

滑りネジを利用した増幅機構付き減衰装置の開発

Development of Seismic Device with Amplification Mechanism using Slide Screw

中南 滋樹 SHIGEKI NAKAMINAMI

谷垣 正治 MASAHARU TANIGAKI

鈴木 亨 TORU SUZUKI

免制震事業部 古橋 剛 TAKESHI FURUHASHI

筆者らは、これまで転がりネジを利用した増幅機構付き減衰装置を開発してきた。この装置は機構上、発生トルクによる軸方向力がネジ面に作用すると摩擦力が発生する。この摩擦力に着目し、転がり系より摩擦の高い滑りネジを利用することにより摩擦力の割合を任意に設定でき、かつ抵抗力を転がり系より数倍にできる滑り摩擦型の増幅機構付き減衰装置を考案した。本報では、ネジの力学機構より導かれる理論的特性および単体動的試験による基本特性を把握したので報告する。

キーワード：滑りネジ，増幅機構，減衰装置，滑り摩擦，制震

Previously, development was undertaken of a seismic device that utilized a ball screw amplification mechanism, which generates friction on the ball screw by an axial force. Aiming at this friction, further development has been undertaken on a new device that utilizes a slide screw to generate higher friction than a ball screw. This new device is able to control the rate of friction arbitrarily and generates several times as much damping force as the conventional device using a ball screw. This paper describes the theoretical characteristics derived from the mechanism of the slide screw and the basic performance based on dynamic tests.

Key Words: Slide screw, Amplification mechanism, Seismic Devices, Slide friction, Seismic response control

1. はじめに

筆者らは、これまで転がりネジを利用した増幅機構付き減衰装置(Rotary Damping Tube=RDT)を開発¹⁾してきた。この装置は、増幅機構を用いて軸方向運動を回転運動に変換し、粘性体に作用する速度を増幅させることにより大きな減衰力を発生させ、その発生した減衰力を直線運動への再変換過程においてさらに増幅させる装置である。また、機構上、発生トルクによる軸方向力がネジ面に作用すると、ネジ部の摩擦に比例して摩擦力が発生する。転がりネジではこの摩擦力は1割程度であり、全抵抗力に対して粘性抵抗力の占める割合がほとんどであり、吸収エネルギーに伴う粘性抵抗力の低下が顕著となっている。筆者らは、この摩擦力に着目し、転がり系より摩擦の高い滑りネジ(写真-1)を利用することにより、粘性抵抗力の低下抑制効果に応じて摩擦力の割合を任意に設定でき、かつ抵抗力を転がり系より数倍に付加できる滑り摩擦付加型の増幅機構付き減衰装置を考案した。

本報では、ネジの力学機構から導かれる理論的特性と単体試験結果による基本性能を把握したので報告する。



写真-1 滑りネジ(オイルレスメタル加工品)

2. 増幅機構の原理

本装置は、増幅機構の原理にネジとナットの関係(図-1)を利用している。ナットはネジ山1リード L_d (ピッチ×条数)で1回転する。これはネジ山1リードの軸方向変位 δ (速度 V_n)に対して、ナットの外周方向の $\delta(V_n)$ が $\pi \cdot D/L_d$ 倍(D :ナット外直径)になることを意味している。ここで、この関係を増幅率 S と定義する。本装置は、この

増幅された回転速度($S \cdot V_n$)を粘性体に作用させることにより大きな粘性抵抗力を得る。発生した抵抗力は、軸方向への再変換過程(回転運動→直線運動)において S 倍増幅して直線運動の抵抗力となるため、増幅機構を有しない装置と比較して抵抗力の大きさは S^2 倍となる。この原理を実現させる部材として、一般機械産業や自動車のプレス金型部品に広く利用されているオイルレス軸受材に着目し、軸受材をナットに相手材をネジに成型加工することによりこの原理を実現させている。

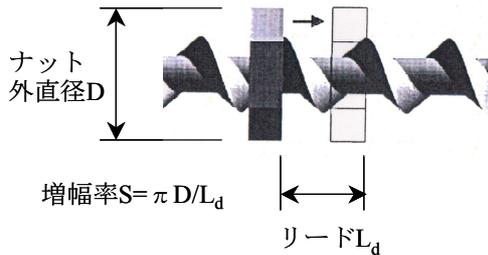


図-1 ネジとナットの関係

3. 装置概要

(1) 構成材料

図-2 に装置概要図を示す。本装置は、滑りネジが内蔵されている増幅部と粘性体が充填されている減衰部に大きく分けられる。構成材料は、外力により装置本体に対して相対的に直線運動するネジ軸(スクリュースレッド)①と、直線運動をネジ対偶によって回転運動に変換するナット(スクリューナット)②と、ナットによって回転され、粘性体③の粘性抵抗により運動エネルギーを減衰させる内筒(回転体)④と、各機構を支持する外筒(固定体)⑤、スラスト軸受⑥、ラジアル軸受⑦、サポート軸受⑧およびシール材⑨で構成されている。サポート軸受は偏荷重に対するサポートであり、常に軸心を保ちながらネジ軸移動時の摩擦抵抗を増加させない機能を有している。表-1 に構成材料および各々の機能を示す。

(2) 滑りネジ概要

図-3 に滑りネジの詳細図およびナット断面図を、表-2 にネジ軸およびナットの物性を示す。ネジ軸は、クロムモリブデン鋼材を使用し、メートル台形ネジの基準山形を有するネジを形成し、表面処理を施している。ネジ軸とナットの螺合部はなめらかに滑るよう適度なバックラッシュ(軸方向隙間 0.1~0.2mm 程度)を与えている。ナット材は、高力黄銅鑄物を母材とした固体潤滑材⑩(主成分は黒鉛)を埋設した軸受材であり、オイルレス軸受材を成型加工したものである。固体潤滑材は約 15~25%の割合で

