

実大回転慣性質量ダンパーを用いた歩行用床制振システムの加振実験

半澤 徹也 磯田 和彦 島崎 大 中川健太郎
(技術研究所) (技術研究所) (新本社設計室) (新本社設計室)

Experiment on Vibration Control System for Walking Load using Real Scale Rotational Inertia Mass Damper

by Tetsuya Hanzawa, Kazuhiko Isoda, Daishimazaki and Kentaro Nakagawa

Abstract

A tuned mass damper (TMD) using a rotational inertia mass has been developed to reduce vertical vibrations of beams and slabs subjected to walking excitations. The newly developed TMD is composed of a spring and a ball screw mechanism with a fly wheel. Vibration tests of a beam structure were carried out to show the effectiveness of the TMD using a rotational inertia mass and we compared the test results with those of simulation analyses using a theoretical model. The results are summarized as follows.

1. Coefficient of viscous damping of the new TMD is dependent on the frequency of a harmonic force. 2. The new TMD system is effective to walking excitations. 3. The coefficient of viscous damping can be modeled as the constant value according to the natural frequency of the main system for those simulation analyses.

概要

筆者らはボールねじ機構を利用した回転慣性質量ダンパーによる歩行用床制振システムを提案している。ボールねじ機構とは、ねじの直動運動をボールナットの回転運動に変換する機構であり、ボールナットに固定されたフライホイールの回転慣性モーメントにより、実際の質量の数百倍以上の慣性質量効果を発揮する。提案する歩行用床制振システムは、この機構にばねを直列に接続し、主系の固有振動数と同調させることにより、TMDと同様の制振効果を得ようとするもので、人間の歩行による床の振動の低減を図るものである。本論では、実大ダンパー(慣性質量1~4tonクラス)を試作し、それを用いた制振システムに対する加振実験を行った。実験により、歩行を対象とした装置の敏感な作動性を検証するとともに、システムの動的特性と歩行荷重に対する制振効果について実証した。

§ 1. はじめに

ロングスパンの床では人間の歩行により振動障害が発生する場合がある。それを抑制する既往の技術としてTMD(Tuned Mass Damper)があり、共振応答を低減する有効な方法である。TMDでは付加質量が大きい方が応答低減効果は大きい、主架構への荷重負荷の増大の問題から、一般に付加する質量は主系質量の1%程度である。筆者らは、ボールねじ機構によって得られる慣性質量にばねを直列に配して主系と同調させ、主系構造物の梁・床の歩行振動を抑制する方法を提案した²⁾⁴⁾。既往の研究では、基本的な原理を定式化し、実験によってその効果を検証したが、用いた慣性質量は80kg程度と小さく、実用的な質量および振動レベルでの検証ではなかった。本論文では、実大の回転慣性質量ダンパーを製作し、歩行によって問題となる振動レベルの加振実験を行い、制振効果を検証する。

§ 2. 回転慣性質量ダンパーと制振システム

本論で対象とする回転慣性質量ダンパーおよび制振システムの機構について述べる。ダンパーの具体的な機構であるボールねじを図-1に示す。図中、ボールナットは軸受けにより回転が可能で、ねじの材軸方向には変位せず、ボールねじは材軸方向に変位が可能で、ボールスプラインにより回転は拘束されている。ボールねじ・ボールナット間には鋼球が介在し、ボールねじの直動変位に対して、ボールナットに回転運動が生じる。摩擦等の抵抗がなければ、運動の変換に静的抵抗は生じないが、ボールナットにはフライホイール(回転錘)が一体化されており、回転角速度の変化によって、動的な慣性抵抗が生じる。ボールねじの変位 x_d により、回転慣性モーメント I_0 をもつフライホイールを θ 回転させたときの慣性抵抗力を F とする。ボールねじのリード(ねじ山ピッチ) L_d 、フライホイールを円盤状として径 D 、質量 m と

すると、 $x_d = \theta L_d / (2\pi)$ から次式が成立する。

$$F = \frac{I_\theta \ddot{\theta}}{L_d / (2\pi)} = \left(\frac{2\pi}{L_d} \right)^2 I_\theta \ddot{x}_d = \frac{\pi^2 D^2}{2L_d^2} m \ddot{x}_d = \Psi \cdot \ddot{x}_d \quad \dots (1)$$

上式の Ψ が直動方向の慣性質量であり、回転錘の実質量 m の数百倍以上の値に拡大することができる。上式より、この反力は直動方向の加速度(ボールねじ・ボールナット間の相対加速度) dx_d^2/dt^2 に比例することがわかる。この慣性質量を TMD 機構の錘として利用すれば、小さな回転錘でも大きな慣性質量効果が得られるため、主架構への荷重負荷を増さずに大きな制振効果が期待できる。

制振システムとして、既報⁴⁾で提案した直交梁形態のディテールと力学モデルを図-2、図-3に示す。力学モデルには、回転慣性質量ダンパーに並列させたばねも含め、より汎用的に表現している。制振対象は図中の大梁であり、回転慣性質量ダンパーは大梁側に、その先端は付加ばねを介して、大梁に直交するトラス梁に接続されている。付加ばねとトラス梁からなる剛性と、回転慣性質量ダンパーの慣性質量からなる振動系が、主系に同調するように、付加ばね(板ばね)の長さや厚さを調整すれば TMD のような振動系を形成する²⁾。

