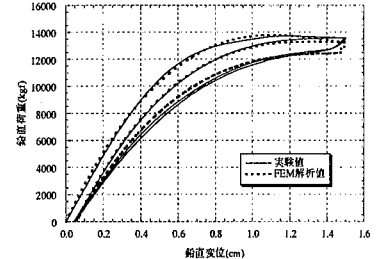


Fig. 6 皿ばね荷重-たわみ曲線 (FEM解析)
Load-deflection Curves (FEM analysis)

荷をする繰返し10回の加力試験を行った。本試験では皿ばねと加力台および支持台との接触面に、グリースなどの潤滑材を塗布しない状態で加力試験を行っている。

2.2.1 荷重-たわみ曲線 Fig. 4に静的な鉛直方向加力試験より得た2サイクルの鉛直方向の復元力特性を示す。第1サイクル目は皿ばねのセッチング工程である。

第1サイクル目の負荷時には、たわみ約4mmから荷重-たわみ曲線は非線形性を示しており、鉛直変位12mmで約13.5tfの最大荷重となり、最大(全たわみ量)変形では少し荷重が低下する。除荷時にはヒステリシスを描いてほぼ負荷過程と平行な曲線を示し、荷重零で約0.5mmの残留変形が生じる。第2サイクル目は第1サイクル目と比べて荷重が少し低くなるが、最大変形まで荷重は緩やかに増大し、最大変形ではほぼ第1サイクル目と同じ荷重になる。除荷時はほぼ第1サイクル目と同じループを描く。セッチング後の第2サイクル目から第10サイクルは、全く同じ安定した復元力特性を示しており、これが本来の皿ばねの復元力特性となる。この皿ばねは、有効高さhと板厚tの比h/t=1.4前後であり、鉛直変位約10mm前後で約12tfの一定な荷重特性を得ている。

2.2.2 たわみ-歪関係 皿ばね断面の4隅(内周上縁, 外周上縁, 内周下縁, 外周下縁)には円周方向に大きな歪が発生する。Fig. 7にたわみと皿ばね断面の4隅の円周方向歪の関係を示す。内周上縁には最大変形時に約12,000μの圧縮歪が発生し、外周下縁には約5,000μの引張歪が生じる。第1サイクル終了時には内周上縁で約500μの残留歪が生じている。第2サイクル目以降のたわみ-歪関係は、ほぼ第1サイクルと同じループを描いている。

2.2.3 皿ばね表面の歪分布 皿ばね上面の円周方向の歪分布をFig. 9に、皿ばね下面の円周方向の歪分布をFig. 10に示す。また、皿ばね上面の半径方向の歪分布をFig. 11に、皿ばね下面の半径方向の歪分布をFig. 12に示す。大変形時では、皿ばね上面の円周方向の歪は圧縮で、内周側が大きな分布となる。

2.3 皿ばねの近似式による解析検討

2.3.1 皿ばねの近似式 Fig. 2に示す皿ばね単体について、提案されている近似式を以下に示す。これらの近似式は、皿ばねについて①等方性完全弾性体、②断面の角変位φは小、③たわむ過程において長方形断面を保ち

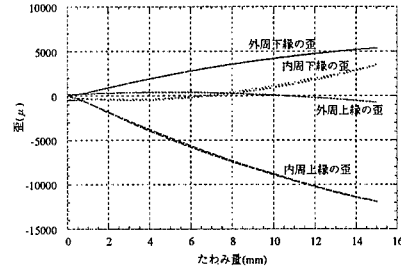


Fig. 7 皿ばね内外縁円周方向歪 (実験)
Relationship between Tangential Stresses in each Corner and Deflection (Experiment)

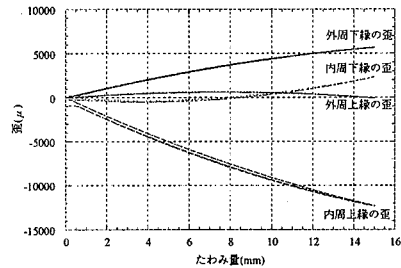


Fig. 8 皿ばね内外縁円周方向歪 (FEM解析)
Relationship between Tangential Stresses in each Corner and Deflection (FEM analysis)