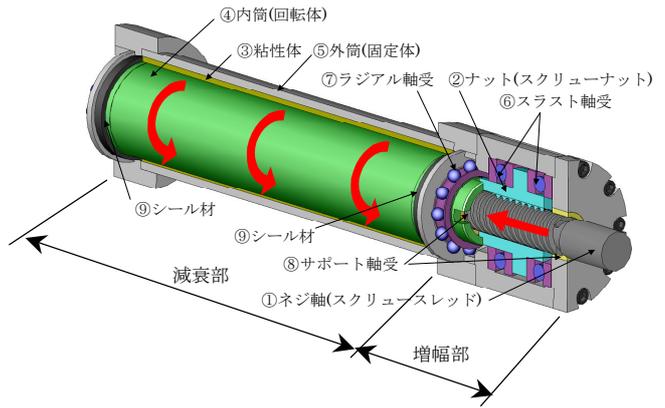


図-2 装置概要図

表-1 構成材料

項番	区分	部位	機能・その他
①	増幅部	ネジ軸(スクリュースレッド)	増幅機構 (直線運動を回転運動に変換(逆効率))
②		ナット(スクリューナット)	または回転運動を直線運動(正効率)に変換)
⑩		固体潤滑材	自己潤滑機構 (埋設率15~25%)
⑥	減衰部	スラスト軸受	軸方向負荷伝達機構
⑧		サポート軸受	軸心保持機構
③	減衰部	粘性体	粘性抵抗力発生要素
④		内筒	回転体
⑤		外筒	固定体
⑦		ラジアル軸受	内筒と外筒の位置保持機構
⑨		シール材	粘性体の漏洩止め

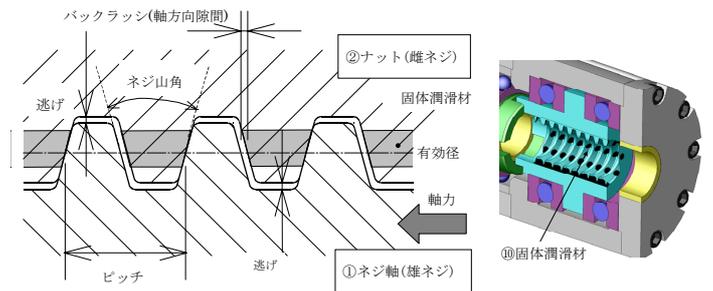


図-3 滑りネジ詳細図

表-2 ネジ軸及びナットの物性

構成材料	①ネジ軸 (スクリュースレッド)	②ナット(スクリューナット)	
		母材	⑩固体潤滑材
分類	鋼材	軸受材	潤滑材
材質	クロムモリブデン鋼	高力黄銅鑄物4種相当	黒鉛系
使用範囲	許容最高荷重 N/mm ²	100	
	使用限界温度 °C	300	
物性	比重 g/cm ³	7.85	8.0
	硬さ	HRC30±2	HB210<
	伸び %	12<	12<
	引張強度 N/mm ²	980<	775<
	線膨張係数 /°C	1.1×10 ⁻⁵	1.9×10 ⁻⁵
	比熱 cal/(g・°C)	0.10	0.10
	熱伝導率 cal/(cm ² ・°C・sec)	0.12	0.21

均一に母材に埋設されており、作動時には適宜供給され、母材の摩擦面に自己潤滑性皮膜を形成する。摩擦面は薄く強固な固体潤滑皮膜で覆われているため、ネジの滑り面の安定した耐摩耗性および自己潤滑性を示す。この機能により、長期間メンテナンスを施さなくても無給油で所定の性能を維持することが可能となる。

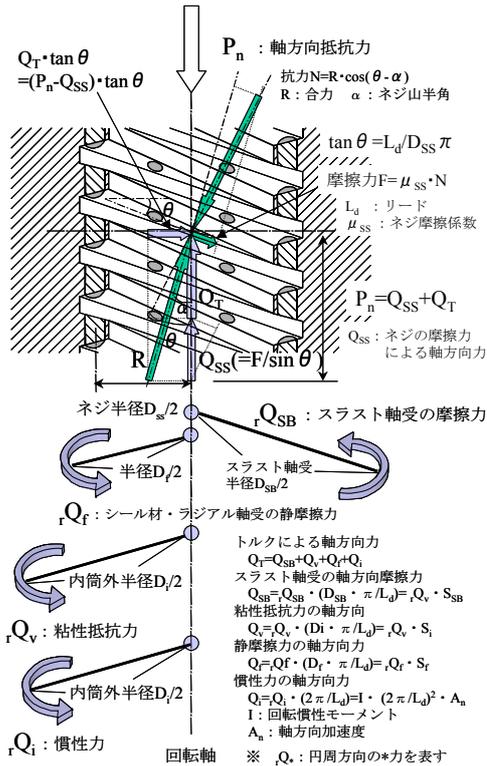


図-4 ネジ面での力の釣り合い(直線運動→回転運動(逆効率))

4. 力の伝達機構

本装置の軸方向抵抗力 P_n の評価式を算出するため、図-4に示すようなネジ面での力の釣り合いを考える。なお、慣性力 Q_i は摩擦力 Q_f と粘性抵抗力 Q_v の合計より常に小さいものとし、回転運動から直線運動へ作用する力(正効率)は作用しないものとする。