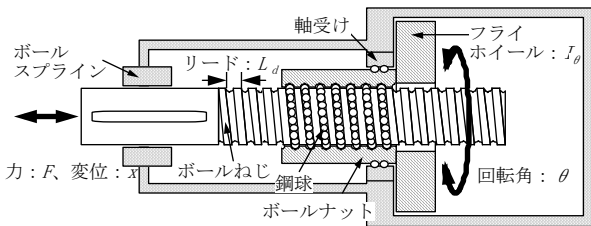


図-1 ボールねじ機構

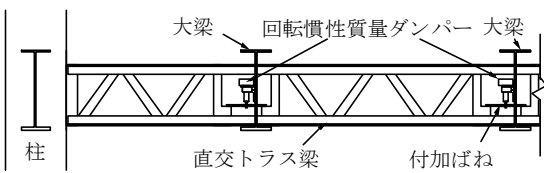


図-2 直交梁形態の制振システム

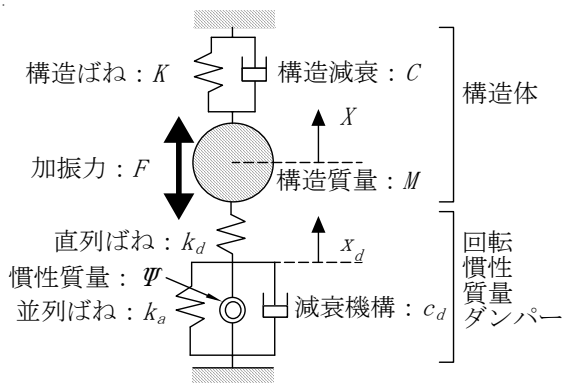


図-3 力学モデル

主系が調和加振力 $f_0 \exp[i\omega t]$ を受ける場合の振動方程式は次式となる。

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX + P = f_0 e^{i\omega t} \quad \dots (2)$$

$$P = \Psi \cdot \ddot{x}_d + c_d \dot{x}_d + k_a x_d = k_d (X - x_d)$$

ここで、 X : 主系変位(複素振幅表現)、 x_d : ダンパー変位、 M : 主系質量、 K : 主系剛性、 C : 主系粘性減衰係数、 Ψ : 慣性質量、 c_d : ダンパーの粘性減衰係数、 k_d : 直列ばね剛性、 k_a : 並列ばね剛性である。この系の変位および動的応答倍率は次式の絶対値で表される。

$$\frac{X}{X_0} = \frac{1}{1 - \xi^2 + 2h_f \xi i + \frac{\eta^2 (\alpha \eta^2 - \xi^2 + 2h_d \eta \xi i)}{(1 + \alpha) \eta^2 - \xi^2 + 2h_d \eta \xi i} \mu} \quad \dots (3)$$

$$\frac{\ddot{X}}{A_0} = -\xi^2 \frac{X}{X_0} \quad \dots (4)$$

ここで、 $X_{st} = f_0 / K$: 主系の静的変位、 $\xi = \omega / \omega_0$: 加振円振動数と主系固有円振動数との比、 $\eta = \omega_d / \omega_0$: ダンパー系の固有円振動数と主系の固有円振動数との比、 $h_f = C / (2M\omega_0)$: 主系の減衰定数、 i : 虚数単位、 $h_d = c_d / (2\Psi\omega_d)$: ダンパー系の減衰定数、 $\mu = \Psi / M$: 質量比、 $\omega_0 = \sqrt{[K/M]}$: 主系の固有円振動数、 $\omega_d = \sqrt{[k_d/\Psi]}$: ダンパー系の固有円振動数、 $\alpha = k_a / k_d$: 並列ばね比、 $A_0 = f_0 / M$ である。

なお、図-1には減衰係数を与える特段の機構はないが、既往の研究^{2), 3)}から、ボールねじ機構には内部減衰が存在しており、図-3ではこれを減衰係数として表している。また、本装置をダンパーと呼んでいるのも、このことによる。

§ 3. 実大の回転慣性質量ダンパーの動的特性

回転慣性質量ダンパー単体に正弦波変位を与え、荷重変形関係を計測し、動的特性を評価した。

フライホイールは厚さ 40mm、直径 $\phi 134$ 、113、95 の円盤で、リード 10 の場合の慣性質量は、それぞれ 3.9、2.0、1.0ton(ボールナットの回転慣性モーメント 410gcm² も考慮)となる。フライホイールの実際の質量は 4.4kg、3.1kg、2.2kg である。

実験は 3Hz~8Hz、最大振幅 0.2mm の範囲で行った。

慣性質量 $\Psi = 2.0$ ton、加力振動数 4Hz および 6Hz の場合の荷重変形関係を図-4に示す。ループの傾きは理論と概ね一致しており、また、ループは楕円形状を示している。

理論的な慣性勾配 ($-\Psi\omega^2$) と実験で得られた傾き(変位最大点での[荷重/変位]の傾き)との比率を図-5に示す。振幅が非常に小さいは 1 よりやや大きく、高振動数の場合に結果にばらつきが見られるが、理論値との比は概ね 1 であり、2kg から 4kg 程度の円盤が約 450~890 倍の質量に拡大されていることがわかる。

次に、各慣性質量 Ψ に対して、最大速度と減衰係数(ループ面積を π の u_d^2 で除した値、ここに u_d は最大変位)の関係を加力振動数ごとに図-6に示す。振動数、速度によってデータはばらつくが、明らかに、振幅および速度に対するばらつきよりも、振動数依存性の方が顕著である。

各慣性質量 Ψ に対し、加力振動数と減衰係数の関係を図-7に示す。図には振動数のべき乗の近似式も示す。各 Ψ とも、振動数の2乗以上に比例して減衰係数が大きくなっている。こうした特性は、最大速度が同じでも、振動数によって反力が異なることを示しており、これは図-4の荷重変形関係にも現れている。

