

論文 / 著書情報
Article / Book Information

論題(和文)	粘弾性ダンパーの振動数依存性が風応答に与える影響
Title	INFLUENCE OF FREQUENCY SENSITIVITY OF VISCOELASTIC DAMPER ON WIND-INDUCED RESPONSE
著者(和文)	佐藤大樹, 笠井和彦, 田村哲郎
Authors	daiki sato, KAZUHIKO KASAI, TETSURO TAMURA
出典 / Citation	日本建築学会構造系論文集, Vol. 74, No. 635, pp. 75-82
Citation(English)	Journal of Structural and Construction Engineering (Transactions of AIJ), Vol. 74, No. 635, pp. 75-82
発行日 / Pub. date	2009, 1
rights	日本建築学会
rights	本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである
relation	isVersionOf: http://ci.nii.ac.jp/naid/110007030263

粘弾性ダンパーの振動数依存性が風応答に与える影響

INFLUENCE OF FREQUENCY SENSITIVITY OF VISCOELASTIC DAMPER ON WIND-INDUCED RESPONSE

佐藤 大樹*, 笠井 和彦**, 田村 哲郎***
Daiki SATO, Kazuhiko KASAI and Tetsuro TAMURA

It has been recognized that the viscoelastic damper is effective against not only seismic force but also wind force. However the effect of viscoelastic damper on the wind-induced response has not been fully comprehended. This paper discusses the wind-induced response characteristic of tall building having the viscoelastic dampers based on time-history analysis results using the fractional time-derivative model. In addition, in order to clarify the effect of frequency sensitivity of viscoelastic damper to the wind-induced response of building, time-history analysis results using Kelvin model and/or Maxwell model are compared with the fractional time-derivative model.

Keywords : Passive Control, Viscoelastic Damper, Fractional Derivative, Wind-induced Response, Frequency Sensitivity, Resonance Frequency
パッシブ制振, 粘弾性ダンパー, 分数次導関数, 風応答, 振動数依存性, 共振振動数

1. はじめに

1. 1 背景

近年の高層建築物には、地震時や強風時の安全性だけではなく日常の風に対する居住性の向上のため、建物内部に振動エネルギーの吸収を行う制振装置を設置した制振構造が採用されている例が多い¹⁾。制振装置のなかでも、粘弾性ダンパーは地震のような大振幅で高振動数の外乱だけでなく、風のように小振幅で低振動数の外乱まで効果的に振動エネルギーを吸収することから²⁾、高層建築の地震や風に対する制振には大変有効であると考えられる。

一般的に粘弾性ダンパーの履歴は、図1に示すような傾きを有する楕円形で、ダンパー特性は温度や振動数に依存する。粘弾性ダンパーは振動エネルギーを熱エネルギーに変換するため、振動時には温度上昇が起こり、ダンパーの剛性およびエネルギー吸収能力が低下することが知られている³⁾。しかし、風のように継続時間が長い場合で、熱伝導・伝達の効果によりダンパー内部の温度が上昇し続けることはなく温度やダンパー特性は一定値となる^{3,4)}。さらに振動終了後に粘弾性体が常温に戻ると、初期と同じ性能を示すことが報告されており³⁾、繰返しによる疲労や損傷が少ないという点でも、長時間の外乱に対する制振材料として優れた特性を有する。

風外力は幅広い振動数成分を有するため、粘弾性ダンパーの有する振動数依存性が風応答に影響を及ぼすことが予想される。しかし、風外力に対して、粘弾性ダンパーの振動数依存性を考慮した制振構造の研究は数例^{5,6)}しかないため、粘弾性ダンパーを有する制振構造の風応答特性が明らかとなっていない。

1. 2 本論文の目的と構成

以上より本論文の目的は、粘弾性ダンパーを設置した制振構造の風応答特性を、異なる振動数依存性を有する分数微分⁷⁾つまり Fractional Derivative (以下、FD) システム、Kelvinシステムおよび Maxwellシステム (図2(a)~(c)、以下、三種システムと呼ぶ) を用いた時刻歴応答解析により明らかにすることである。なお、本論文では、振動数依存性が風応答に及ぼす影響を明確にするため、エネルギー吸収による粘弾性ダンパーの温度上昇は考慮しない。

