

回転型磁気摩擦ダンパの基本特性に関する研究*

渡邊 鉄也*¹, 鈴木 浩平*²
飯山 文也*³, 袖山 博*³

Experimental Study on Ball Screw Type Magnetic Friction Damper

Tetsuya WATANABE*⁴, Kohei SUZUKI,
Fumiya IYAMA and Hiroshi SODEYAMA⁴⁴ Department of Mechanical Engineering, Saitama University,
255 Shimo-Okubo, Saitama-shi, Saitama, 338-8570 Japan

The dynamic characteristics of piping system installed in industrial facilities have to be recognized as one of the significant issues in economic and safety design consideration. Piping systems are generally connected to supporting structures at several points by means of devices such as guides, spring hangers, hydraulic or mechanical snubbers and certain energy absorbers. When friction damper attracts attention, the amount of energy dissipation at contact surface is restricted, because the maximum displacement of sliding motion is limited by the clearance of the equipment. In order to increase the amount of energy dissipation, the ball screw type magnetic friction damper is proposed. This damper is expected to increase the energy dissipation by converting one directional motion to rotating motion by ball screw. In this work, the fundamental characteristics of proposed damper are clarified. The numerical model is made considering parameters obtained from testing, and the results from simulation are compared with the results from testing.

Key Words: Damper, Ball Screw, Permanent Magnet, Friction, Piping System

1. 結 言

近年の産業の目覚ましい発展に伴い、一極集中型の都市構造が形成されてきている。その中で、エネルギー供給減となるプラント施設は大都市の中核的な役割を果たしており、地震などの振動により機能低下を来さないことが強く求められている。プラント施設内には貯槽間もしくは機器と貯槽を結ぶための配管が多数設置されており、その構造は3次元的なものが多い。

プラント施設内に設置されている配管は一般に架構の上に支持されており、配管の熱膨張を見込んで架構上に完全には固定されていない場合が多い。このような配管系に地震などの振動入力に加わった場合には配管が架構上をしゅう動する摩擦現象が生じる。摩擦は振動エネルギーを散逸し地震応答を低減する効果があることが知られており、研究者は実機相当の配管系による大規模振動実験から、摩擦によるエネルギー散逸効果

や応答低減効果を評価し、摩擦支持部を有するプラント配管系の簡易耐震設計法を提案してきた⁽¹⁾⁻⁽³⁾。

しかし、配管と架構の間に必然的に介在する摩擦を利用してきたため、摩擦係数や配管支持反力を可変にすることが非常に困難であった。また、しゅう動方向は主に1方向であるため、直線的な摩擦となり、しゅう動量に限界があった。このため、エネルギー散逸量にも限界が生じた⁽⁴⁾。

そこで、本研究では配管の並進方向の運動を回転運動に変換し、回転部において摩擦を生じさせればしゅう動量が増加し、すなわちエネルギー散逸量が増加すると考えた。摩擦ダンパに注目すると、現在開発されているものとしては、ばねを用いて摩擦力を可変にするものや、永久磁石の吸引力を利用して摩擦力を発生させるものがあるが、いずれも並進方向の摩擦によるエネルギー散逸を利用したものであり、しゅう動量には限界がある⁽⁵⁾。したがって、本研究では並進運動を回転運動に変換し⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾、回転部に摩擦が生じる「回転型磁気摩擦ダンパ」を開発し、履歴特性、エネルギー散逸特性などの基本特性を明らかにすることを目的とする。

* 原稿受付 2000年9月28日。

¹ 正員、埼玉大学工学部(☎338-8570 さいたま市下大久保255)。² 正員、東京都立大学大学院工学研究科(☎192-0397 八王子市南大沢1-1)。³ 正員、三和テッキ(株)(☎329-1105 栃木県河内郡河内町岡本2703)。