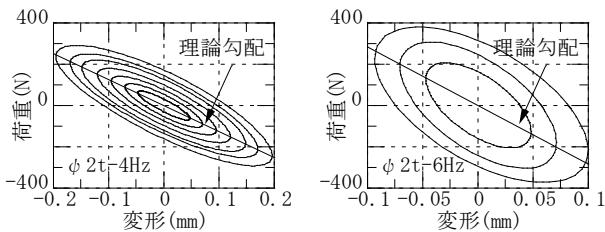


図-4 単体試験の荷重変形関係の例

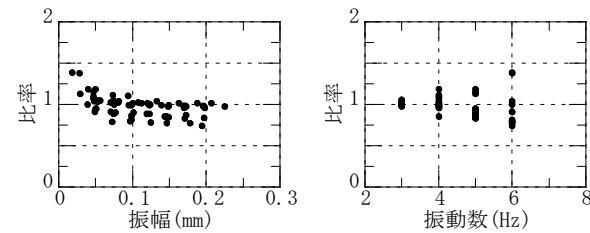


図-5 慣性勾配の実験値/理論値の比率

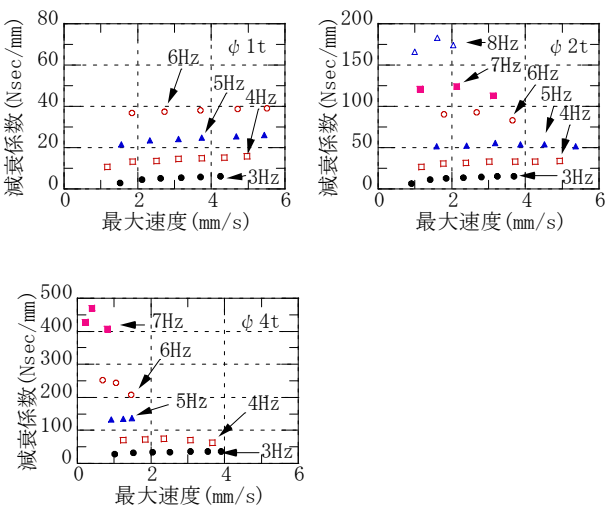


図-6 減衰係数の依存性

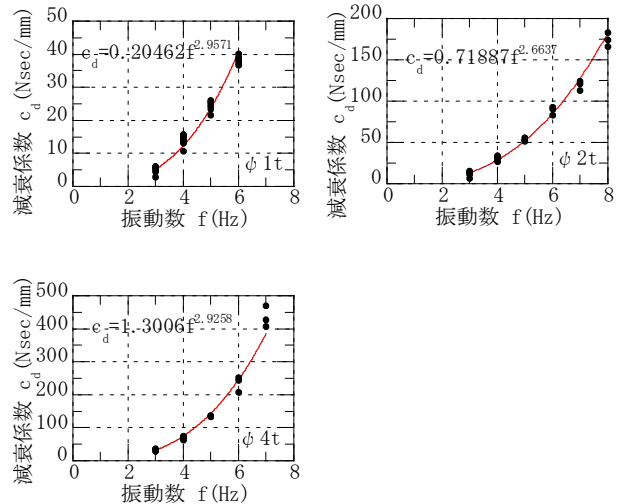


図-7 減衰係数の振動数依存性

§ 4. 実大ダンパーを用いた制振システムの加振実験

4.1 実験概要

実大の回転慣性質量ダンパーを用いた制振システムを作製し、主系質量を起振機で加振して、ダンパーによる制振効果を検証した。

実験装置の概要を図-8に、諸元を表-1に示す(ダンパー減衰係数は主系振動数における推定値)。実験装置は、主系質量(鋼材)を梁とブレース材とで支え、主系質量の直下には H-900 の梁材が設置されている。H-900 の梁材を、直交トラスが貫通しており、その間に慣性質量ダンパーが板ばねを介して設置されている。制振効果を複数の振動数で検証するため、ブレースの有無により主系の固有振動数を変えられるようにしている。

加振は、主系の鋼材直上に起振機を設置して行った。また、起振機とは別に、主系を鉛直方向にジャッキで静的に载荷して変位を計測し、主系の鉛直剛性を得た。

主系の減衰定数は図-9に示すように、加力レベル 10N のスイープ加振による主系の応答加速度の Fourier 振幅のピークが解析と整合するように定めた。

表-1 実験装置諸元(記号は図-3参照)

	柔フレーム	剛フレーム
主系質量 M(ton)	8.17	8.25
主系剛性 K(N/m)	4.99×10^6	10.4×10^6
主系振動数 f_0 (Hz)	3.93	5.65
主系減衰定数 h_r (%)	0.75	0.25
ダンパー慣性質量 Ψ (ton)	1.43	1.43
直列ばね剛性 k_d (N/m)	1.06×10^6	2.76×10^6
ダンパー減衰係数 c_d (Nsec/mm)	20.5	57.1