ながらO点を中心に回転、④荷重は内外円周上に一樣な分布で作用するなどの仮定のもとに導かれている。

(1) Curti-Orlando (C.O.) の近似式⁸⁾

$$P = \frac{E\delta}{a^2} \left\{ (h-\delta) \left(h - \frac{\delta}{2} \right) Ct + D r^3 \right\} \quad \dots\dots(1)$$

$$C = \frac{2\pi}{1-\nu} \frac{\alpha^2}{(\alpha-1)^3} \left(\frac{1+\alpha}{2} + \frac{\nu}{1+\nu} \frac{\alpha^{\nu+1}-1}{1-\alpha^\nu} \right)$$

$$D = \frac{\pi}{6} \frac{a}{d} \frac{\alpha}{\alpha-1} \quad d = \frac{\nu}{\nu-1} a \frac{\alpha^{\nu-1}-1}{1-\alpha^\nu}$$

$$\sigma_r = -\frac{E\delta}{a^2} \left[\left(\frac{\alpha}{\alpha-1} \right)^2 \left\{ \frac{b^{(1-\nu)}}{r^{(1-\nu)}} \left(\frac{d}{b} + \frac{\nu}{1-\nu} \right) - \frac{1}{1-\nu} \right\} \left(h - \frac{\delta}{2} \right) \right. \\ \left. \pm \frac{a}{2} \frac{\alpha}{\alpha-1} \left\{ \frac{1}{b^\nu} \left(1 + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{b}{d} \right) r^{(\nu-1)} - \frac{\nu}{1-\nu} \frac{1}{d} \right\} t \right] \quad \dots\dots(2)$$

$$\sigma_r = -\frac{E\delta}{a^2} \left[\frac{1}{\nu} \left(\frac{\alpha}{\alpha-1} \right)^2 \left\{ \frac{b^{(1-\nu)}}{r^{(1-\nu)}} \left(\frac{d}{b} + \frac{\nu}{1-\nu} \right) - \left(\frac{d}{r} + \frac{1}{1-\nu} \right) \right\} \left(h - \frac{\delta}{2} \right) \right. \\ \left. \pm \frac{a}{2\nu} \frac{\alpha}{\alpha-1} \left\{ \frac{1}{b^\nu} \left(1 + \frac{\nu}{1-\nu} \frac{b}{d} \right) r^{(\nu-1)} - \frac{\nu}{1-\nu} \frac{1}{d} \right\} t \right] \quad \dots\dots(3)$$

CurtiとOrlandoは、半径方向の歪および応力を考慮し、式(1)の荷重-たわみ関係式と式(2)の円周方向応力および式(3)の半径方向応力を導いている。

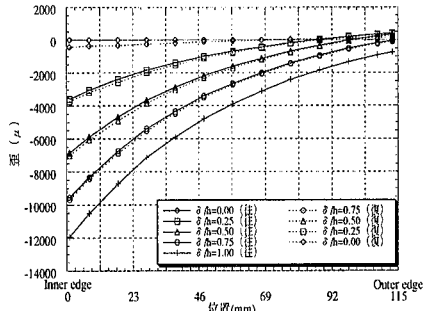


Fig. 9 皿ばね上面円周方向歪(実験)
Tangential Strain Distribution at Upper Surface(Experiment)

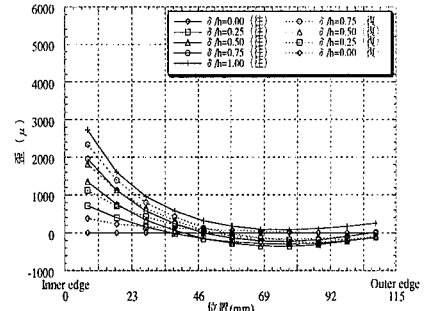


Fig.10 皿ばね下面円周方向歪(実験)
Tangential Strain Distribution at Lower Surface(Experiment)

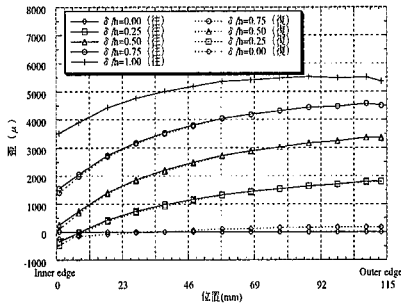


Fig.11 皿ばね上面半径方向歪(実験)
Radial Strain Distribution at Upper Surface(Experiment)

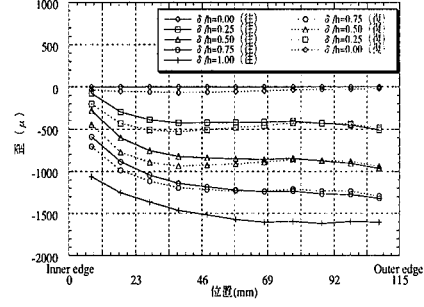


Fig.12 皿ばね下面半径方向歪(実験)
Radial Strain Distribution at Lower Surface(Experiment)