E-mail: watanabe@mech.saitama-u.ac.jp

2. 回転型磁気摩擦ダンパの振動実験

回転型磁気摩擦ダンパはボールねじを用いて並進方向の運動を回転運動に変換し、回転部に摩擦を生じさせる構造となっている。摩擦力は永久磁石の吸引力を利用している。これにより摩擦部におけるしゅう動量の増加が見込め、エネルギー散逸量の増加にともなう応答の減衰効果が期待できる。しゅう動量はボールねじのリードを変化させることにより調整可能であり、摩擦力は永久磁石の吸引力を変化させることにより可変となる。さらに、電磁石を用いればセミアクティブ型のダンパとしての利用も可能になると考えられ、その用途は多様なものになると期待できる。

2・1 実験装置 図1に回転型磁気摩擦ダンパの概略図を示す。このダンパはボールねじ、リードねじ、ケース、摩擦部から構成されている。以下に各部の寸法を示す。

ダンパの長さ	0.31 m
ケースの径	0.1 m
固定ディスクの径	83 mm
回転ディスクの径	75 mm
ストローク	15 mm
ボールねじのリード	4 mm
設計荷重	800 N

本ダンパは単方向の運動をボールねじを用いて回転運動に変換し、しゅう動量を増加させる。摩擦部は図2に示すように、固定ディスク、回転ディスク、永久磁石、PTFE(Polytetrafluoroethylene)ディスクから構成されている。固定ディスクと回転ディスクの材質はSS400である。固定ディスクとPTFEディスクはケー

ス側に設置されたキーにより回転運動を拘束されており、シャフトの軸方向には拘束されていない。6個の永久磁石が固定ディスクに設置されており、回転ディスクとPTFEディスクの間でしゅう動が生じる。

2・2 実験方法 回転型磁気摩擦ダンパの基本特性を明らかにするために振動実験を行った。加振は最大荷重 10000N、最大変位 100mm の油圧のアクチュエータを用いた。計測点は2点で、アクチュエータの変位とダンパの反力である。入力波は正弦波であり、周波数は 0.2, 0.4, 0.6, 0.8, 1.0, 1.5Hz で、最大変位は 2, 4, 6, 8, 10, 15mm である。回転ディスクの慣性力、ベアリングの減衰力、摩擦力などを求めるために、以下の3ケースの実験を行った。