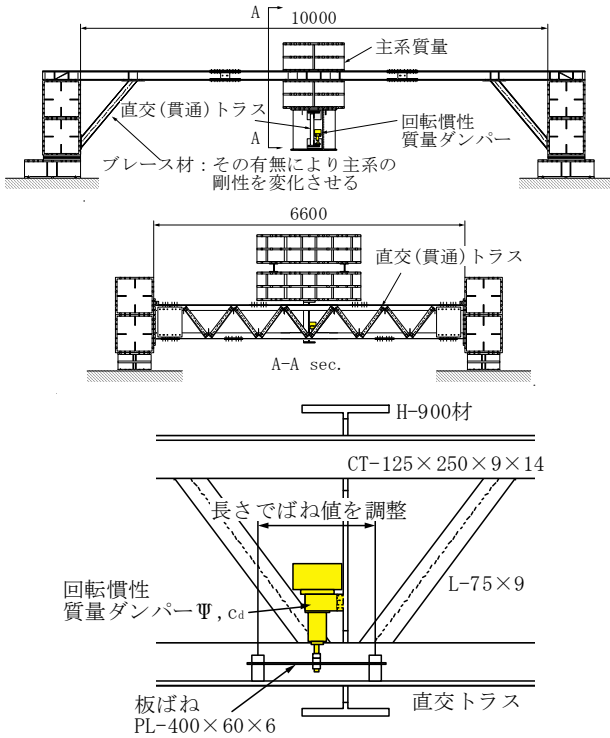


図-8 実験装置の概要

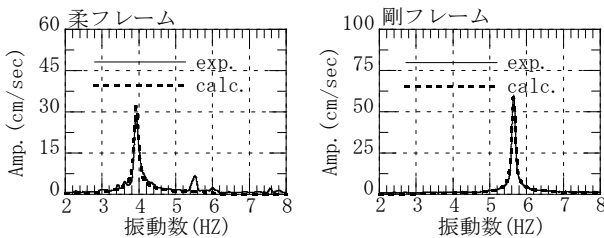


図-9 非制振フレームの減衰定数の設定

4.2 柔フレームの実験結果

ダンパーを設置していない柔フレーム(ブレースなし)に対して、加振レベルを変えて(10、20、30、50、100N)2~5Hz(5min)のスイープ加振を行い、主系の応答加速度の Fourier 振幅を求めた(図-10、2~8Hz ±0.5Hz の cosine フィルター、band 幅 0.1Hz ラグウィンドウ処理)。加振レベルによる固有振動数の差は小さく、10N の場合の固有振動数を採用すると 3.93Hz であった。主系を鉛直に静的载荷して得られた剛性は $4.99 \times 10^6 \text{ N/m}$ であるから、主系の有効質量は 8.17ton となる。

回転慣性質量ダンパーを設置して同様のスイープ加振を行った(図-11)。可変質量型フライホイール(隙間 0mm)で 1.43ton、板ばね長さ 300 を設置した。質量比は 17.5%である。主系の応答加速度の Fourier 振幅を計算した。何れの加振レベルにおいても、非制振の場合のピークは大幅に低減されている。

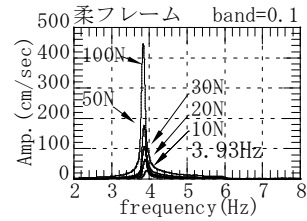


図-10 非制振フレームのスイープ加振

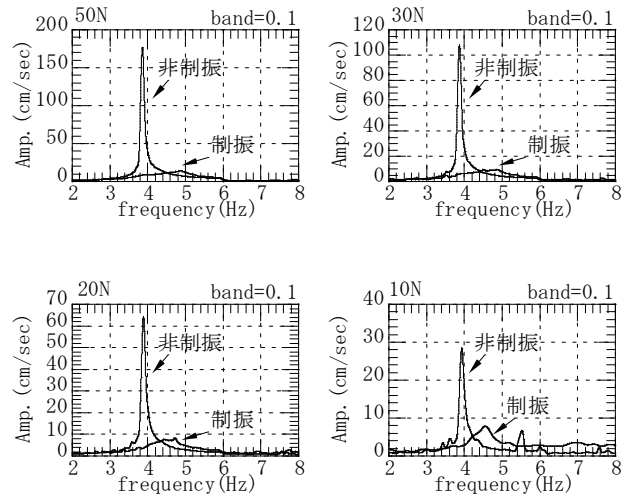
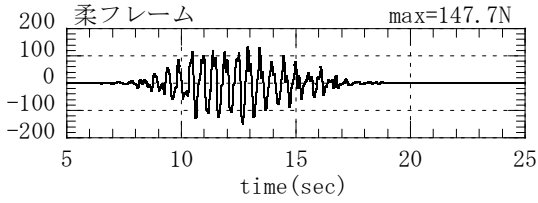


図-11 制振フレームのスイープ加振の比較

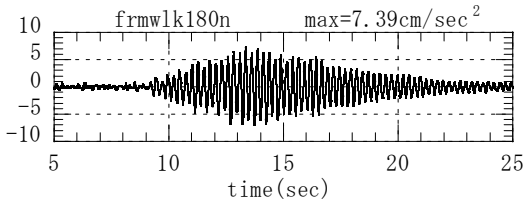
非制振系(ダンパー無し)と制振系(ダンパー有り)に対して歩行荷重⁵⁾を与えた。原波形の卓越振動数(1.86Hz)が非制振系の固有振動数の波長の倍長波となるように時間刻みを調整した。具体的には、原波形の刻み時間を、 $3.9\text{Hz}/2=1.95\text{Hz}$ 、 $1.86/1.95=0.954$ 倍して加振した。起振力と非制振および制振の場合の主系の応答加速度を図-12 に示す(2~8Hz ±0.5Hz の cosine フィルター、band 幅 0.1Hz ラグウィンドウ処理)。起振力は、起振機可動部の加速度波形に起振機の可動部質量 20.0kg を乗じて求めた。非制振主系の最大加速度は 7.4 cm/sec^2 、制振主系では 2.0 cm/sec^2 となった。

