弾塑性ダンパ支持配管系の耐震設計手法の開発*

(第1報, 弾塑性ダンパの単体設計手法の開発)

浪田 芳郎^{*1}, 川畑 淳一^{*2}
市橋 一郎^{*3}, 福田 俊彦^{*4}

Development of Seismic Design Method for Piping System Supported by Elastoplastic Damper (1st Report, Development of Design Method for Elastoplastic Damper)

Yoshio NAMITA, Jun-ichi KAWAHATA,
Ichiro ICHIHASHI and Toshihiko FUKUDA

Components and piping systems in current nuclear power plants and chemical plants are designed to employ many supports to maintain safety and reliability against earthquakes. However, these supports are rigid and have a slight energy-dissipating effect. It is well known that applying high damping supports to the piping system is very effective for reducing the seismic response. In this study, we investigate the design method of the elastoplastic damper [energy absorber (EAB)] and the seismic design method for the piping system supported by the EAB. Our final goal is to develop the technology to apply the EAB to the piping system of the actual plant. In this paper, the component test results are presented. From the test results, it is confirmed that the EAB has a large energy-dissipating effect and is effective for increasing the piping system damping. The EAB design method using beam theory is also developed.

Key Words: Damper, Damping, Seismic Motion, Piping System, Elastoplasticity, Support

1. 緒 言

原子力発電所や化学プラントなどの機器, 配管系は地震に対する安全性や信頼性を確保するため, 支持装置により系の剛性を高め, 系の固有振動数を地震の卓越振動数より高くし, 共振を避けるという剛設計手法が一般に採用されている。しかし, 配管設計において支持装置を多用して配管系を剛に設計することは, 地震応力は低下させるが熱応力を増加させる効果となる。

一方, 剛設計とは逆に, 支持装置の数を減らして配管系を比較的柔に設計し, 配管系が共振することによる地震応答の増加は, 系の減衰比を増加することで低減する柔設計手法が考えられる。そして, 配管系の減衰比を増加させるには, 配管系の振動エネルギーの消散効果が大きな高減衰支持装置を使用することが考えられる。

近年, コンピュータおよび計算手法の発達に伴い, 後者の柔設計手法の利点が注目されるようになってきた。また, 高減衰配管支持装置は弾塑性タイプ, 摩擦タイプ, 動吸振器タイプ等いろいろなタイプのものが国内, 外の研究機関で開発され, 実験的, 解析的にその制振効果が検討されている⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾が, その多くは装置単体の特性評価にとどまっており, その装置を実機配管系へ適用するための系統立てた研究は少ないと思われる。

本研究では制振効果が期待できる弾塑性ダンパ [エネルギーアブソーバ(EAB)] について, ダンパ単体の特性の把握, 設計手法の開発およびダンパ支持配管系の振動応答特性の把握, 地震応答解析手法の開発等の弾塑性ダンパを実機配管系へ適用するための系統立てた検討を行った。本報では, EABの単体特性試験としてエネルギー吸収特性試験, 耐久性試験, 耐環境性試験, 限界強度試験を行い, 試験結果を配管設計に適用可能なデータとしてまとめるとともに, 試験結果を評価できる EAB 単体設計手法を開発したので, その結果を報告する。

* 原稿受付 平成5年12月3日。

^{*1} 正員, (株)日立製作所機械研究所 (〒300 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員, (株)日立製作所日立工場 (〒317 日立市幸町3-1-1)。

^{*3} 関西電力(株)原子力・火力本部 (〒530 大阪市北区中之島3-3-22)。

^{*4} 東京電力(株)柏崎刈羽原子力建設所 (〒945-03 柏崎市青山町16-46)。

2. エネルギーアブソーバ (EAB)の特性

2・1 基本構成 図1にEABの基本構成を示す。EABは基本的には板ばね構造であり、地震時に板ばねを塑性域まで変形させることにより、EABの荷重-変位特性にヒステリシス特性を与え、このヒステリシス特性により振動エネルギーの吸収を行う。塑性領域が集中して塑性ヒンジが発生することを防止するために、板ばねにはX形状平板を用いている。X形状平板の変形が大きくなると塑性領域は平板表面からの板厚方向にのみ進行する。