- ケース1：シャフトのみの系
- ケース2：摩擦無し系の系
- ケース3：摩擦有りの系

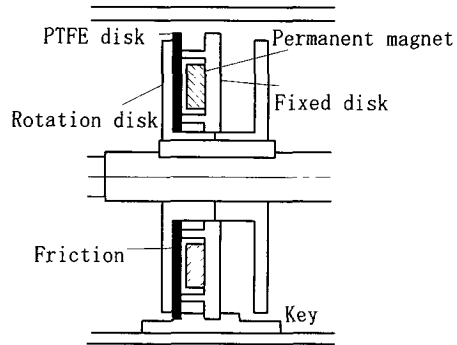


Fig.2 Structure of friction system

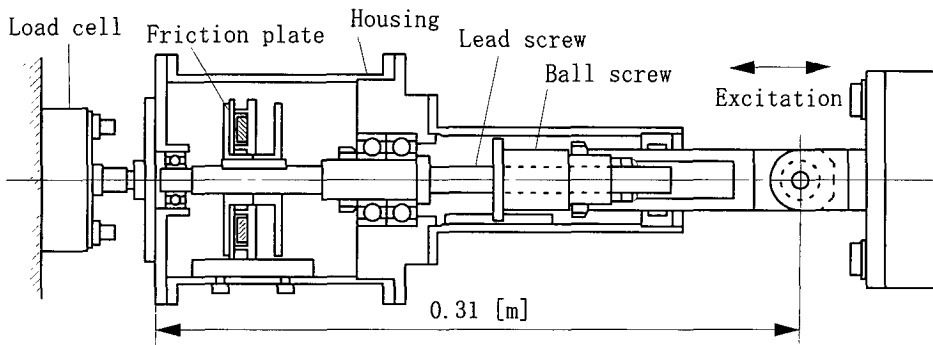


Fig.1 Ball screw type magnetic friction damper

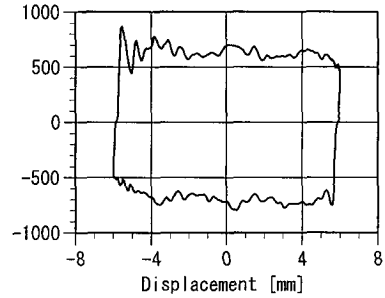
ケース1はダンパから固定ディスク、磁石、回転ディスク、PTFEディスクを外した場合であり、ベアリングやボールねじの減衰係数を求める。ケース2はケース1に回転ディスクのみを設置した場合であり、回転ディスクを含む回転部の慣性モーメントを求める。ケース3は回転型磁気摩擦ダンパの場合である。ケース3での反力は主に摩擦力、減衰力、慣性力から成ると仮定し、後述の反力計算ではこれらの力を分けて計算している。摩擦力を得るためにはケース3の反力からケース2の反力を引いて求めている。

2・3 実験結果

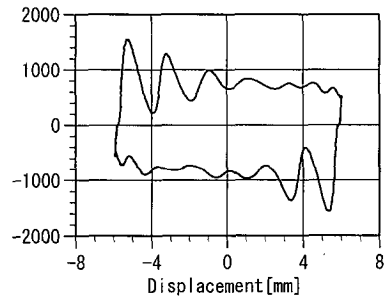
2・3・1 時刻歴応答 図3に時刻歴波形の一例を示す。入力波は正弦波で0.2Hz, 6mmの場合である。図3(a)はアクチュエータの変位、図3(b)はダンパの反力であり、非線形挙動を示している。反力は変位の変化方向が変わる時刻に変化している。回転ディスクの回転方向が変わるとき反力も変化していることがわかる。平均荷重は700Nであった。

2・3・2 履歴曲線・エネルギー散逸量 振動エネルギーはダンパの接触面によって主に熱エネルギーとして散逸される。エネルギー散逸特性はダンパの変位と反力によって描く履歴曲線によって把握することができる。回転ディスクと固定ディスクの間の摩擦力はボールねじによって並進方向の反力に変換される。図4に履歴曲線の一例を示す。図4(a)は0.2Hz, 6mmの場合であり図4(b)は0.6Hz, 6mmの場合である。図4(a)は典型的な摩擦挙動を示しているが、図4(b)は荷重が変

動している。この挙動の原因は明らかになっていないが、アクチュエータが変位制御のため、オーバーロードになってしまったと考えられる。この荷重の変動は入力周波数が増加するにつれて顕著になり、今回の実験結果から、入力の周波数は0.6Hzまでが限界であると考えられ、今後の検討が必要である。



(a) Frequency = 0.2Hz, Displacement = 6mm



(b) Frequency = 0.6Hz, Displacement = 6mm

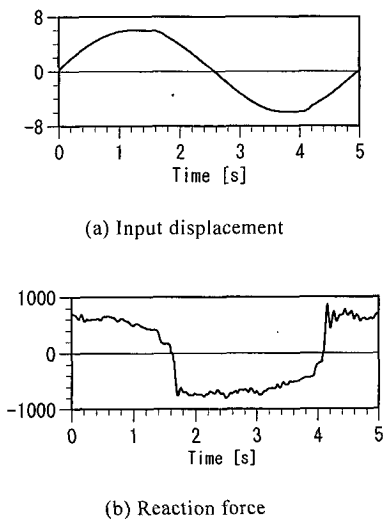


Fig.3 Time history response (0.2Hz, 6mm)

Fig. 4 Hysteresis loops (sinusoidal excitation)