地震等の外力により、ネジ軸に装置本体との間に相対変位が生じると、ネジ部によりナットが軸心廻りに回転し、ナットによって同方向に回転される内筒と固定外筒との間に充填された粘性体により粘性抵抗力 rQ_v が発生する。同時に、内筒およびナット等の回転体の回転慣性により慣性力 rQ_i が作用する。その他、減衰部ではシール材およびラジアル軸受材の静摩擦力 rQ_f が存在している。軸方向力を受けるスラスト軸受には、軸受材の摩擦に比例して摩擦力 rQ_{SB} が作用している。これら回転方向に作用した抵抗力の合計がトルク T としてネジ面に作用しており、この抵抗力の軸方向力 Q_T がネジ部の摺動面に伝達され摩擦力 Q_{SS} が生じる。図-5に軸方向抵抗力の構成(概念図)を示す。

ここで、滑りネジの摩擦力によって生じる軸方向力 Q_{SS} を導く。滑りネジ面には、軸方向抵抗力 P_n とトルクによる水平力 T が作用しており、軸方向抵抗力 P_n とトルクによる水平力 T の合力 R は、滑りネジからの抗力 N と摩擦

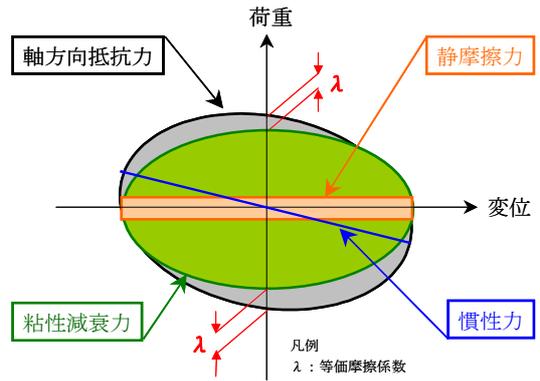


図-5 軸方向抵抗力の構成(概念図)

力 F の合力と釣り合っている。ここで、抗力 N と摩擦力 F は式(1)および式(2)となる。

$$N = R \cdot \cos(\theta - \alpha) \quad (1)$$

$$F = R \cdot \sin(\theta - \alpha) \quad (2)$$

一方、軸方向抵抗力 P_n は、滑りネジの摩擦力によって生じる軸方向力 Q_{SS} とトルクによって生じる軸方向力 Q_T の和であり式(3)となる。また、滑りネジの摩擦係数を μ_{SS} とすると、摩擦力 F は式(4)で表される。

$$P_n = Q_{SS} + Q_T \quad (3)$$

$$F = \mu_{SS} \cdot N \quad (4)$$

式(4)に式(1)を代入し、整理すると F は式(5)となる。

$$\begin{aligned}
 F &= \mu_{SS} \cdot (R \cdot \cos(\theta - \alpha)) \\
 &= \mu_{SS} \cdot R \cdot (\cos \theta \cdot \cos \alpha + \sin \theta \cdot \sin \alpha) \\
 &= \mu_{SS} \cdot R \cdot \left(\cos \theta \cdot \frac{P_n}{R} + \sin \theta \cdot \frac{T}{R} \right) \\
 &= \mu_{SS} \cdot (P_n \cdot \cos \theta + T \cdot \sin \theta) \quad (5)
 \end{aligned}$$

滑りネジの摩擦力によって生じる軸方向力 Q_{SS} は、下式に式(5)を代入すると式(6)となる。

$$\begin{aligned}
 Q_{SS} &= \frac{F}{\sin \theta} = \frac{\mu_{SS} \cdot (P_n \cdot \cos \theta + T \cdot \sin \theta)}{\sin \theta} \\
 &= \mu_{SS} \cdot \left(\frac{P_n}{\tan \theta} + T \right) \quad (6)
 \end{aligned}$$

トルクによる水平力 T は式(7)で表されるので、式(6)に式(7)を代入して Q_{SS} について整理すると、滑りネジの摩擦力によって生じる軸方向力 Q_{SS} は式(8)となる。

$$T = Q_T \cdot \tan \theta = (P_n - Q_{SS}) \cdot \tan \theta \quad (7)$$

$$Q_{SS} = \frac{\mu_{SS} \cdot P_n \cdot \left(\frac{l}{\tan \theta} + \tan \theta \right)}{l + \mu_{SS} \cdot \tan \theta} \quad (8)$$

本装置の軸方向抵抗力 P_n は、滑りネジの付加摩擦力 Q_{SS} 、スラスト軸受の摩擦力 Q_{SB} 、静摩擦力 Q_f 、粘性抵抗力 Q_v 、慣性力 Q_i の総和となる(式(9))。

$$P_n = Q_{SS} + Q_{SB} + Q_f + Q_v + Q_i \quad (9)$$

式(9)中、軸方向抵抗力 P_n に依存する抵抗力は、滑りネジの摩擦力によって生じる軸方向力 Q_{SS} とスラスト軸受の摩擦力 Q_{SB} である。スラスト軸受の摩擦力はスラスト軸受の摩擦係数を μ_{SB} 、スラストベアリングの増幅率を(以下、 $S_{SB}(=D_{SB} \cdot \pi L_d)$)とすれば式(10)で表される。

$$Q_{SB} = S_{SB} \cdot \mu_{SB} \cdot P_n \quad (10)$$

全軸方向抵抗力に対する割合の小さい静摩擦力 Q_f と慣性力 Q_i を無視すると、結局、本装置の全軸方向抵抗力 P_n は、式(9)に式(8)と式(10)を代入して式(11)となる。