2・2 荷重-変位特性評価法の検討 図2(a)にX形状平板の諸元を示す。X形状平板の材料特性は図2(b)に示すように、縦弾性定数 E 、ひずみ硬化率 H がバイリニアで表せるとする。X形状平板の板厚方向の応力状態は図2(c)に示す3種類の状態に分類でき、各応力状態におけるX形状平板の荷重と変位の関係をBernoulli-Eulerの仮定に基づくはり理論により検討する。

X形状平板は等応力の三角平板を先端で2枚接合したものと考えられるため、まず、三角平板について検討を行う。

a. 三角平板が弾性状態 [図2(c)の(i)の状態] 三角平板の先端での荷重 F と変位 d の関係は以下のように求められる。

$$F = \frac{Ebt^3}{6a^3}d \quad \text{.....(1)}$$

b. 三角平板の表面が降伏に達した状態 [図2(c)の(ii)の状態] 降伏点では、平板表面応力 $\sigma = \sigma_y$ となり、降伏力 F_y は以下のように求められる。

$$F_y = \frac{\sigma_y t^2}{6} \frac{b}{a} \quad \text{.....(2)}$$

降伏点での変位は以下のように求められる。

$$d_y = \frac{\sigma_y a^2}{Et} \quad \text{.....(3)}$$

c. 三角平板の塑性が板表面から板厚方向に進んだ場合 [図2(c)の(iii)の状態] 三角平板の降伏後の応力 σ_1 は、ひずみ硬化率を H とすれば、次式で与えられる。

$$\sigma_1 = H\varepsilon + \sigma_y(E-H)/E \quad \text{.....(4)}$$

また、塑性の深さが y_0 とすると弾性応力 σ_2 は次式で示される。

$$\sigma_2 = y\sigma_y/y_0 \quad \text{.....(5)}$$

三角平板の固定端でのモーメントの釣合いより次式を得る。

$$Fa = 2b \left(\int_{y_0}^{t/2} \sigma_1 y dy + \int_0^{y_0} \sigma_2 y dy \right) \quad \text{.....(6)}$$

式(4)、(5)を式(6)へ代入して整理すると次式を得る。

$$F = \frac{b\sigma_y}{12Ea} \left\{ (4y_0^2 - 3t^2)(H-E) + \frac{Ht^3}{y_0} \right\} \quad \text{.....(7)}$$

たわみ d は次式のようになる。

$$d = \frac{\sigma_y a^2}{2Ey_0} \quad \text{.....(8)}$$

以上の結果より、三角平板の荷重-変位特性のスケルトンカーブを求めることができた。X形状平板の荷重-変位特性のスケルトンカーブは先端に荷重を受ける等応力の三角平板が荷重点で2枚接合したものととして、同様に求めることができる。

ヒステリシスループはそれぞれのたわみ状態での微小部分のひずみ-応力特性がバイリニアで与えられるとして、式(6)により微小部分の応力を積分して反力を計算することにより求めることができる。

3. 単体特性試験

3・1 試験の目的と方法

a. 材料特性試験 単体特性評価で用いるX形状平板の材料(SB 400)の機械的性質を検討するため、X形状平板の材料の引張試験を実施する。

b. エネルギー吸収特性試験 EABの荷重-変位特性、エネルギー吸収特性を検討するため、両端ピン支持の状態、油圧加振機で加振する。加振は変位制

図1 EABの基本構成

図2 X形状平板の応力状態

御で、加振波は正弦波で行う。試験のパラメータは、EABの容量(5 kN, 10 kN, 15 kN, 塑性力を容量と定める)、加振振動数(1 Hz, 5 Hz, 10 Hz)、加振振幅(1 mm, 2 mm, 5 mm, 8 mm, 10 mm)、配管の熱伸びを想定した初期変位(0 mm, 5 mm, 10 mm)とする。これらのパラメータはEABが使用される条件を想定して決定した。また、これらのパラメータのすべての組合せについて試験は行わず、依存性が見られないパラメータについては適宜省略する。耐久性試験、耐環境性試験、限界強度試験についても同様に、代表的なパラメータの組合せの場合について試験を行う。

c. 耐久性試験 地震時のEABの振動エネルギー吸収はX形状平板の弾塑性挙動により生じ、X形状平板は塑性域で用いられる。よって、EABの寿命評価は実機配管系に使用する場合重要である。寿命評価を行う一般的な方法としてマイナー則による累積損傷評価法が考えられるが、それにはEABの疲労曲線が必要である。そこで、疲労曲線を得るために、耐久試験を実施した。EABの損傷は機能維持の観点から、初期の特性(等価剛性、消散エネルギー)が10%以上変化する加振回数とする。試験中はEABの荷重と変位およびX形状平板の表面温度と室温を測定する。