2章では、対象建物の設定や風力時刻歴波形の作成方法について述べる。3章では、三種システムのパラメータ設定および振動数依存性の違いについて述べる。4章、5章では風方向、風直角方向風力時の時刻歴応答解析を行い、FDシステムの風応答特性について明らかにした後、他のシステムと比較することで、三種システムの振動数依存性の違いが風応答に及ぼす影響について検討する。

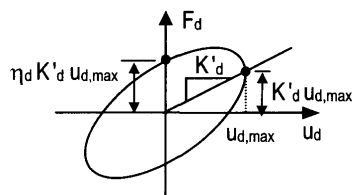


図1 定常振動時の履歴

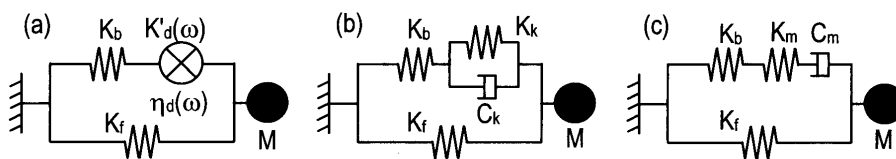


図2 三種システム:(a)FDシステム, (b)Kelvinシステム, (c)Maxwellシステム

* 東京理科大学理工学部建築学科 助教・博士(工学)
** 東京工業大学建築物理センター 教授・Ph. D.
*** 東京工業大学環境理工学創造専攻 教授・工博

Assistant Prof., Dept. of Architecture, Tokyo University of Science, Dr. Eng.
Prof., Structural Eng. Research Center, Tokyo Institute of Tech., Ph. D.
Prof., Dept. of Environmental Science and Tech., Tokyo Institute of Tech., Dr. Eng.

2. 風力および解析モデルの作成

2. 1 解析対象建物の設定

本論文では、高さ $H=200\text{m}$ 、幅、奥行が等しく $B=D=50\text{m}$ 、階高 $h=4\text{m}$ の50階の超高層建物を想定した。ダンパーを設置していない建物（フレーム）の1次の固有周期が、 $T_1=0.06H=12\text{秒}$ （6Hフレーム）、 $T_1=0.05H=10\text{秒}$ （5Hフレーム）、 $T_1=0.04H=8\text{秒}$ （4Hフレーム）、 $T_1=0.03H=6.0\text{秒}$ （3Hフレーム）、 $T_1=0.02H=4\text{秒}$ （2Hフレーム）となる5種類を設定した。いずれのフレームでも建築密度は 175kg/m^3 とし、質量は全層で等しく $m=1.75\times 10^6\text{kg}$ とした。

各層の剛性は、1次の固有モードが直線で、かつ一次固有周期がそれぞれの T_1 となるように決定した（付録A参照）。50質点モデルの1次の有効質量比は0.757であった。

本論文では、風応答は1次モードが支配的となる等の理由から、 M ：質量（ $=1\text{kg}$ ）、 K_f ：フレーム剛性、 K_b ：支持材（ブレース）剛性とした1質点モデル（図2）を用いて議論を進めていく。付録Bには、振動数依存性を有するシステムにおいて、風応答のように継続時間が長い場合に有効な解析方法を示しておく。

2. 2 風力時刻歴の作成

本論文では、再現期間500年、粗度区分をⅢとして⁸⁾、文献8のパワースペクトル密度（PSD）をもとに、高さ方向の位相や相関を考慮して、風方向および風直角方向風の50層の定常ランダム時刻歴波形をそれぞれ10波作成した。その際、AR法⁹⁾により時刻歴波形を作成し、風方向、風直角方向ともにデータ数16,384個、時間刻み $\Delta t=0.05\text{秒}$ （継続時間 $T_a=819.2\text{秒}$ ）とした。応答解析時にはそれを $\Delta t=0.01\text{秒}$ に線形補間して用いた。

50層分の風力から作成した風方向および風直角方向1次モード風力のPSDの一例を図3に示す。なお、図3の縦軸は、振動数 f および風力の分散 σ_F^2 を用いて、風力のPSD($S_F(f)$)を無次元化している。また、図中の斜線部分はフレームの1次固有振動数 $f_0=0.083\text{Hz}$ ～ 0.25Hz （ $T_0=12.0\text{秒}$ ～ 4秒 、2.1節）の範囲を示している。図3より、風方向のPSDは、建物の固有振動数に比べ低振動数側にパワーをもつ広帯域な形状であるのに対し、風直角方向のPSDは0.1Hz周辺に鋭いピークを有する狭帯域な形状となることが分かる。