ここに、P：荷重， δ ：皿ばね1枚のたわみ，E：縦弾性係数， ν ：ポアソン比，a：外半径，b：内半径，t：厚さ， $\alpha=a/b$ ：内外径比，h：全たわみ（自由高さ），dは皿ばねの回転中心Oと皿ばね中心軸との距離である。なお，式(2)および(3)の[]内の第2項は上面で+，下面で-である。

(2) Niepageの近似式⁵⁾ 皿ばねの荷重-たわみ曲線においては，皿ばねと上下座金との摩擦や，皿ばねを重ねて並列使用したときの個々の皿ばね同士の板間の摩擦によりヒステリシスが生じる。

Niepageは，皿ばねを並列にn枚重ねたときの荷重および除荷過程における荷重 P^* -たわみ関係式を，皿ばねと水平な座金との摩擦係数 μ^R ，皿ばね同士の摩擦係数 μ^M を考慮して，式(4)を導いている。

$$P^* = \frac{nP}{\left\{1 \pm \mu^M(n-1) \frac{2\alpha-1}{\alpha-1} \frac{1}{a/t}\right\}} \times \frac{1}{\left[1 \pm \frac{\alpha-1}{\alpha-1} \frac{1}{a/t} \left\{\frac{h}{t} \left(1 - \frac{\delta}{h}\right) + 1\right\}\right] \mu^R} \dots\dots(4)$$

ここで，Pは皿ばね1枚のときの荷重で，式(1)を用いることができ，式(4)の±符号は負荷過程で-を除荷過程で+をとる。

2.3.2 近似式と試験結果の検討 静的鉛直加力試験の皿ばねの荷重-たわみ曲線においては，皿ばねと上下座面との摩擦によりヒステリシスが生じている。Fig.5に，Niepageの近似式(4)にCurti-Orlandoの近似式(1)を用い，皿ばねと上下座面との摩擦係数を0.4として求めた荷重-たわみ曲線と第2サイクル目の実験値とを比較して示す。両者は良く一致しており，皿ばねの設計用に用いる近似式の妥当性が確認できる。

2.4 FEM解析による検討

2.4.1 FEM解析 FEM解析プログラムは汎用プログラムABAQUSを使用した。皿ばねは軸対称問題なので，Fig.3に示すような要素分割を行ない，4節点軸対称要素を用い，幾何学的非線形を考慮した。加力台と支持台の座金は完全弾性体と仮定し，座金と皿ばね間には接触境界を定義しクーロン摩擦を考慮した。Table 2に示す材料試験データより，ばね鋼の応力-歪関係はバイリニアモデルとし，縦弾性係数Eは21,000kgf/mm²，降伏応力は146.2kgf/mm²，降伏後の縦弾性係数E'は751kgf/mm²とし，下り勾配はEと同じ値を用いた。ばね鋼のポアソン比は0.3とし，座金と皿ばねの摩擦係数は0.3とした。解析では変位制御により，加力台に，皿ばねの最大たわみまでの鉛直変形を100stepに分割して与えており，最大たわみ間を2サイクル解析している。解析により，皿ばねの荷重-たわみ曲線，表面歪分布および表面応力分布を求めて，実験および近似式との比較検討を行った。

2.4.2 FEM解析と皿ばね単体の試験結果の検討

(1) 荷重-たわみ曲線 Fig. 6に，実験とFEM解析により求めた荷重-たわみ曲線を示す。全体的に見て，実験とFEM解析結果は良い対応を示している。荷重過程の荷重-たわみ曲線は，第1サイクル目と第2サイクル目ともFEM解析値と実験値は良く合っているが，最大変形近傍での荷重はFEM解析値が実験値より低くなる。除荷過程の荷重-たわみ曲線は，FEM解析値が実験値より高いが，除荷後の残留変形は両者ほぼ同じになっている。これらは実験の加力方法や，解析の皿ばね鋼材の応力-歪関係および，皿ばねと加力台および支持台との接触状態のモデル化などに起因すると考えられるが，全体の挙動については問題にならないと考えている。

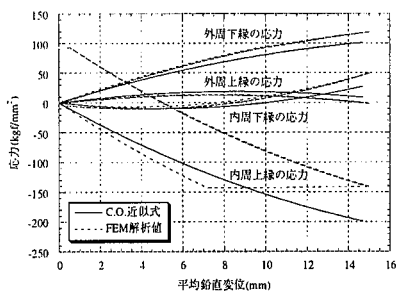


Fig.13 皿ばね内外縁円周方向歪(C.O.近似式,FEM解析)
Tangential Strains in Each Corner
(C.O. equations ,FEM analysis)