d. 耐環境性試験 実機配管系での使用環境におけるEABの特性の変化を検討するため、EABの特性の温度依存性を検討する。

e. 限界強度試験 EABの限界強度を把握するため、EABが破壊するまで静的に引張り、破壊モードおよびそのときの破壊荷重および荷重-変位特性を求める。

3.2 試験結果

a. 材料特性試験 材料特性試験で得られたX形状平板の材料(SB 400)の応力ひずみ線図を図3に示す。エネルギー吸収特性試験で得られたEABの荷

図3 応力-ひずみ線図

重-変位特性と評価式を比較、検討するために、エネルギー吸収特性試験でのひずみ振幅を考慮して応力-ひずみ線図を2直線近似した。その結果を図3に示す。また、近似曲線から得られた材料特性を表1に示す。

b. エネルギー吸収特性試験 変位振幅を段階的に大きくしていったときのEABのヒステリシスループの一例を図4に示す。変位振幅が小さく、X形状平板が弾性状態では、荷重-変位曲線は直線となり、X形状平板でのエネルギー消散はほとんどない。しかし、X形状平板に塑性領域が発生すると荷重-変位曲線はループを描くようになる。このループで囲まれる面積に相当するエネルギーが消散している。

EABの基本特性は変位に対する等価剛性と要素減衰比で表されるときと考えられる。等価剛性 k は荷重-変位曲線の折返し点と原点を結んだ割線剛性と定義する。要素減衰比 h は1サイクルにおける消散エネルギーを E_d 、そのときの変位振幅を d とすると以下の式で与えられる。

$$h = \frac{E_d}{4\pi \times k d^2 / 2} \dots \dots \dots (9)$$

等価剛性、要素減衰比と変位振幅の関係を図5に示す。変位振幅は塑性変位で、等価剛性は弾性域の剛性 k_e で無次元化した。等価剛性はX形状プレートに塑性領域が生じるまで変位振幅に依存せずほぼ一定となるが、その後は塑性域の増加に伴い、ほぼ直線的に低下する。要素減衰比は、塑性領域が生じるまでは、ほとんどないが、塑性領域の発生とともに急激に増加して

表1 材料特性

Material	Yield Stress (MPa)	Young's Modulus (MPa)	Strain Hardening Rate (MPa)
SB400	3.52×10^2	1.94×10^5	1.00×10^4

図4 ヒステリシスループの変位依存性

図5 剛性および減衰比の変位依存性

ほぼ一定となり、その後わずかに減少する。EABの容量はX形状平板の枚数で与えられ、等価剛性、消散エネルギーは容量に比例することがわかった。また、等価剛性、要素減衰比は試験を行った範囲では加振振動数、初期変位に依存せず、変位振幅にのみ依存することが確認できた。

c. 耐久性試験 耐久性試験では加振途中のEABの等価剛性、消散エネルギーの変化およびX形状平板表面温度の変化も測定した。図6に加振回数に対する等価剛性、消散エネルギーの変化の一例を示す。X形状平板が破断する直前まで等価剛性、消散エネルギーの変化は少なく、破断直前に等価剛性、消散エネルギーとも、急激に減少することがわかった。

図7に加振回数に対するX形状平板表面温度の変化の一例を示す。加振変位、加振周波数によって平板表面の温度上昇カーブの形状は異なるが、加振を重ねるに従って温度上昇は飽和し、平板表面の温度は最大で150°C程度になった。

図8にEABの変位振幅(X形状平板表面ひずみ振幅 ϵ)と損傷までの加振回数 N の関係を示す。また、X形状平板材料の軸ひずみ制御の加振による破断までの疲労曲線を合せて示す⁽⁷⁾。EABの損傷までの疲労曲線はX形状平板材料の軸ひずみ制御の加振による破断までの疲労曲線より推定できることがわかる。

d. 耐環境性試験 図9に示すようにEABの使用環境を考慮して、最高150°Cまで温度を上げて等価剛性、消散エネルギーの変化を測定したが、等価剛性、

図6 EAB特性の加振回数依存性

図7 板表面温度の加振回数依存性

図8 EABの疲労曲線

消散エネルギーとも、温度依存性は小さいことがわかった。

e. 限界強度試験 限界試験のEABの反力と変位の関係を図10に示す。変位が小さい部分では、X形状平板の曲げによる反力が支配的であるが、変位が大きくなるとX形状平板の軸力による反力が支配的となり、荷重が急激に増大する。その後、X形状平板は破断する。EABの破断荷重は降伏力の約14倍程度となった。