加速度応答波形の 1/3 オクターブバンド解析結果を図-13 に示す(加速度波形にはフィルター未処理を採用)。V-90 以上の応答レベルが V-10 程度に低下している。

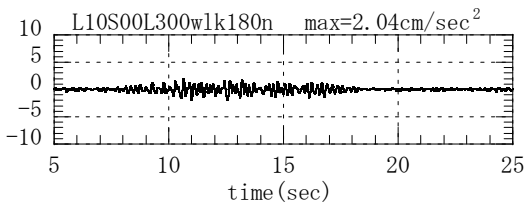
なお、図-13 の点線は評価曲線と呼ばれ、各レベルの振動が生じた際に何%の人が振動を感じるかを示している。例えば、10%の人が感じるレベルを V-10 のように表している⁶⁾。



起振力



非制振の主系の加速度



制振の主系の加速度

図-12 歩行荷重実験の応答波形

4.3 剛フレームの実験結果

剛フレーム(ブレース付き)に対して、同様の実験結果を示す(図-14~17)。スイープ加振は3~8Hz(5min)で行った。

図-14を見ると、柔フレームに比べて固有振動数が高振動数側に移行しており、加速度応答レベルも大きい。最小の場合の固有振動数を採用すると約5.65Hzであった。主系を鉛直に静的载荷して得られた剛性は $10.4 \times 10^6 \text{N/m}$ であるから、主系の有効質量は8.25tonとなり、柔フレームの場合と大差ない。

制振システムとしては慣性質量1.43ton、板ばね長さ200を設置した。主系の応答加速度のFourier振幅を見ると、何れの加振レベルにおいても、非制振の場合のピークは大幅に低減されている(図-15)。

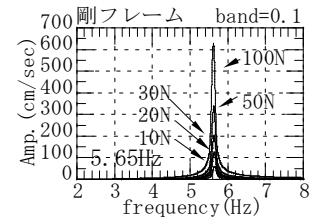


図-14 非制振フレームのスイープ加振

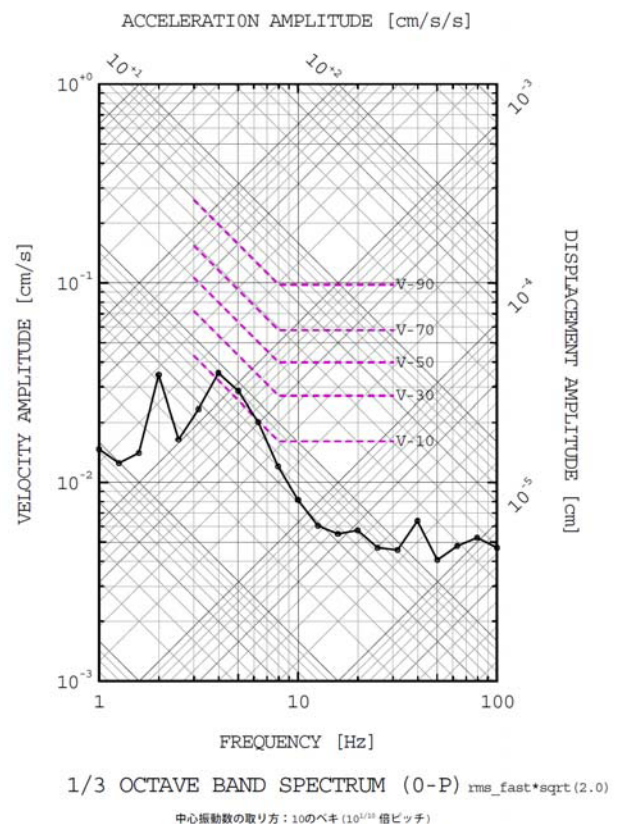
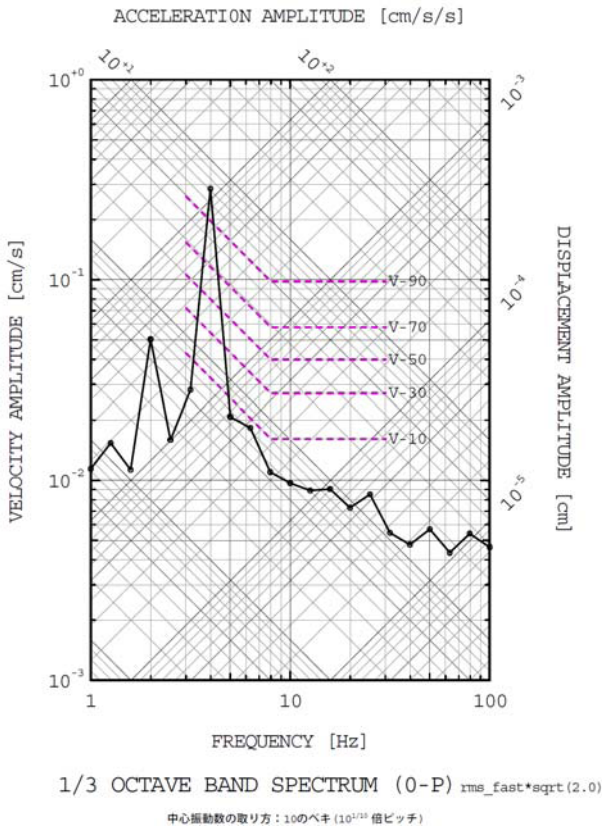