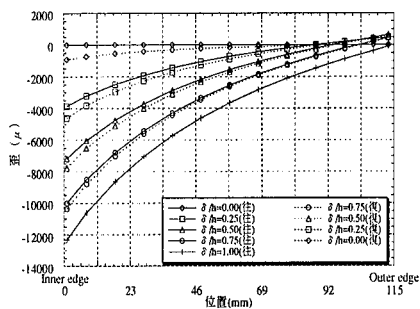


Fig.14 皿ばね上面円周方向歪(FEM解析)
Tangential Strain Distribution at Upper Surface(FEM analysis)

(2) たわみ-円周方向歪関係と皿ばね表面の歪分布

Fig.7に示す実験のたわみと皿ばね断面4隅の円周方向歪の関係と, Fig.8に示すFEM解析によるたわみ-円周方向歪関係は良く合っている。また, Fig.9に示す実験の皿ばね上面の円周方向歪分布と, Fig.14に示すFEM解析結果も良い対応を示す。残留歪に関しては, FEM解析が実験値より大きな値となっているが, これは皿ばね鋼材の応力-歪関係のモデル化に起因すると考えている。

2.4.3 FEM解析とCurti-Orlandoの近似式の検討 皿ばねの応力については, Curti-Orlandoの近似式による式(2)の円周方向応力とFEM解析値との比較を行った。Fig.13に, Curti-Orlandoの近似式とFEM解析によるたわみと皿ばね断面4隅の円周方向応力分布の関係を示す。また, Fig.15に, Curti-Orlandoの近似式によるたわみと皿ばね上面の円周方向応力分布の関係を, Fig.16にFEM解析によるたわみ-円周方向応力の関係を示す。FEM解析による皿ばね上面の円周方向応力については, 第1サイクル目の50%以上のたわみで内周上面側に圧縮の降伏領域が生じ, さらにたわみを与えると降伏領域が外周側に広がっていく。全たわみ量を与えた後に完全に除荷をすると, 内縁上面側には引張りの残留応力が生じる。弾性を仮定するCurti-Orlandoの近似式によるばね上面の円周方向応力は, 50%たわみ以下までがFEM解析値と合っている。これより皿ばねの設計に用いられる近似式は, 材料が降伏する領域の応力評価に問題があるが, 皿ばねの荷重-たわみ曲線の評価には, 十分実用性があることが確認された。

以上より, 第1サイクル目(皿ばねのセッティング工程)で, 全たわみ量までの変形を与えることにより, 皿

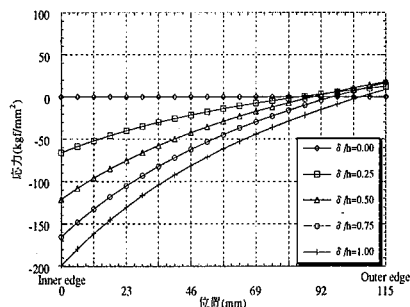


Fig.15 皿ばね上面円周方向応力(C.O.近似式)
Tangential Stress Distribution at Upper Surface(C.O. equations)

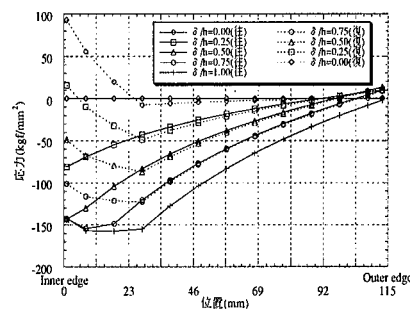


Fig.16 皿ばね上面円周方向応力(FEM解析)
Tangential Stress Distribution at Upper Surface(FEM analysis)

ばね内周上面側の円周方向応力は圧縮降伏し, 除荷後には引張りの残留応力が生じ, それ以後の加力に対しては弾性的な挙動を示すことが理解できる。また, 材料試験データと実験および解析結果を基に, へたりや疲労特性にも配慮して, 摩擦皿ばねダンパーにおいては, セッティングした皿ばねを, 全たわみ量の75%以下の領域で使用する。

3. 摩擦皿ばねダンパーの機構

積層ゴムには, 常時の気温変化による伸縮と経年のクリープによる高さ変化が生じ, 地震時には積層ゴムの水平変形に伴う沈み込みが生じる。積層ゴムの温度伸縮量とクリープ量⁹⁾, および地震によって生じる積層ゴムの水平変形に伴う沈み込み量を足し合わせると, 通常の免震建物用積層ゴムの約60年間の高さ変化量は全体で10mm程度と予測される。積層ゴム支承を用いる免震建物の減衰装置には, 積層ゴムに生じる高さ変化(約10mm)の影響を受けず, 安定した減衰性能を発揮する機能が要求される。