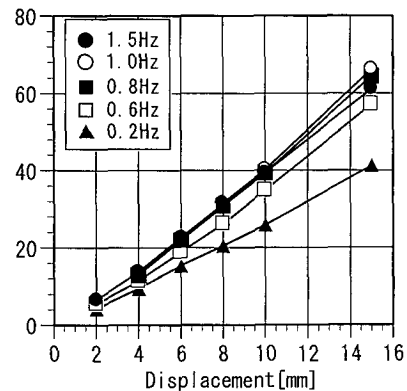


Fig. 5 Dissipated energy with respect to maximum input displacement

履歴曲線の面積から、1回の繰り返しにおけるエネルギー散逸量を算出できる。図5に入力変位におけるエネルギー散逸量を示す。摩擦力が一定であれば入力変位が同じ場合、エネルギー散逸量は等しくなる。しかし、0.2Hzの場合の結果が他と異なっている。これは図4からわかるように0.6Hzでは荷重が変動しており、この影響がエネルギー散逸量に生じていると考えられる。また、エネルギー散逸量は入力変位に対して線形的に増加しているため、各周波数での平均摩擦力はほぼ一定であることがわかる。

2・3・3 減衰係数 この研究の目的の一つは数学モデルを構築することである。ダンパの反力は摩擦力、減衰力、慣性力から成っていると考えられるので、ここでは粘性減衰を仮定して減衰係数を求める。減衰係数は入力速度と反力の関係から得ることができる。図6にケース1の実験から得られた荷重-速度図の一例を示す。速度は実験で得られた変位を微分して求めた。図中の点は実験結果であり、実線は最小二乗法を用いて適合したものである。実線は実験結果の傾向を良好に表している。この直線の勾配から減衰係数が推定でき、3200Ns/mであった。図7に最大入力速度によるそれぞれの実験結果から推定された減衰係数を示す。この図から、減衰係数は速度が増加するにつれて減少していることがわかる。また、0.05m/s付近を超えると2000Ns/mになっている。これは、入力速度が低い場合、ベアリングやボールねじ・ケース間の摩擦の影響が強く、減衰係数が高く推定されているためである。後述の数学モデルでは、最大速度により推定された減衰係数が異なるので、それぞれの実験から得られた減衰係数を用いた。

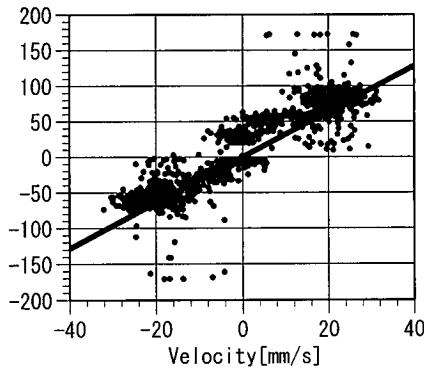


Fig. 6 Relation between reaction force and input velocity in the case1 (0.6Hz, 6mm)

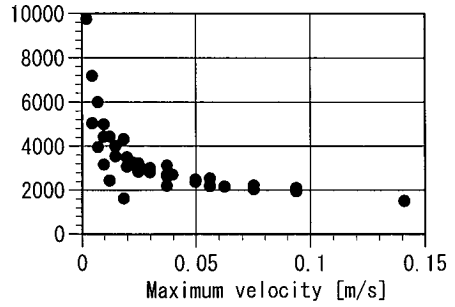


Fig. 7 Damping coefficient with respect to input maximum velocity in the case1

3. 回転型磁気摩擦ダンパの数学モデル

3・1 主な記号

- X : ダンパの軸方向変位 (入力変位)
- ϕ : シャフトの回転角
- I_ϕ : 慣性モーメント
- C_ϕ : 回転減衰係数
- M_f : 摩擦によるモーメント
- η : ボールねじの逆効率
- l : ボールねじのリード
- F : ダンパ反力
- T : シャフトに作用するトルク