図-13 歩行荷重実験の1/3オクターブバンド解析結果(柔フレーム)

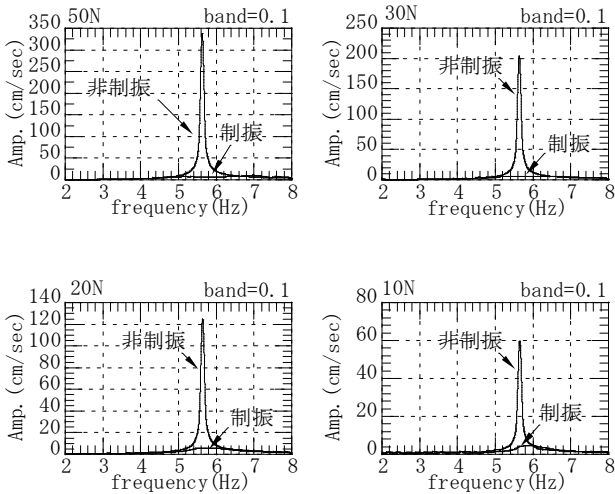
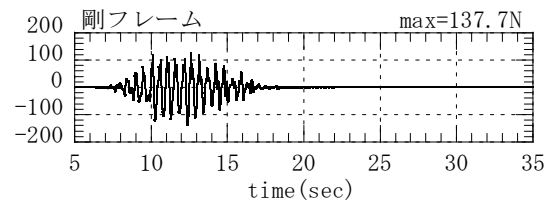


図-15 制振フレームのスイープ加振の比較

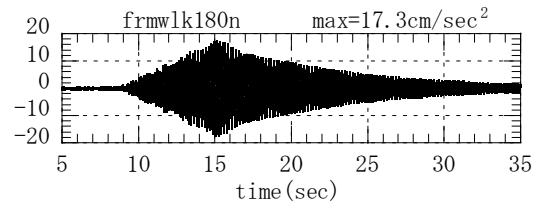
非制振系(ダンパー無し)と制振系(ダンパー有り)に対して歩行荷重を与えた。起振力と非制振および制振の場合の主系の応答加速度を図-16に示す

起振力は、起振機可動部の加速度波形に起振機の可動部質量 20.0kg を乗じて求めた。非制振主系の最大加速度は 17 cm/sec^2 、制振主系では 2.3 cm/sec^2 となった。

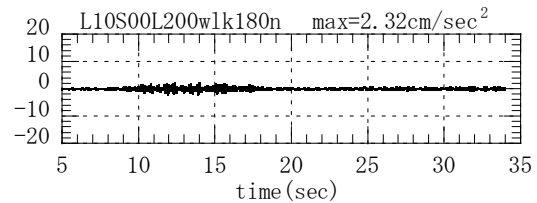
図-17 では、V-90 以上の応答レベルが V-30 程度に低下している。



起振力

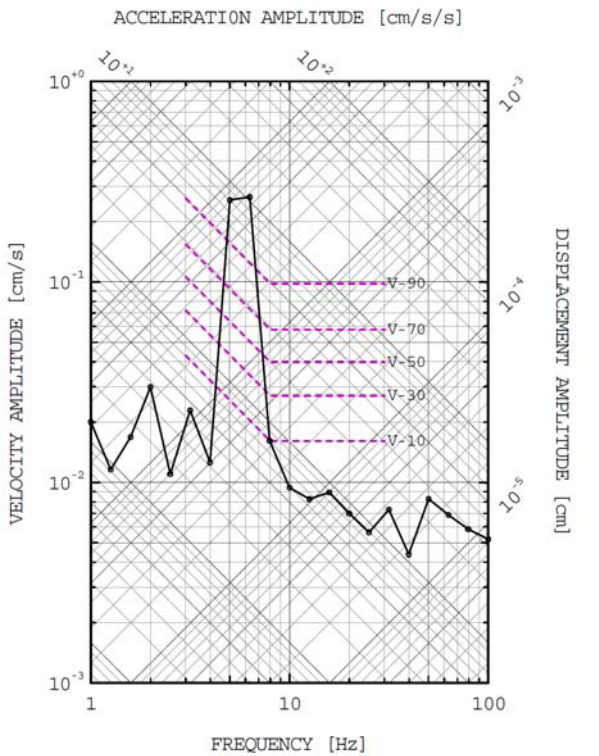


非制振の主系の加速度



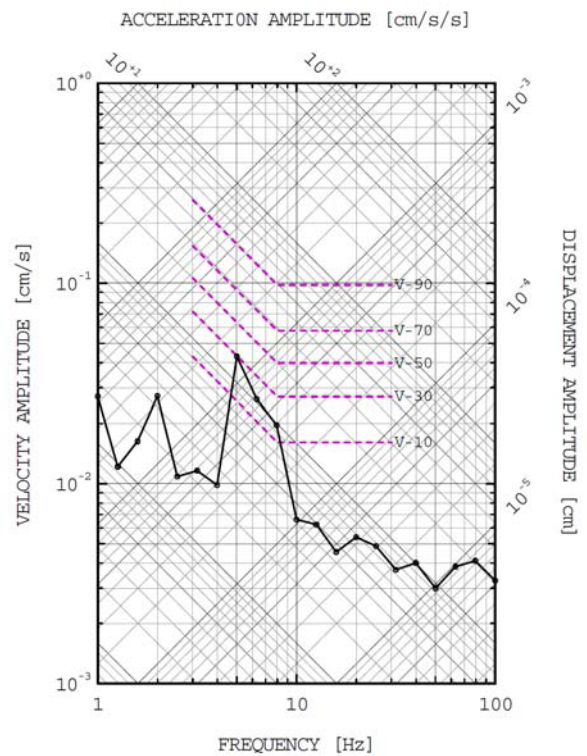
制振の主系の加速度

図-16 歩行荷重実験の応答波形



1/3 OCTAVE BAND SPECTRUM (0-P) $rms_fast * \sqrt{2.0}$

中心振動数の取り方: 10のべき ($10^{1/12}$ 倍ピッチ)