摩擦皿ばねダンパー試験体をPhoto 1に, その概略をFig.17に示す。摩擦皿ばねダンパーは, 超高分子量ポリエチレン(厚さ50mm, 直径400mm^φ, 面圧約50kg/mm²)を貼り付けた滑り面を, 皿ばねの反発力Nにより水平に設置されたステンレス板に押し付けておき, 地震や風により免震建物に水平力が作用したときに, 水平力と反対の方向に摩擦力を発生させる機構となっている。すべり境界面の摩擦係数μと皿ばねの反発力Nが一定ならば, μとNの積である摩擦力Fは一定となる。この試験体で

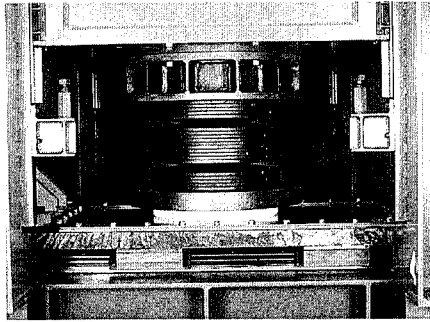


Photo 1 摩擦皿ばねダンパー試験体
Friction Damper with Coned Disc Springs

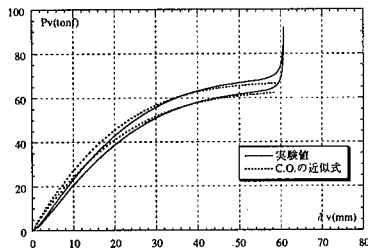


Fig.18 摩擦皿ばねダンパー鉛直方向復元力特性
Load-deflection Curves of Friction Damper
with Coned Disc Springs

は、大型皿ばね5枚を重ねたものを4組直列に組合わせた5枚並列4直列の皿ばねを使用しており、座金および皿ばねの摩擦によるヒステリシスを小さくするため、皿ばね表面に二硫化モリブデンの微粒子を含有するグリースを塗布している。組合わせた皿ばねの横ずれを防止し、滑り面で発生する水平方向の摩擦力を上部構造に伝達するために、皿ばねの内径に鋼製の円筒ガイドを設けている。

4. 摩擦皿ばねダンパーの特性試験

4.1 摩擦皿ばねダンパーの鉛直加力試験

アムスラー試験機を用いて摩擦皿ばねダンパー試験体に静的な鉛直方向加力試験を行い、皿ばねの復元力特性を確認した。

Fig.18に、鉛直方向加力試験より得た摩擦皿ばねダンパーの鉛直方向の復元力特性と、近似式(1)と(4)より求めた皿ばねの荷重-たわみ曲線を示す。5枚並列4直列の皿ばねの荷重-たわみ曲線も、皿ばね単体と同じような非線形性を示し、皿ばねと座金の摩擦によりヒステリシスが生じている。解析では、皿ばね同士の摩擦係数を $\mu_1=0.22$ 、皿ばねと上下座面間の摩擦係数を $\mu_2=0.03$ とした。皿ばねが完全密着状態で鉛直剛性が大きくなる領域以外は、実験と解析による皿ばねの荷重-たわみ曲線は良い一致を示している。これより、皿ばねの設計に用いられる近似式の適用性の確認ができた。皿ばねを5枚並列4直列にしたことにより、荷重は5倍の約60tfで、ストロークは4倍の約60mmとなる。摩擦皿ばねダンパーでは、皿ばねのへたりや疲労特性を考慮して皿ばねの全たわみ量の75%以下で、皿ばねの反力が約60tf一

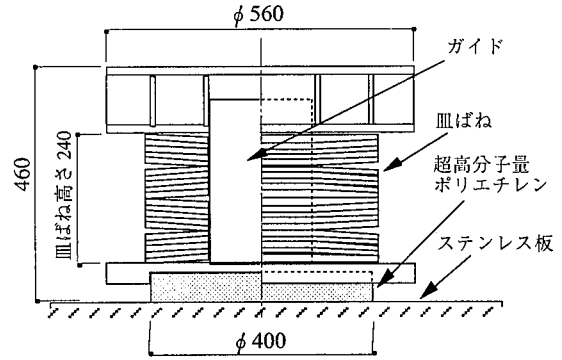


Fig.17 摩擦皿ばねダンパー概略
Friction Damper with Coned Disc Springs

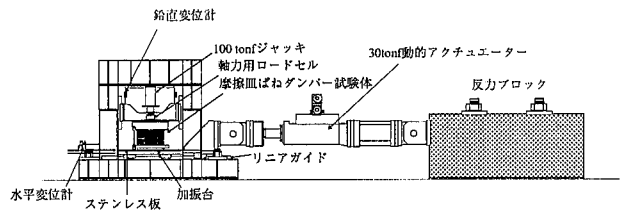


Fig.19 動的水平加力装置
Dynamic Test Equipment

定の鉛直変位35~45mmの範囲を用いる。荷重を負荷して鉛直変位60mm以上になると、皿ばねは完全密着状態になって鉛直剛性が大きくなり、荷重も増大する。また除荷をすれば、皿ばねは完全に復元する。このことより、万一過大な地震入力により積層ゴムに水平方向に大変形が生じた際には、摩擦皿ばねダンパーはバックアップ装置として上部構造を支持することが可能である¹⁰⁾。