$$P_n = \left[\frac{\mu_{SS} \cdot P_n \cdot \left(\frac{l}{\tan \theta} + \tan \theta \right)}{l + \mu_{SS} \cdot \tan \theta} \right] + (S_{SB} \cdot \mu_{SB} \cdot P_n) + Q_v$$

$$P_n = \frac{Q_v}{1 - \left[\frac{\mu_{SS} \cdot \left(\frac{l}{\tan \theta} + \tan \theta \right)}{l + \mu_{SS} \cdot \tan \theta} + S_{SB} \cdot \mu_{SB} \right]} \quad (11)$$

$$M = \frac{\mu_{SS} \cdot \left(\frac{l}{\tan \theta} + \tan \theta \right)}{l + \mu_{SS} \cdot \tan \theta} + S_{SB} \cdot \mu_{SB}, \quad \lambda = \frac{l}{l - M}$$

とすると、式(11)は式(12)となる。

$$\begin{aligned} P_n &= \frac{Q_v}{1 - M} \\ &= \lambda \cdot Q_v \end{aligned} \quad (12)$$

ここで、 M は摩擦の占める割合を示しているため摩擦比と、 λ は滑りネジの摩擦により付加される摩擦力を表しているため等価摩擦係数と、 $1 - M$ は軸方向抵抗力 P_n に対する Q_v の占める割合を示しているため、粘性比 H と定義する。結局、本装置の軸方向抵抗力 P_n は減衰部で発生する粘性抵抗力の軸方向力 Q_v に等価摩擦係数 λ を乗じた値で評価することができ、摩擦比 M はネジ軸の摩擦係数

μ_{SS} と増幅率(以下、 $S_{SS}(=D_{SS} \cdot \pi L_d)$)およびスラスト軸受の摩擦係数 μ_{SB} と S_{SB} を任意に設定することにより自由に設定することができる。このとき、粘性比 H および付加される摩擦力 λ も算定できることが分かる。なお、ネジ軸の摩擦係数 μ_{SS} は 0.1 程度、スラスト軸受の摩擦係数 μ_{SB} は 0.0078 程度と既知であるため、摩擦・粘性比の選定には S_{SS} と S_{SB} が重要なファクターとなる。

5. ネジの回転限界

ネジ軸の摺接面に伝達された抵抗力をネジ部の摩擦による抵抗力として発生させるためには、適切なネジ軸およびスラスト軸受の増幅率が選択される必要がある。滑りネジが増幅部(=運動変換部)として有効に機能するためには、前述の式より摩擦比 M が 1 未満であることが条件となる。なお、スラスト軸受に滑り軸受 ($\mu=0.15$) を用いると、 $S_{SB}=6.6$ 倍以上で回転不能となるため、本装置ではスラスト軸受には転がり軸受 ($\mu_{SB}=0.0078$) を使用する。図-6 に滑り系と転がり系の摩擦比 M とネジ軸の増幅率 S_{SS} とスラスト軸受の増幅率 S_{SB} の関係(ネジの回転限界)を示す。図によると、転がり系では S_{SS} や S_{SB} を大きく設定しても回転限界には達しないが、滑りネジでは約 $S_{SS}=8$ 以上で回転限界となる。

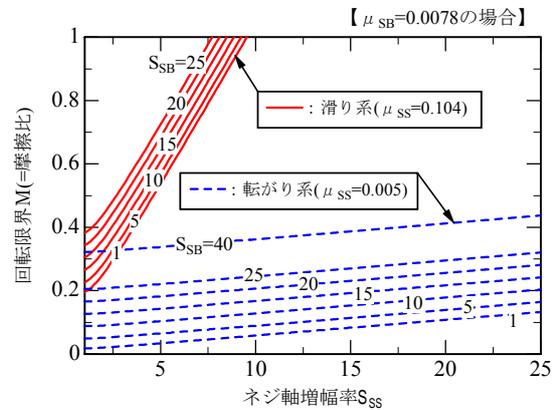


図-6 ネジの回転限界

6. 摩擦比および粘性比

負担させる摩擦力と粘性抵抗力 Q_v の比率は、 S_{SS} と S_{SB} の設計可能な組み合わせにより決定される。滑り系と転がり系において、ネジ軸の回転限界範囲における S_{SS} と S_{SB} をパラメータとし、 M と H との関係にしたものを図-7 に示す。例えば、滑り系において $S_{SS}=0.104(=0.1/\cos 15)$ 、 $\mu_{SB}=0.0078$ 、 $S_{SS}=4$ および $S_{SB}=10$ とすると、摩擦比 0.49、粘性比 0.51 となる。また、同諸元を転がり系に適用する