3・2 数学モデル

回転型磁気摩擦ダンパの数学モデルを構築するために、モデル化では3つのモーメントを考慮した。1つは回転ディスクとシャフトによる回転慣性モーメント、もう1つはベアリングの減衰力やボールねじ・ケース間の摩擦によるモーメント、最後は回転ディスクと固定ディスクの間の摩擦によるモーメントである。計算を簡便にするために、ベアリングやボールねじのボールの剛性とシャフトのねじり剛性は考慮していない。

回転方向の運動方程式は次のように表される。

$$I_\phi \ddot{\phi} + C_\phi \dot{\phi} + M_f = T \dots\dots\dots (1)$$

回転角 ϕ と軸方向変位の関係は次のように表される。

$$\phi = \frac{2\pi X}{l} \dots\dots\dots (2)$$

ダンパ反力とシャフトのトルクの関係は次のようになる。

$$T = \frac{Fl\eta}{2\pi} \dots\dots\dots (3)$$

これらの関係から、軸方向の運動方程式は次のように表される。

$$\frac{2\pi}{l} I_\phi \ddot{X} + \frac{2\pi}{l} C_\phi \dot{X} + M_f = \frac{Fl\eta}{2\pi} \quad \dots\dots(4)$$

したがって、反力 F は次のように算出できる。

$$F = \frac{2\pi}{l\eta} \left(\frac{2\pi}{l} I_\phi \ddot{X} + \frac{2\pi}{l} C_\phi \dot{X} + M_f \right) \quad \dots\dots(5)$$

図8に式(5)を用いて計算した履歴曲線を示す。この図の合力は摩擦力、減衰力、慣性力から成っている。摩擦力、減衰力、慣性力はそれぞれ式(5)の第3項、第2項、第1項から計算される。回転ディスクとシャフトの慣性モーメントはそれぞれの形状から算出している。

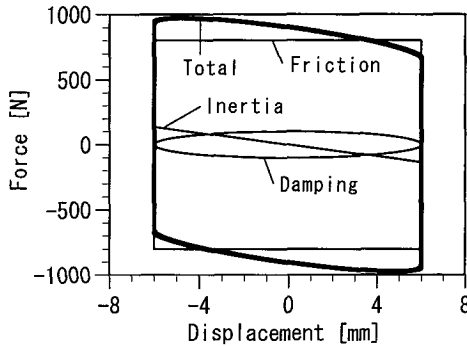


Fig. 8 Hysteresis loop model on analysis

3・3 摩擦係数 垂直抗力を求めるために永久磁石の吸引力を求めた。最初にダンパから固定ディスクと回転ディスクを外す。次に、PTFE ディスクをはさんで各ディスクを接続する。次に各ディスクを引き離す時の荷重を測定する。このようにして得られた吸引力の平均値は 57.8N であった。

摩擦係数は磁石の吸引力と摩擦によるモーメント、そしてしゅう動が生じる面の面積から求める。摩擦面の面圧は磁石の吸引力に依存し、以下のように求めることができる。

$$P = \frac{N}{A} \quad \dots\dots(6)$$

ここで、 N は永久磁石の吸引力、 P は摩擦面の面圧、 A は接触面積である。摩擦によるモーメントは次のように計算できる。

$$M_f = \mu P \frac{2\pi}{3} (r_2^3 - r_1^3) \quad \dots\dots(7)$$

ここで、 r_1 は摩擦面の内半径、 r_2 は外半径である。モーメント M_f と反力 F の関係は以下のように得られる。

$$M_f = \frac{Fl\eta}{2\pi} \quad \dots\dots(8)$$

上記の式より、摩擦係数は次式を用いて計算できる。

$$\mu = \frac{3Fl\eta(r_2^2 - r_1^2)}{4\pi N(r_2^3 - r_1^3)} \quad \dots\dots(9)$$