4.2 摩擦皿ばねダンパーの動的水平加力試験

Fig.19に動的水平加力装置を示す。この装置には油圧ジャッキを備えており、摩擦皿ばねダンパーに所定の鉛直変位を与えて皿ばねの反力を発生させる。皿ばねに約35mmの鉛直変形を与えた状態で、30tf用動的アクチュエータを用いて、水平方向に振動数と振幅をパラメータとした正弦波加力試験を行った。

ここでは加振機的能力等を考慮して、振動数0.1Hz(周期10秒)~0.65Hz(周期1.54秒)で、最大加振振幅約±20cmまでの正弦波入力を行った。

(1) 水平方向復元力特性と摩擦係数 Fig.20に0.65Hzの正弦波入力時の加振台の水平変位、摩擦力および摩擦係数(摩擦力を皿ばねの反力で除して求めた)の時刻歴波形を示す。Fig.21に水平方向復元力特性、Fig.22に摩擦係数の振幅依存性およびFig.23に摩擦係数と加振速度の関係を示す。Fig.21の水平方向復元力特性は、降伏耐力は約12tfで降伏変位は約10mmとするバイリニアモデルに近似できる。降伏変位はFig.17に示す皿ばねの鉛直変形を拘束しないように皿ばねのガイド上端に設けたすきまにより生じている。加振速度が早い場合(0.65Hz)には、摩擦係数 μ は摩擦開始直後の約0.2から、摩擦熱の影響により超高分子量ポリエチレンの摩擦

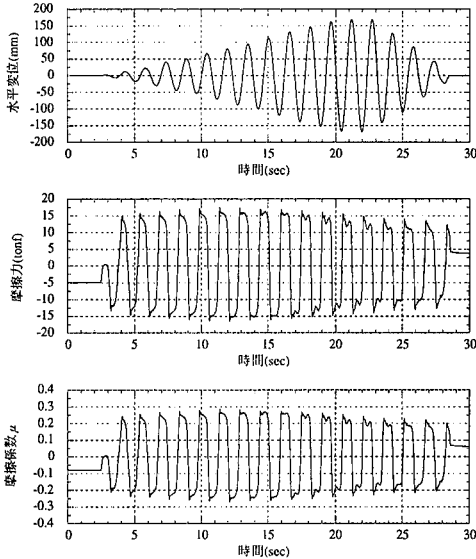


Fig.20 動的水平加力実験波形 (0.65Hz正弦波入力)
Dynamic Experimental Waves (0.65Hz, Sine-wave Input)

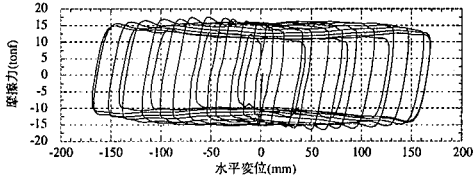


Fig.21 水平方向復元力特性 (0.65Hz正弦波入力)
Load-deflection Curves (0.65Hz, Sine-wave input)

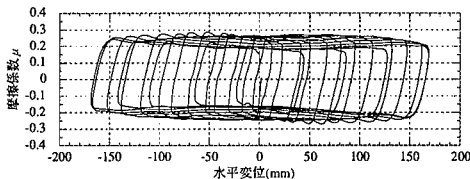


Fig.22 摩擦係数 (0.65Hz正弦波入力)
Friction Coefficient (0.65Hz, Sine-wave Input)

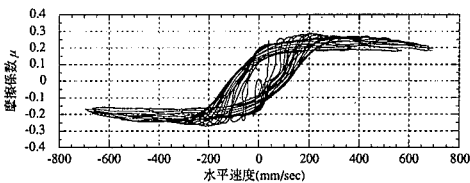


Fig.23 摩擦係数-速度の関係 (0.65Hz正弦波入力)
Relation between Velocity and Friction Coefficient

界面に熔融現象 (溶融点137℃) が現われて、最大約0.28に増大する。その後の摩擦の継続に伴って、摩擦係数は減少し、約0.2となる。

Fig.24に0.10Hzの正弦波入力時の水平方向復元力特性を示す。周期が長い低速度領域では、摩擦皿ばねダンパーの摩擦係数 μ は約0.2で、摩擦力には振幅および速度の依存性は見られず、ほぼ一定の摩擦減衰力が得られる。