図4(a)、(b)に風方向および風直角方向の1次モード風力時刻歴波形の一例を示す。風方向風力（図4(a)）は平均成分を有するので、開始時点および終了時において解析時に衝撃的な風力が加わるのを

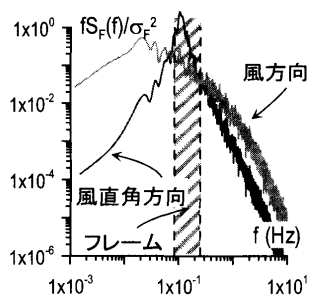


図3 変動風力 PSD の比較

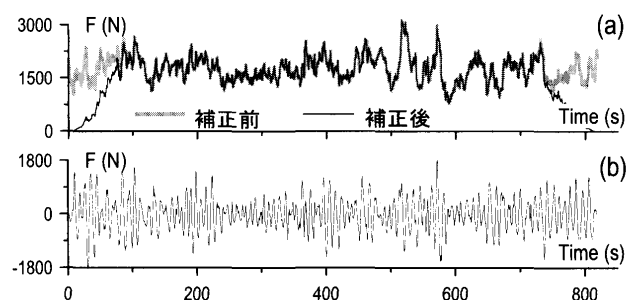


図4 風力時刻歴波形: (a)風方向、(b)風直角方向

避けるため、100秒間のエンベロープによる補正を行った。

3. FD システムの応答特性

3. 1 FD ダンパーの設定

図1に示した定常振動時の粘弾性ダンパー変形 u_d —荷重 F_d 履歴において、 K'_d および η_d はそれぞれ、ダンパーの貯蔵剛性および損失係数と呼ばれ、その特性は振動数 $\omega (=2\pi f)$ に依存する（図5、後述）。FDモデルの $K'_d(\omega)$ および $\eta_d(\omega)$ は、笠井らの評価式により⁷⁾、

$$K'_d(\omega) = G \frac{1 + ab\omega^{2\alpha} + (a+b)\omega^\alpha \cos(\alpha\pi/2) A_s}{1 + a^2\omega^{2\alpha} + 2a\omega^\alpha \cos(\alpha\pi/2) d} \quad (1a)$$

$$\eta_d(\omega) = \frac{(-a+b)\omega^\alpha \sin(\alpha\pi/2)}{1 + ab\omega^{2\alpha} + (a+b)\omega^\alpha \cos(\alpha\pi/2)} \quad (1b)$$

となる。ここで、 A_s ：粘弾性体のせん断面積、 d ：粘弾性体厚さである。本論文では、粘弾性体材料をアクリル系（住友3M製ISD111）とし、温度 20°C でのパラメータは、 $G, a, b, \alpha = 3.92\times 10^4\text{N/m}^2, 5.6\times 10^{-5}, 2.10, 0.558$ である⁷⁾。

ダンパーの粘性係数 $C'_d(\omega)$ は、式(1)の $K'_d(\omega)$ および $\eta_d(\omega)$ を用いて次式で表される。

$$C'_d(\omega) = \frac{K'_d(\omega)\eta_d(\omega)}{\omega} \quad (2)$$

式(1)の円振動数 ω を0に漸近させた場合の、静的なダンパーの貯蔵剛性 $K'_{d,si}$ および損失係数 $\eta_{d,si}$ は、それぞれ次式となる⁷⁾。

$$K'_{d,si} = \lim_{\omega \rightarrow 0} K'_d(\omega) = G \frac{A_s}{d}, \quad \eta_{d,si} = \lim_{\omega \rightarrow 0} \eta_d(\omega) = 0 \quad (3a,b)$$

式(3a)より、FDモデルの静的剛性 $K'_{d,si}$ は、材料値の G と A_s/d から決定される値であり、振動時のダンパー貯蔵剛性に比べ小さい値となる（図5、後述）。また、 $\eta_{d,si}=0$ である。

支持材とダンパーの直列結合からなる付加系の貯蔵剛性 $K'_a(\omega)$ および損失係数 $\eta_a(\omega)$ は次式より得られる¹⁰⁾。

$$K'_a(\omega) = \frac{\{ (1 + \eta_d^2(\omega)) K'_d(\omega) + K_b \} K'_d(\omega) K_b}{(K'_d(\omega) + K_b)^2 + (\eta_d(\omega) K'_d(\omega))^2} \quad (4)$$

$$\eta_a(\omega) = \frac{\eta_d(\omega)}{1 + (1 + \eta_d^2(\omega)) K'_d(\omega) / K_b} \quad (5)$$