式(9)の反力 F はケース3の反力からケース2の反力を引いて、摩擦のみによるモーメントから算出した。図9にそれぞれの実験の最大速度による摩擦係数を示す。摩擦係数は 0.2 から 0.35 の間で変動しているが、平均値は 0.25 であった。表1に反力計算で用いたパラメータを示す。回転減衰係数は 2・3・3 節で得られた減衰係数を C とすると、次式のように計算した。

$$C_\phi = C \frac{l^2\eta}{4\pi^2} \quad \dots\dots(10)$$

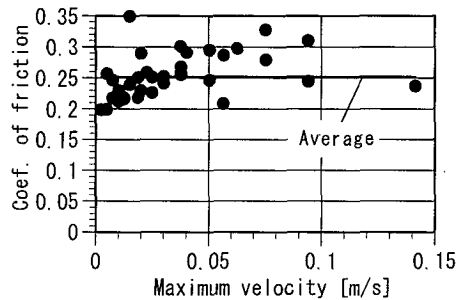


Fig.9 Coefficient of friction with respect to maximum input velocity

Table 1 Parameter for analysis

I_ϕ	2.19×10^{-4} [Kg/m ²]
C_ϕ (minimum)	7.70×10^{-4} [Nms/rad]
M_f	0.399 [Nm]
l	4 [mm]
η	0.95
μ (average)	0.25
N	57.8 [N]
r_1	0.0160 [m]
r_2	0.0365 [m]

3・4 実験結果との比較 図 10(a),(b)にそれぞれケース 1, ケース 2 の場合の履歴曲線を示す. 図 10(a) の「Damping」と記された楕円は 2・3・3 節で得られた減衰係数を用いて算出した曲線である. この曲線は入力速度の方向が変わる付近を除いて太線の実験結果と良好に一致している. 図 10(b)の「Inertia」と記された直線は 3・2 節の慣性力を表している. この図から, 数学モデルを用いて計算された減衰力と慣性力の和は実験で得られた履歴曲線に近い形状になると予想される. また, 慣性力は変位が増加するにしたがい減少していることがわかる. これは, 変位と加速度の位相が 180 度ずれているためである.

次に, 図 11(a),(b)にケース 3 の場合の実験結果と反力計算結果の比較を示す. 図 11(a)は周波数 0.2Hz, 最大変位 6mm の場合で, (b)は 0.6Hz, 6mm の場合である. 計算における履歴曲線の荷重は慣性力, 減衰力, 摩擦力の合力となっているため, 典型的な摩擦挙

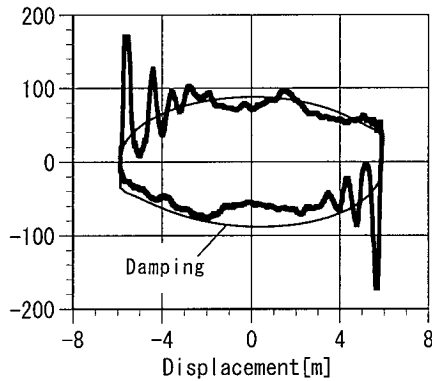
動とは若干異なっていることがわかる. 実験結果と計算結果を比較すると, 計算結果は実験結果を良くシミュレートできており, 特に図 11(a)では良好な一致が得られた. したがって, 本研究で用いた簡単な数学モデルにより, 回転型磁気摩擦ダンパの基本特性をシミュレートできることが明らかとなった.

4. 結 言

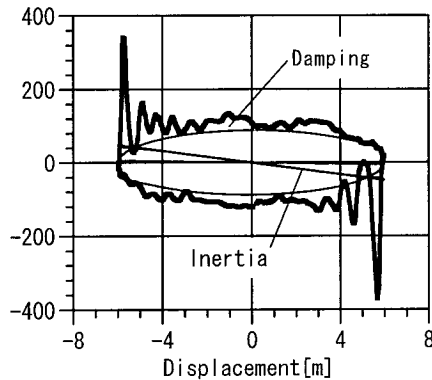
本研究では回転型磁気摩擦ダンパを試作して振動実験および簡単な数学モデルによる反力計算を行い, 以下の結果が得られた.