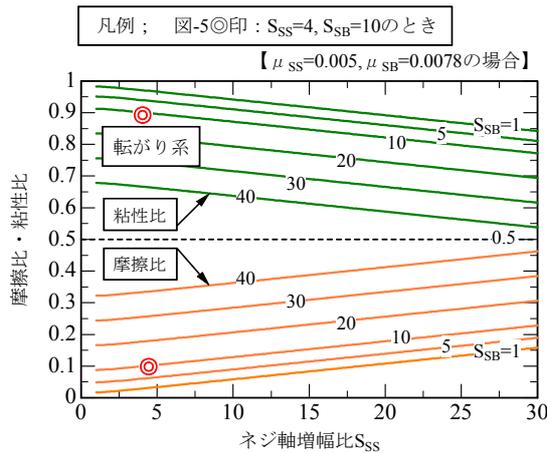
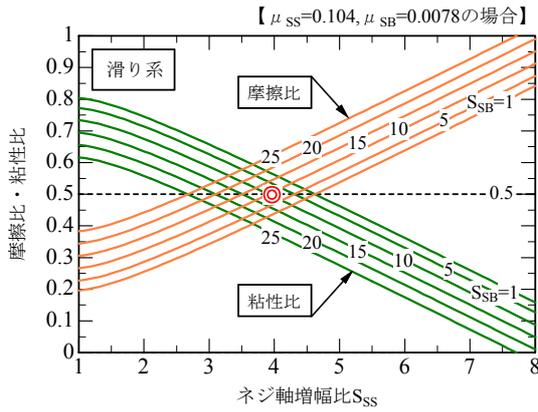


図-7 摩擦比及び粘性比

と、摩擦比 0.1、粘性比 0.9 となり粘性抵抗力の割合が大きくなっており、滑り系および転がり系で抵抗力の構成割合が異なっている。滑り系ではこの摩擦比の割合を 1.0 に近くまで設定可能であるが、転がり系では 0.3 程度が限界となる。設計的には、滑り系において摩擦比 M を大きく設定すると、等価摩擦係数 λ が大きくなるため、初期の立ち上がりの高いトリガー機構として設計することも可能となる。また、図-8 に示すように、滑り系と転がり系で同諸元で設計した場合(粘性抵抗力を $Q_v = C \cdot V^{0.55}$ ($C=5\text{kN/kine}$) と仮定)、転がり系と比較して滑り系の抵抗力は、式(12)中の等価摩擦係数 λ の比率 ζ が分大きくなっていることが分かる。図-9 に ζ と S_{SS} と S_{SB} の関係を示す。 ζ は理論的には最大 $S_{SS}=8$ 、 $S_{SB}=15$ で $\zeta=10$ 倍程度まで上げることができるが、ネジの加工上の観点からは $S_{SS}=6$ が最大と考えられ、 $S_{SB}=10\sim 15$ との組み合わせで $\zeta=3$ 倍程度となる。このように、同諸元で滑り系と転がり系の装置を設計し、粘性比を抑制させると、抵抗力を ζ 倍にできるため、コンパクトでかつ低コストの装置の製作が可能となる。また、粘性体の温度上昇による粘性抵抗力の低下抑制効果および温度依存性を小さくする効果があるものと考えられる。

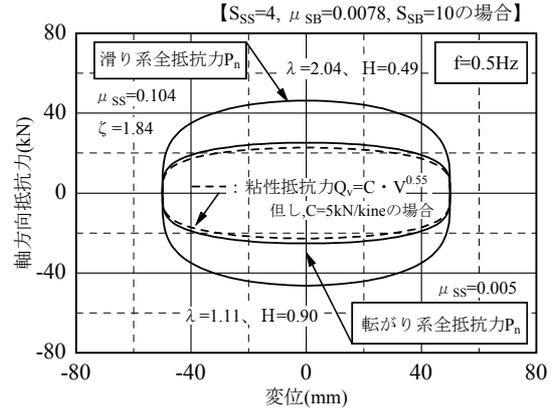


図-8 同諸元における滑り系と転がり系との履歴比較

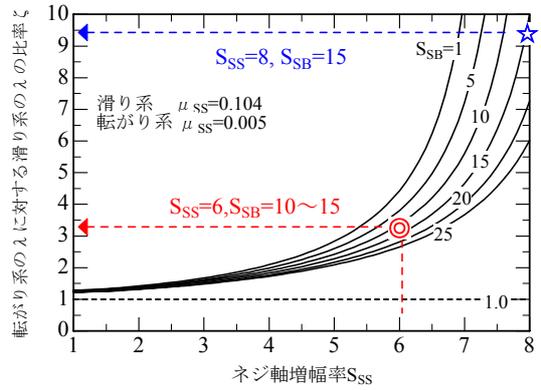


図-9 転がり系の λ に対する滑り系の λ の比率 ζ と S_{SS} と S_{SB} 関係

7. 平面材摺動試験

発生反力を摩擦係数の高い滑り摩擦材に作用させることにより、大きな摩擦抵抗力を付加する本装置は、滑りネジの摩擦特性に全抵抗力が大きく依存する。本章では、滑り材の摩擦特性を把握するための平面材摺動試験と装置単体の性能試験を実施した。表-3 に試験片諸元を、図-10 に概要図(軸受材)を、写真-2 に試験片外観を示す。試験片は、ネジ軸とナットが理想的に面接触しているこ

表-3 試験片諸元

分類	対象部位	材料	寸法(mm)	備考
軸受材	ナット	高力黄銅鋳物4種相当	75×7×3列	受圧面積1,575mm ²
		固体潤滑材	5φ×7×3列	埋設率26.2%
相手材	ネジ軸	クロムモリブデン鋼	160×410×25	表面メッキ処理

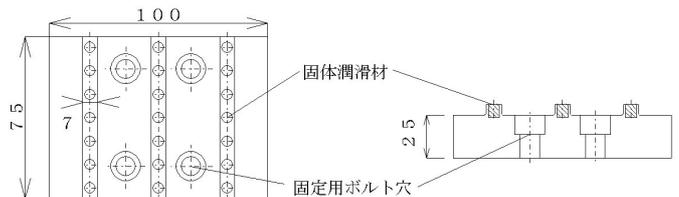


図-10 試験片(軸受材)