Fig.25に0.33Hzの正弦波入力時の水平方向復元力特性を示す。免震周期3秒 (0.33Hz) の場合には、摩擦係数 μ の変動は加振速度が早い場合 (0.65Hz) に比べて小さくなり、摩擦係数 μ は約0.2で、振幅および速度の依存性は小さく、ほぼ一定の摩擦減衰力が得られる。

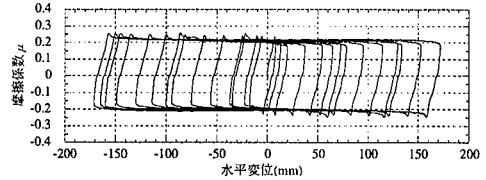


Fig.24 摩擦係数 (0.10Hz正弦波入力)
Friction Coefficient (0.10Hz, Sine-wave Input)

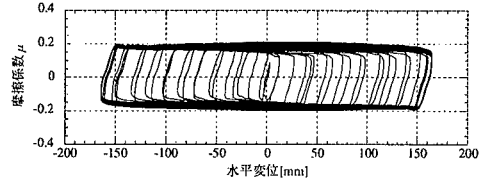


Fig.25 摩擦係数 (0.33Hz正弦波入力)
Friction Coefficient (0.33Hz, Sine-wave Input)

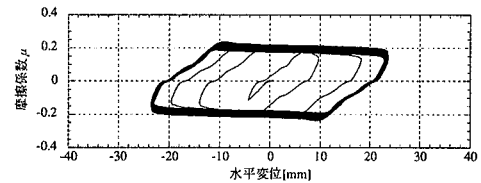


Fig.26 摩擦係数 (0.33Hz, 5kine入力)
Friction Coefficient (0.33Hz, 5kine Input)

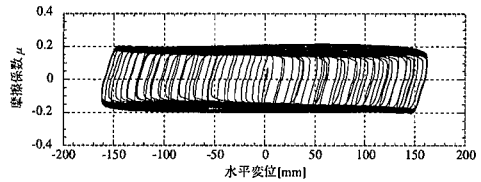


Fig.27 摩擦係数 (砂を散布)
Friction Coefficient with Sand

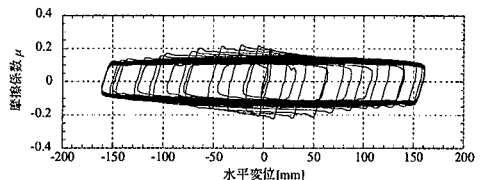


Fig.28 摩擦係数 (水を散布)
Friction Coefficient with Water

(2) 静止摩擦係数 μ_0 と動摩擦係数 μ_1 の検討

Fig.20の摩擦係数に示すように、加振速度が早い場合 (0.65Hz) には、摩擦開始直後は静止摩擦係数 μ_0 が動摩擦係数 μ_1 よりやや大きいが、摩擦熱の影響により超高分子量ポリエチレンの摩擦界面に熔融現象 (溶融点137℃) が現われ、摩擦係数の増大と μ_1 が μ_0 より少し大きくなる現象が見られる。その後の摩擦の継続に伴って摩擦係数が減少し、再び μ_0 が μ_1 よりやや大きくなる。

(3) 繰返し (長時間) 加振による摩擦係数の変化

Fig.26に、継続時間10分の周期3秒5kine (変位振幅2.4cm) 入力の繰返し加振試験の摩擦係数の振幅依存性を示す。これより風や微小地震に対する摩擦係数は約0.2一定である。

(4) 摩擦面の影響

1) 塵芥の堆積による影響

Fig.25に摩擦面に塵芥の堆積が無い標準の場合と、Fig.27に乾燥した粒度0.3mm以下の砂を摩擦面（ステンレス板上）に散布した場合の周期3秒入力時の摩擦係数を示す。この場合は、超高分子量ポリエチレン板が滑動時に砂を押し退け、摩擦界面への砂の巻き込みは見られず、摩擦係数は通常時（ $0.15 < \mu < 0.20$ ）に比べてやや増大傾向が見られるが、塵芥の堆積による影響は無視し得る。

2) 結露による摩擦係数の影響

Fig.28に結露程度の水が摩擦面に溜まった場合の摩擦係数を示す。結露程度の水がステンレス板に溜まった状態では、摩擦係数は摩擦開始直後の $\mu \approx 0.2$ から繰り返し加振により約半分の0.1程度に低下する。

以上より、摩擦皿ばねダンパーを用いる際の、通常の摩擦係数は約0.2として良い。ただし滑り速度が早い領域では摩擦係数は約0.3まで増大する。摩擦面の塵芥の堆積による影響は小さく無視し得るが、結露により摩擦係数は約半分の0.1程度に低下するので結露対策および排水対策を施す必要がある。