図9 EAB 特性の温度依存性

図10 EAB の限界強度

図11 ヒステリシスループの比較

3.3 試験と解析の比較

a. EAB の荷重-変位特性 はり理論による EAB のヒステリシスループの解析結果と単体特性試験結果の比較を図11に示す。X 形状平板材料の機械的性質は表1の値を用いた。解析結果と試験結果はよく一致しており、はり理論によって EAB のヒステリシスループが評価できることがわかった。また、はり理論によるヒステリシスループから求めた等価剛性、

表2 各定数値

n	C_p (J/kg°C)	E_d (J)	X_w (kg)
4	4.86×10^2	1.25×10^2	8.09×10^{-2}
X_a (m ²)	λ (J/ms°C)	D_b (m)	T_0 (°C)
4.94×10^{-4}	36.0	0.55	22

*) Value of Shaking Displacement 5mm

要素減衰比を図5にそれぞれ実線と点線で示す。はり理論による解析結果は EAB の特性をよく模擬している。

b. 耐久性試験 耐久性試験では、加振回数を重ねるに従って X 形状平板の表面温度が上昇した。これは、X 形状平板が弾塑性挙動することにより吸収するエネルギーによるものである。そこで、入ってくる熱エネルギーを X 形状平板が弾塑性挙動することにより吸収するエネルギーとして、エネルギー吸収特性試験の結果から求める。また、出ていくエネルギーは X 形状平板と室温の温度差による伝熱によるものとする、X 形状平板の一定変位での加振による温度上昇は以下の式で与えられる。

$$T_i = \frac{nE_d}{C_p X_w} - \frac{nX_a \lambda t_d (T_{i-1} - T_0)}{D_b} + T_{i-1} \dots \dots \dots (10)$$

ここで、

n : X 形状平板の枚数

T_i : i サイクルでの X 形状平板温度

E_d : 1 サイクル当たりの消散エネルギー

C_p : X 形状平板材料の比熱

X_w : X 形状平板の重量

X_a : X 形状平板の伝熱面積

λ : X 形状平板材料の熱伝導度

t_d : 1 サイクル当たりの時間

D_b : 等価伝熱距離(試験結果より算定)

T_0 : 室温

表2に用いた各定数の値を示す。図7に X 形状平板表面温度の試験と解析の比較を示す。試験結果の加振振幅、加振周波数の違いによる温度上昇カーブの変化を解析結果は十分模擬できていることがわかる。

4. 結 言

SB 400 を材料とする X 形状平板を用いた EAB の単体特性試験および試験結果をもとに EAB の単体設計手法の検討を行い、以下の結論を得た。

(1) EAB は大きなエネルギー吸収特性をもつことが確認でき、配管系に適用した場合、配管系の減衰を増加させる特性を有することがわかった。

(2) はり理論による簡便な EAB 設計手法を開発した。

(3) EAB の疲労特性は X 形状平板の材料の疲労特性より推定できる。

最後に、本研究は昭和 63 年から平成 3 年まで行った 10 電力会社(北海道, 東北, 東京, 中部, 北陸, 関西, 中国, 四国, 九州, 日本原電)との共同研究の成果である。ご協力いただいた電力会社各位にお礼申し上げます。また、横浜国立大学柴田 碧教授, 明星大学国枝正春教授, 東京理科大学原 文雄教授, 東京都立大学鈴木

浩平教授には本研究に関する有益なご指導をいただいた。感謝申し上げます。

文 献

- (1) Schneider, S., ほか 4 名, *EPRI NP-2902* (1983), 1.
- (2) 鈴木, 機論, 46-407, C(1980), 723.
- (3) 鈴木・ほか 2 名, 機論, 53-486, C(1987), 339.
- (4) 背戸, 機械の研究, 36-4(1984), 477.
- (5) 浪田・ほか 4 名, 機論, 54-507, C(1985), 2624.
- (6) 浪田・ほか 4 名, 機論, 55-514, C(1988), 1341.
- (7) 機械学会, 金属材料疲労強度の設計資料(IV), 10.