システムの貯蔵剛性 $K'(\omega)$ および損失係数 $\eta(\omega)$ は、それぞれ次式の如く表される。

$$K'(\omega) = K_f + K'_a(\omega), \quad \eta(\omega) = \frac{\eta_a(\omega)}{1 + K_f / K'_a(\omega)} \quad (6a,b)$$

システムの固有円振動数 $\omega'_n(\omega)$ および減衰定数 $\xi'_n(\omega)$ はそれぞれ次式から計算される。

$$\omega'_n(\omega) = \sqrt{K'(\omega) / M}, \quad \xi'_n(\omega) = \xi_0 + \frac{\eta(\omega)}{2} \cdot \frac{\omega'_n(\omega)}{\omega} \quad (7a,b)$$

本論文では、ダンパーの振動数依存性の違いが風応答に与える影響を比較し易いように構造減衰 $\xi_0=0$ としている。共振振動数 $\omega'_n(\omega)=\omega$ でのシステムの円振動数 ω_n 、減衰定数 ξ_n はそれぞれ次式となる。

$$\omega_n = 2\pi f_n = \sqrt{K'(\omega_n) / M}, \quad \xi_n = \eta(\omega_n) / 2 \quad (8a,b)$$

本論文では5種類のフレーム（6H～2Hフレーム、2.1節）に対し、それぞれ5タイプのシステムを設定した。共振振動数での硬・柔のダンパー剛性比 $K'_a(\omega_n)/K_f=2, 0.4$ に対し、硬・柔のブレース剛性比 $K_b/K_f=\infty, 3$ をそれぞれ設定した（タイプ1～4）。さらに、 $K_b/K_f=3$

表 1 FD, Kelvin, Maxwell システムのパラメータ設定

K_f (N/m)	ダンパー	ブレース	$K'_d(\omega_n)/K_f$	K_k/K_f	f_n (Hz)	ζ_n	FD システム	A_s/d (m)	Kelvin システム	K_k (N/m)	C_k (N·s/m)	Maxwell システム	K_m (N/m)	C_m (N·s/m)
0.274	硬	硬	2.0	∞	0.144	0.224	F-6H1	6.156×10^{-6}	K-6H1	0.548	0.407	M-6H1	0.796	1.306
	柔		0.4		0.099	0.087	F-6H2	1.379×10^{-6}	K-6H2	0.110	0.108	M-6H2	0.150	0.398
	硬	柔	2.0	3.0	0.127	0.095	F-6H3	6.406×10^{-6}	K-6H3	0.548	0.448	M-6H3	0.781	1.506
	柔		0.4		0.097	0.069	F-6H4	1.384×10^{-6}	K-6H4	0.110	0.109	M-6H4	0.150	0.404
	弱		0.077		0.086	0.020	F-6H5	2.759×10^{-7}	K-6H5	0.021	0.023	M-6H5	0.028	0.089
0.395	硬	硬	2.0	∞	0.173	0.234	F-5H1	8.366×10^{-6}	K-5H1	0.790	0.510	M-5H1	1.180	1.543
	柔		0.4		0.118	0.091	F-5H2	1.884×10^{-6}	K-5H2	0.158	0.136	M-5H2	0.223	0.468
	硬	柔	2.0	3.0	0.153	0.098	F-5H3	8.717×10^{-6}	K-5H3	0.790	0.562	M-5H3	1.157	1.772
	柔		0.4		0.117	0.072	F-5H4	1.891×10^{-6}	K-5H4	0.158	0.137	M-5H4	0.222	0.474
	弱		0.073		0.104	0.020	F-5H5	3.571×10^{-7}	K-5H5	0.029	0.027	M-5H5	0.040	0.099
0.617	硬	硬	2.0	∞	0.217	0.246	F-4H1	1.213×10^{-5}	K-4H1	1.234	0.670	M-4H1	1.907	1.898
	柔		0.4		0.148	0.097	F-4H2	2.749×10^{-6}	K-4H2	0.247	0.180	M-4H2	0.360	0.572
	硬	柔	2.0	3.0	0.191	0.102	F-4H3	1.265×10^{-5}	K-4H3	1.234	0.738	M-4H3	1.871	2.169
	柔		0.4		0.146	0.076	F-4H4	2.759×10^{-6}	K-4H4	0.247	0.181	M-4H4	0.359	0.579
	弱		0.068		0.129	0.020	F-4H5	4.896×10^{-7}	K-4H5	0.042	0.034	M-4H5	0.060	0.113
1.907	硬	硬	2.0	∞	0.289	0.261	F-3H1	1.948×10^{-5}	K-3H1	2.194	0.947	M-3H1	3.539	2.492
	柔		0.4		0.197	0.103	F-3H2	4.452×10^{-6}	K-3H2	0.439	0.256	M-3H2	0.668	0.746
	硬	柔	2.0	3.0	0.256	0.107	F-3H3	2.035×10^{-5}	K-3H3	2.194	1.044	M-3H3	3.476	2.830
	柔		0.4		0.195	0.081	F-3H4	4.467×10^{-6}	K-3H4	0.439	0.258	M-3H4	0.667	0.754
	弱		0.065		0.172	0.020	F-3H5	7.454×10^{-7}	K-3H5	0.070	0.046	M-3H5	0.105	0.138
2.467	硬	硬	2.0	∞	0.433	0.281	F-2H1	3.759×10^{-5}	K-2H1	4.934	1.528	M-2H1	8.434	3.681
	柔		0.4		0.296	0.112	F-2H2	8.684×10^{-6}	K-2H2	0.987	0.418	M-2H2	1.597	1.093
	硬	柔	2.0	3.0	0.385	0.113	F-2H3	3.932×10^{-5}	K-2H3	4.934	1.682	M-2H3	8.298	4.150
	柔		0.4		0.293	0.088	F-2H4	8.712×10^{-6}	K-2H4	0.987	0.421	M-2H4	1.595	1.103
	弱		0.057		0.257	0.020	F-2H5	1.311×10^{-6}	K-2H5	0.142	0.067	M-2H5	0.225	0.182