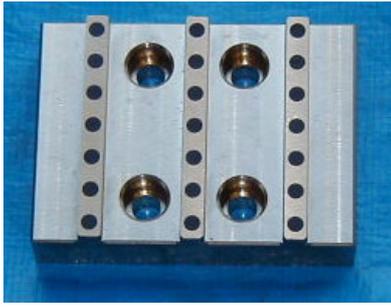


写真-2 試験片(軸受材)外観

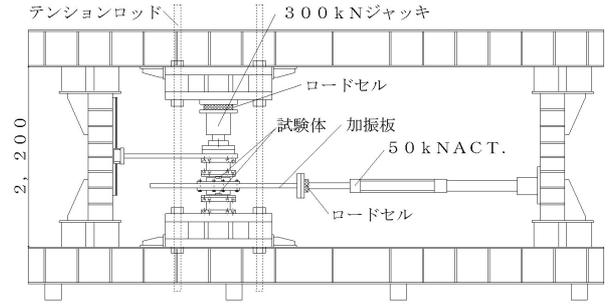


図-11 平面摺動試験概要図

とを想定し、クロムモリブデン鋼(ネジ軸の材質)と固体潤滑材を埋設した高力黄銅鋳物 4 種相当材(ナットの材質)の平面材を 1 セットとした。図-11 に平面摺動試験概要図を示す。試験は、試験片を 50kN ダイナミックアクチュエータ(ACT.)に接続された加振板の上下に配置(2セット)し、正弦波で水平方向に加振するとともに 300kN ジャッキにより鉛直方向に軸力をかけて実施した。試験パラメータは、最大速度 0.6m/sec、面圧 75N/mm² の範囲内で行った。図-12a) に摺速一定(0.3m/sec)で面圧を変化(10~75N/mm²)させたとき、b) に面圧一定(65N/mm²)で摺速を変化(0.1~0.6m/sec)させたときの代表的な履歴特性を示す。なお、図中の荷重は 1 セット分の荷重を示している。履歴ループは面圧および摺速で若干の依存性が見られるが非常に安定している。図-13 に履歴特性から得

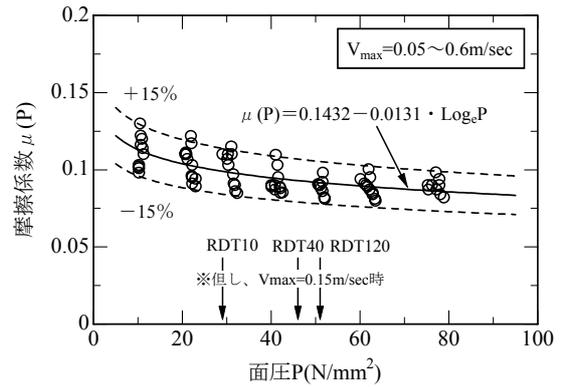
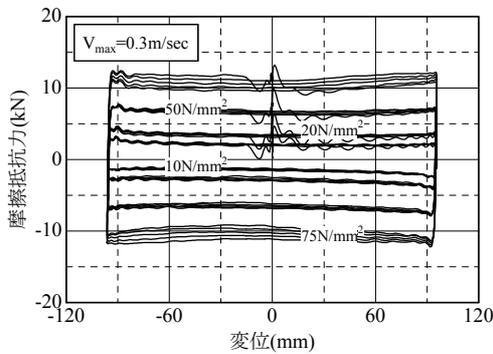


図-13 摩擦係数の面圧依存性



a) 摺速一定

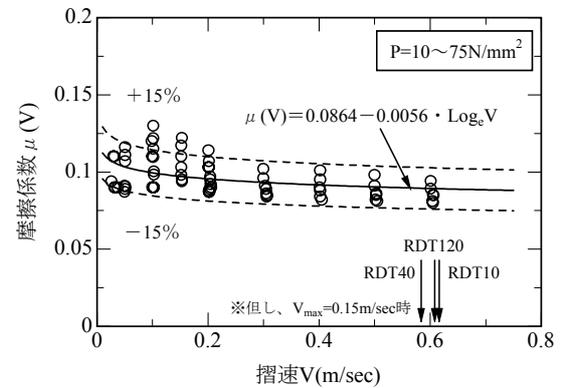
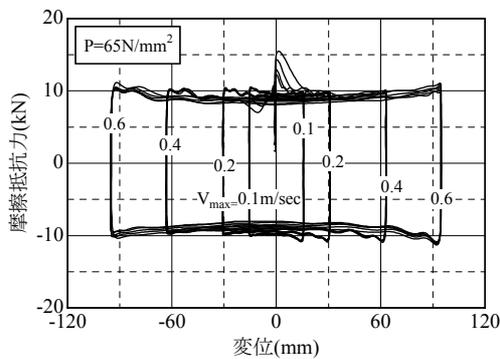