1/3 OCTAVE BAND SPECTRUM (0-P) $rms_fast * \sqrt{2.0}$

中心振動数の取り方: 10のべき ($10^{1/12}$ 倍ピッチ)

図-17 歩行荷重実験の1/3 オクターブバンド解析結果(剛フレーム)

§ 5. 制振効果のシミュレーション

5.1 減衰係数の設定

3節で述べた回転慣性質量ダンパー単体の動的特性では、減衰係数は振動数に依存する。しかし、主系への同調により制振効果を発揮する本システムでは、主系振動数における減衰係数で一定としても、制振システムの周波数応答性状や歩行荷重に対する応答性状を推定できると考えられる。

慣性質量 $\Psi=1.43\text{ton}$ の場合の減衰係数式の諸係数については $\Psi=1, 2\text{ton}$ の間で線形補間し、下式を用いた。

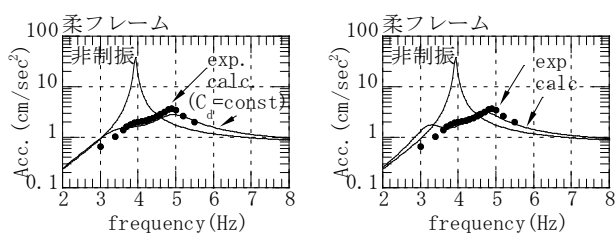
$$c_d = 0.424 f^{2.83} (\text{Ns/mm}) = 2.33 \omega^{2.83} (\text{Ns/m}),$$

【柔フレームの場合】 $f=3.93\text{Hz}$ 、 20.5 Ns/mm

【剛フレームの場合】 $f=5.65\text{Hz}$ 、 57.1 Ns/mm

2節で述べた制振システムの周波数応答式を用いて、減衰係数を一定とした場合と、減衰係数を3節で述べた振動数の依存性を考慮した場合の二通りを計算し、4節で行った定振動数・定荷重(50N)の正弦波加振の結果と比較する。比較の結果の例を図-18に示す。

減衰係数を一定値に設定することにより、減衰係数は、高振動数側で過小評価、低振動数側で過大評価となる。制振システムの周波数応答特性は、系の固有振動数付近で大きく、減衰係数のモデル化の影響も、その付近に限られている。系の固有振動数付近での応答値は、減衰係数の扱いによって変化するが、非制振の場合に比べればその差は小さく、減衰係数を一定としてもシステムの制振効果を概ね表している。



一定値の減衰係数 振動数依存性の減衰係数
図-18 周波数応答の比較

5.2 制振システムの歩行荷重応答

4.2、4.3節で述べた柔フレーム、剛フレームに対する歩行荷重のシミュレーションについて述べる。

非制振の柔フレームの場合の、主系の応答加速度を図-19に示す。解析は、起振機可動部の加速度に可動部質量を乗じた波を加振力として与えた。制振システ

ムとしての柔フレームの結果を図-20に、ダンパーの荷重変形関係を図-21に示す。

非制振の剛フレームの場合の、主系の応答加速度を図-22に、制振剛フレームの結果を図-23に、ダンパーの荷重変形関係を図-24に示す。

非制振フレームの応答は、柔フレーム・剛フレームとも、解析は実験を良く再現している。

制振フレームの応答は、応答加速度については、解析は実験結果よりもやや小さめである。しかし、応答変位について良く再現している。その際の回転慣性質量ダンパーの荷重変形関係を見ると、柔フレームの場合には解析は実験結果よりもダンパー変位・ダンパー反力ともやや大きくなっている。剛フレームの場合には大きな差は見られない。

以上から、制振システムの主系応答を評価する上で、減衰係数を主系の固有振動数に応じて一定として扱っても、非制振、制振とも解析は概ね実験の応答結果を再現していると言える。

§ 6. おわりに

本論で得られた知見を以下にまとめる。

- 1) 実大の回転慣性質量ダンパーの単体加力実験から、片振幅約 $50 \mu \sim 100 \mu$ における作動性を確認すると共に、減衰特性を把握した。減衰特性を粘性減衰係数で評価した場合、粘性減衰係数は速度振幅よりも加力振動数に大きな依存性を示した。
- 2) 実大ダンパーを用いた制振システムの加振実験から、歩行応答における制振効果を検証した。主系の固有振動数は2通り設定されたが、何れに対しても V-90 以上の応答が V-10~V-30 程度に改善された。
- 3) ダンパーの減衰係数の振動数依存性が制振システムの周波数応答性状に及ぼす影響について検討した。減衰は主系の固有振動数付近の応答性状には影響するが、それ以外の振動数領域には影響せず、更に、主系の固有振動数付近についても、非制振の場合に比べると顕著な応答低下を示す。
- 4) 実大ダンパーの単体実験結果から設定した減衰係数(一定値)による解析が、加振実験での制振効果を概ね再現できることでモデル化の妥当性を確認した。