5. まとめ

摩擦皿ばねダンパーの重要な構成部材である皿ばねの基本特性試験結果とCurti-Orlandoの皿ばねの近似式およびFEMによる解析と比較・検討した結果、以下のことが確認された。

- 1) FEM解析による荷重-たわみ関係式および歪は、実験値と良い対応を示す。
 - 2) FEM解析より、皿ばねのセッティング工程で、全たわみ量までの変形を与えることにより、皿ばね内周上面側の円周方向応力は圧縮降伏し、除荷後には引張りの残留応力が生じ、それ以後の加力に対しては弾性的な挙動を示すことが明らかになった。
 - 3) Curti-Orlando近似式の荷重-たわみ関係式は、実験のセッティング後の荷重-たわみ曲線と良い対応を示し、皿ばねの設計への実用性が確認された。
 - 4) FEM解析による応力とCurti-Orlando近似式による応力を比較した結果、皿ばねの弾性域にある応力は良い対応を示し、皿ばねの設計への実用性が確認された。
- 摩擦皿ばねダンパーの特性試験結果より以下のことが確認された。
- 5) 皿ばねの組み合わせにより反力が調整でき、安定した任意の摩擦減衰力を得る。
 - 6) 摩擦皿ばねダンパーは全方向に有効で、滑り面（ステンレス板）の大きさで水平方向のストロークの調整が可能である。
 - 7) 皿ばねの荷重が一定の変形領域で、積層ゴムの温度伸縮と経年によるクリープ変形および地震時の水平変形に伴う免震装置の沈み込みが吸収でき、常に安定した一定の摩擦減衰力を得る。

8) 摩擦皿ばねダンパーの水平方向復元力特性は、降伏変位および降伏耐力が一定なバイリニアモデルに近似できる。

9) 摩擦皿ばねダンパーを用いる際の、通常の摩擦係数は約0.2として良い。ただし滑り速度が早い領域では摩擦係数は約0.3まで増大する。摩擦面の塵芥の堆積による影響は小さく無視し得るが、結露により摩擦係数は約半分の0.1程度に低下するので結露対策および排水対策を施す必要がある。

10) 皿ばねは負荷により圧縮され、最終的には完全密着の状態では鉛直剛性は非常に大きくなる。その後の除荷により完全に元のばねに復帰する。したがって、万一積層ゴムに過大変形が生じて沈み込みが大きくなった場合には、摩擦皿ばねダンパーはバックアップ装置として機能する。

11) 積層ゴムの支持荷重が皿ばねの反力により低減されるので、積層ゴムの座屈限界水平変形量が大きくなり、クリープ量が低減するなどの積層ゴムの変形性能および耐久性が向上する。また要求性能を満たせば、支持荷重が小さな積層ゴムを用いることも可能で、コストダウンが図れる。

謝 辞

皿ばねの試作は大同精密工業株式会社の、超高分子量ポリエチレンの試験データはソマール株式会社の協力を得ており、ここに感謝します。

参考文献

- 1) 日本建築学会, 免震構造設計指針
- 2) J.O.Almen and A.Laszlo : Trans. ASME, 305, 58 (1936)
- 3) 浜田 実, 瀬口靖幸: 「さらばねの強さ」, 日本機学会論文集, 第31巻, 232号, p.1793~1802, (昭和40.12)
- 4) JIS B 2706 (1978), さらばね解説, 2
- 5) Niepage, P., Konstruktion, 379, 36-10, (1984)
- 6) 矢畑, 他: 「さらばねに関する研究(繰返し負荷が並列重ねさらばねの静的荷重-たわみ曲線に及ぼす影響)」, 材料試験技術, Vol.36, No.4, (1991)
- 7) 矢畑, 他: 「有限要素法によるさらばねの解析」, 日本機械学会論文集(C編), 第59巻, 567号, (1993.11)
- 8) Curti, G., and Orland, M., Draht, 17, 30-1, (1979)
- 9) 中村, 他: 免震建物の維持管理に関する研究(その1) - 実免震建物の積層ゴムの経年変形性状について -, 大林組技術研究所報, No.53, p.13~18, (1996)
- 10) 中村, 他: 免震装置のフェイルセーフ機構に関する研究(その2) - 実機用ソフトランディング装置の性能試験 -, 大林組技術研究所報, No.48, p.37~42, (1994)
- 11) 稲葉 学, 中村 嶽, 鈴木哲夫: 皿ばねを用いた新摩擦ダンパーの開発, 日本建築学会大会学術講演梗概集(関東), p.549~550, (1997.9)