図-14 摩擦係数の摺速依存性



b) 面圧一定

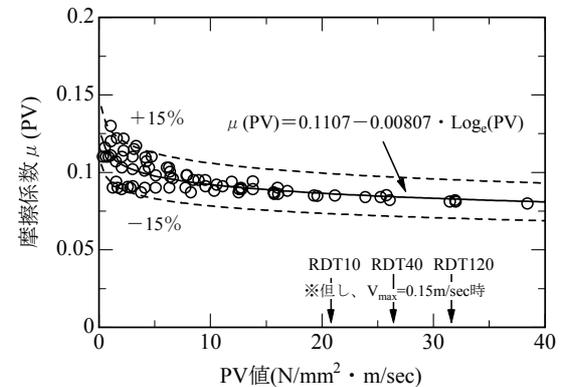


図-15 摩擦係数のPV値依存性

図-12 平面材の履歴特性

表-4 試験体一覧

諸元	記号	単位	RDT10	RDT40	RDT120		
設計仕様	軸方向抵抗力	P_n	kN	98	392	1177	
	軸方向速度	V_{max}	m/sec	0.15			
	粘性体温度	T	°C	20			
増幅部	リード	L_d	mm	27	42	64	
	軸有効径	D_{SS}	mm	35.5	53	84	
	受圧面積	A_p	mm ²	3326	8560	22446	
減衰部	外筒外径	D_0	mm	152	185	299	
	粘性体粘度	μ_{25}	cSt	300,000			
全長(中立設置時)			L	mm	768	1482	2389
増幅率	ねじ軸	S_{SS}	—	4.13	3.96	4.12	
	スラスト軸受	S_{SB}	—	9.6	10.1	9.8	
	減衰部	S	—	10.5	11.6	12.4	
摩擦比			M	—	0.52	0.51	0.52
粘性比			H	—	0.48	0.49	0.48

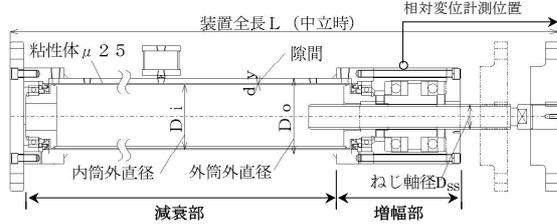


図-16 試験体概要図

られた面圧依存性を、図-14 に摺速依存性を示す。摩擦係数は0.075~0.125の範囲であり、高面圧、高摺速になるにつれて徐々に低下している。ここで、摩擦係数には、面圧Pおよび摺速Vに依存する傾向が見られるため、両者の積であるPV値と摩擦係数の関係を図-15に導いた。実験の回帰式を式(13)に示す。実験値のバラツキは±15%程度あった。

$$\mu_{SS}(PV) = 0.1107 - 0.00807 \cdot \log_e(P \cdot V) \quad (13)$$

但し、 $\mu_{SS}(PV) \leq 0.125$

凡例； $\mu_{SS}(PV)$ ：PV値に依存したネジ軸の摩擦係数

P：ネジ軸摺動面の面圧(N/mm²) V：ネジ軸の摺速(m/sec)

8. 装置単体性能試験

表-4 に試験体一覧を、図-16 に代表的な試験体の概要図を示す。試験体は粘性体温度20°C、最大速度0.15m/secで100kN、400kN、1,200kNの軸方向抵抗力を発揮する3装置とした。全装置ともネジ軸の増幅率 S_{SS} が約4倍、スラスト軸受の増幅率 S_{SB} が約10倍、内筒増幅率Sが約11倍、摩擦比Mが約0.50、粘性比Hが0.50に設定している。なお、図-13~図-15には各試験体の0.15m/sec時に想定される面圧・摺速・PV値を併記している。図-17に単体試験概要図を、写真-3に試験状況(RDT40)を示す。試験は両側にクレビスを取り付けた試験体を、3,000kNアクチュエータが組み込まれたフレームに設置、正弦波に

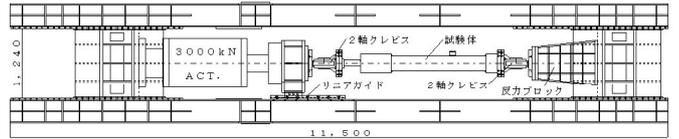
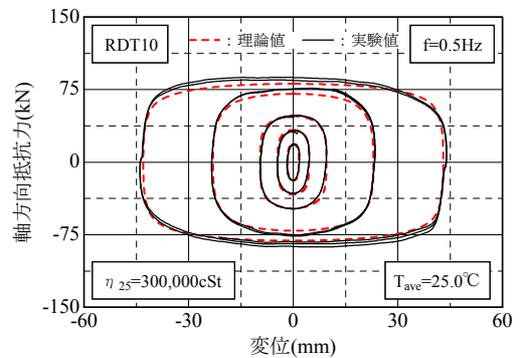


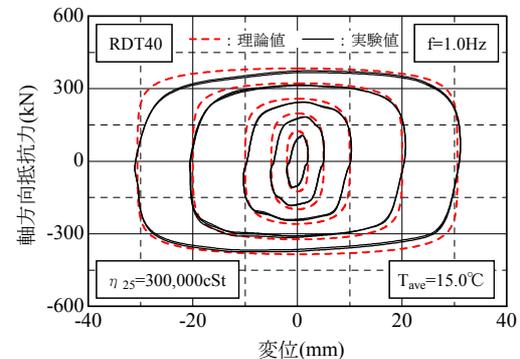
図-17 単体試験概要図



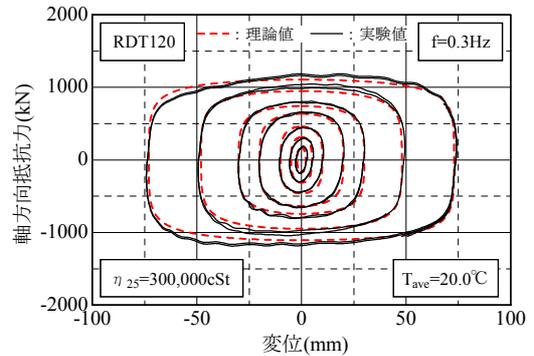
写真-3 試験状況(RDT40)