- 1) 振動実験により, 回転型磁気摩擦ダンパの基本特性が明らかになった.
- 2) 簡単な数学モデルによる計算で, 回転型磁気摩擦ダンパの履歴曲線をシミュレートできる.

今後は, 荷重変動の改善, 永久磁石を電磁石に変えたときの準能動制御の検討を行う.

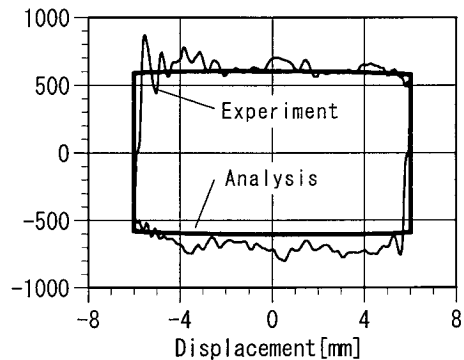


(a) Hysteresis loop of case1 (0.6Hz, 6mm)

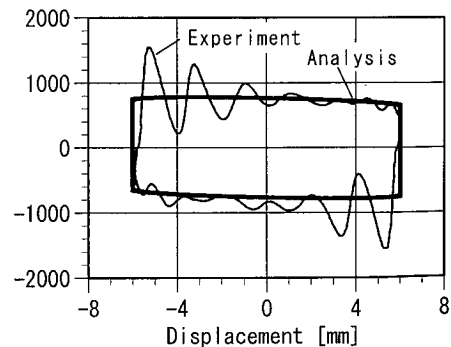


(b) Hysteresis loop of case2 (0.6Hz, 6mm)

Fig.10 Comparison of hysteresis loops (without friction)



(a) Frequency = 0.2Hz, Displacement=6mm



(b) Frequency = 0.6Hz, Displacement=6mm

Fig. 11 Comparison of hysteresis loops (with friction)

本研究は埼玉大学，東京都立大学，三和テッキ株式会社の共同研究である。本研究を遂行するに当り，ご指導，ご協力をいただいた，砂子田勝昭，五十幡直文，柴田和彦の諸氏に厚く御礼申し上げる。

文 献

- (1) 渡邊鉄也・鈴木浩平，内しゅう動を有する摩擦支持配管系の地震応答，機論，64-617，C (1998)，64-69.
- (2) 渡邊鉄也・鈴木浩平，摩擦支持配管系の地震応答解析（摩擦系応答スペクトルを用いた最大応答の推定），機論，64-619，C (1998)，825-830.
- (3) 渡邊鉄也・鈴木浩平，摩擦系応答スペクトルを用いた配管系の等価減衰比推定法，機論，66-642，C (2000)，87-92.
- (4) Suzuki,K., Watanabe,T., Mitsumori,T., Shimizu,N., Kobayashi,H., Experimental Study on Seismic Responses of Piping Systems with Friction Part 1:Large-Scale Shaking Table Vibration Test, ASME Trans.,Journal ofPressure Vessel Technology, Vol.117(1995), 245-249
- (5) JSSI 規格 D-21 摩擦型ダンパー，(1996)
- (6) D.K.Nims, J.M.Kelly, Experimental Study of Mechanical Pipe Snubber Seismic Behavior, ASME Trans, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol.119(1998), 384-338
- (7) 来田義弘，磁石を利用した制振装置の研究（その2）ボールねじ式磁気ダンパーの基本性能実験，日本建築学会大会学術講演概要集，(1990)
- (8) 砂子田勝昭・岩田義明・飯山文也・鈴木浩平，メカトロダンパによる免震システムのセミアクティブコントロール，機論，61-584，C(1995)，44-48.