今回の解析では減衰係数は主系の固有振動数に応じて一定として扱っているが、3節の回転慣性質量ダンパーの単体試験では、速度振幅(あるいは変位振幅)についてもある程度の依存性が見られる。また、単体試験では振幅 $50 \mu \sim 100 \mu$ 程度の履歴ループを主な評価対

象にしたが、時刻歴応答ではそれより小さい振幅の履歴ループも現れる。更に、楕円形状のループを粘性減衰係数で評価したが、摩擦と分けた方が妥当である可能性もある。今後、より精度の高い予測を行うために、 50μ 以下の微小な変位における動的特性の把握や振動数依存性を考慮したモデルについても検討を加えてゆく予定である。

謝辞

本検討にあたり、実大の回転慣性質量ダンパーの単体加力実験は NSK プレシジョン株式会社の協力を得ました。関係者の皆様に感謝申し上げます。

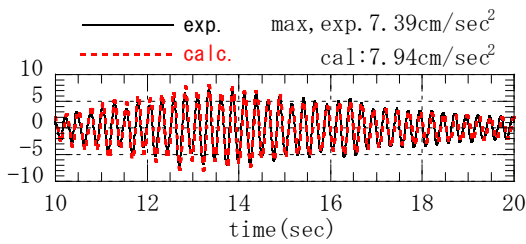


図-19 非制振柔フレームの歩行荷重応答

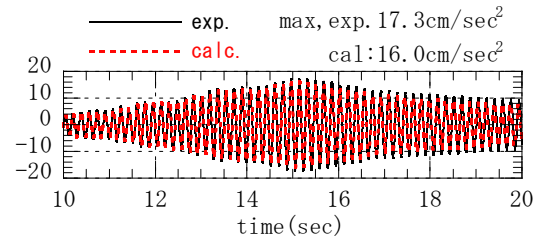


図-22 非制振剛フレームの歩行荷重応答

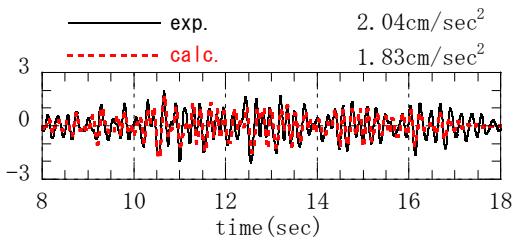


図-20 制振柔フレームの歩行荷重応答

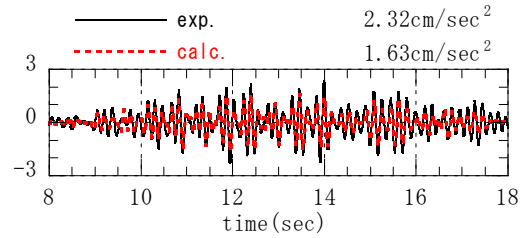


図-23 制振剛フレームの歩行荷重応答

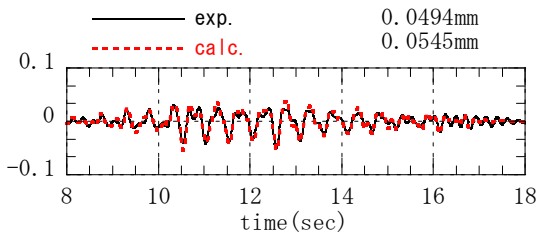


図-21 制振柔フレームのダンパー荷重変形関係

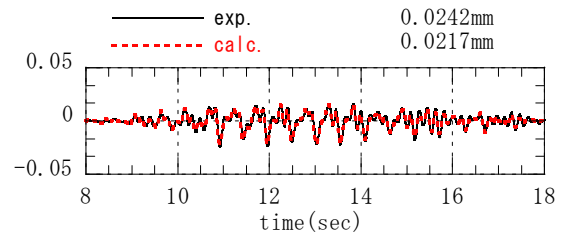
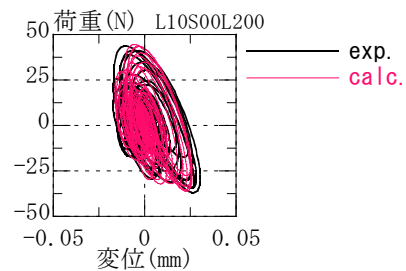
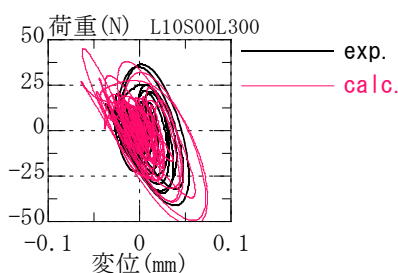


図-24 制振剛フレームのダンパー荷重変形関係



<参考文献>

- 1) J. P. Den Hartog : Mechanical Vibrations, 4th ed , Dover , New York, 1985
- 2) 半澤、磯田 : 回転慣性質量を利用した TMD による上下動制振に関する実験的研究、日本建築学会構造系論文集第 640 号、pp.1047-1054, 2009.6
- 3) 半澤、磯田 : 回転慣性質量を利用した TMD による張弦梁型上下動制振、日本建築学会技術報告集第 31 号、2009.10
- 4) 半澤、磯田 : 回転慣性質量を利用した TMD による床構造の上下動制振、日本建築学会構造工学論文集 Vol.56B, pp 213-220, 2010.3
- 5) 塩谷、早川 : 人の歩行による動的加重の時刻歴モデル(その 1、その 2)、日本建築学会大会学術講演梗概集 構造(1)、pp.77-80, 1995.8
- 6) 日本建築学会 : 建築物の振動に関する居住性能評価指針同解説、2004.