a) RDT10



b) RDT40



c) RDT120

図-18 装置単体の履歴特性

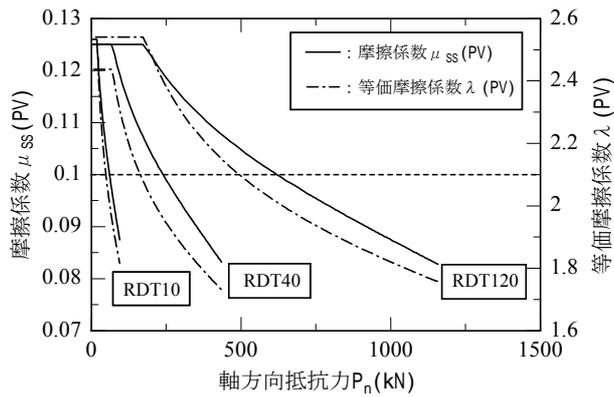


図-18 Pn と $\mu_{SS}(PV)$ と $\lambda(PV)$ との関係

よる水平方向の動的加振を行った。試験パラメータは振動数 0.3Hz, 0.5Hz, 1.0Hz, 最大速度 0.15m/sec の範囲で試験を行った。計測項目は水平荷重, 装置の相対変位 (図-16 参照), 粘性体温度 (減衰部の前後 2 箇所) とした。

図-18 に代表的な履歴特性を示す。なお, 図は振動数一定で振幅を変化させたものを重ね書きしたものである。各装置とも履歴特性は長方形に近い楕円形を示しており, 通常の粘性ダンパーの履歴と比較して摩擦抵抗の要素が大きくなっているのが分かる。図-19 に PV 値の影響 (式 (13)) を本装置に適用したときの摩擦係数 $\mu_{SS}(PV)$ と軸方向抵抗力 P_n , 等価摩擦係数 λ と P_n の関係を示す。 P_n の増加に伴い $\mu_{SS}(PV)$ は 0.125 から 0.083 まで, $\lambda(PV)$ は 2.54 から 1.76 まで見掛け上, 低下しているのが分かる。図-20 に軸速度と軸方向抵抗力 P_n の実験値と理論値との比較を示す。図中の性能曲線は式 (12) において, 転がりネジ部分の摩擦係数を PV 値の依存性を①考慮しない場合と, ②考慮した場合で表したものである。なお, 式 (12) 中の粘性抵抗力 Q_v は式 (14) で評価²⁾した。

$$Q_v = S_i \cdot \eta(V_s, t) \cdot V_s \cdot A \quad (14)$$

凡例 ; S_i : 内筒増幅率 $\eta(V_s, t)$: 見掛けの粘度
 V_s : せん断歪速度 A : せん断面積

①の場合は実験値の上限値を表現しているのに対して, ②の場合ではほぼ全プロット値 (振動数 0.3~1.0Hz) に対して理論値と実験値はおおむね $\pm 15\%$ の範囲に収まっていた。また, 図-17 中には PV 値の依存性を考慮した場合の理論値を併記している。実験値と理論値はおおむね一致していることが分かる。

9. まとめ

従来の転がりネジタイプの付加摩擦力に着目し, 転が

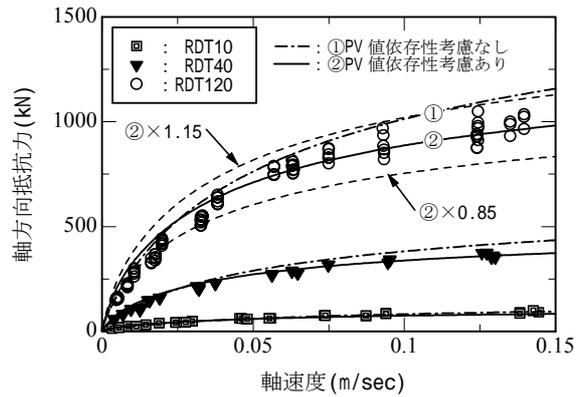


図-19 実験値と理論値との比較

り系より摩擦の高い滑りネジを利用することにより, 摩擦力の割合を任意に設定でき, かつ抵抗力を転がり系より数倍に付加できる滑り摩擦付加型・増幅機構付き減衰装置を開発した。ネジ面での力の釣り合いより, 本装置の評価式を導いた。評価式より, 本装置の軸方向抵抗力の摩擦比はネジ部増幅率 S_{SS} およびスラストベアリング増幅率 S_{SB} をパラメータとすることにより, 0.1~0.9 程度の割合で設定できることが分かった。粘性抵抗力の割合を低く設定することができるため, 温度上昇による粘性抵抗力の低下抑制効果があることが分かった。平面摺動試験より, 滑り材の摩擦係数は, 面圧および摺速に依存し, PV 値 (面圧 \times 摺速) の依存性を考慮することにより本装置の特性を適切に評価できることが分かった。装置単体試験より, 理論的に想定される値に対しておおむね $\pm 15\%$ のばらつきで性能を評価できることが分かった。

謝辞 : 本研究を実施するに当たり, 三協オイルレス工業 (株) の関係者の方々に多大なるご協力を得た。ここに厚く御礼申し上げます。

参考文献

- 1) 黒田英二他 : 増幅機構付き減衰装置の開発 (その 1~その 7), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1998~2000
- 2) 免制震デバイス, THK, 三協オイルレス工業 : ATS 式増幅機構付き減衰装置 - 減衰こま - RDT-ATS-30 万 cst, BCJ 基評-IB04401-01, 免震構造審査委員会, 2004. 2