で、共振振動数での減衰定数 ζ_n (式(8b)) が 2.0%になるような弱ダンパーも設定した (タイプ 5)。

FDモデルの A_s/d を以下の手順で求める。始めに、システムの固有振動数の初期値 $\omega_n^{(1)}$ を、フレームの固有振動数 ω_0 から計算し (式(9))、式(1b)より $\eta_d(\omega_n^{(1)})$ を求める。ここで、添え字の(1)は収斂計算回数の番号である。また、上述のように指定した $K'_d(\omega_n)/K_f$ を満たす $K'_d(\omega_n)$ を求める。これらを式(4)に代入し、 $K'_d(\omega_n^{(1)})$ を得て、式(6a)より $K'(\omega_n^{(1)})$ 、さらに式(8a)より $\omega_n^{(2)}$ を得る。この $\omega_n^{(2)}$ を用いて、式(1a)より $K'_d(\omega_n)/K_f$ を満たすような A_s/d を求める。この作業を数回繰返すことで収斂した A_s/d が得られる。弱ダンパーについては、システムの減衰定数 ζ_n が 2.0%となるように、Excelのソルバーを用いて A_s/d を決定した。

$$\omega_0 = \sqrt{K_f/M} \quad , \quad \omega_n^{(1)} = \sqrt{K'(\omega_0)/M} \quad (9a,b)$$

以上のようにして決定した A_s/d を表 1 に示す。また、式(8)より得られる共振振動数 $f_n (= \omega_n/(2\pi))$ および共振振動数での減衰定数 ζ_n を表 1 に合わせて示す。

3. 2 Kelvin システムのパラメータ設定

図 2(b)に示した 1 質点Kelvinシステムを作成する。Kelvinモデルのパラメータは、FDシステムの共振振動数 ω_n でダンパーの動的特性がFDモデルと一致するように設定する。

Kelvinモデルの、ダンパー貯蔵剛性 $K'_d(\omega)$ および損失係数 $\eta_d(\omega)$ は次式で表される¹⁰⁾。

$$K'_d(\omega) = K'_d = K_k \quad , \quad \eta_d(\omega) = C_k \cdot \omega / K_k \quad (10a,b)$$

ここで、 K_k = Kelvinモデルのバネ要素、 C_k = ダッシュポット要素で

ある (図 2(b))。式(10a)から分かるように、Kelvinモデルのダンパー貯蔵剛性 K'_d は振動数依存性を有せずに、常に K_k の値となる。Kelvinシステムでの付加系やシステムの動的特性は、Kelvinモデルの $K'_d(\omega)$ および $\eta_d(\omega)$ を用いて、式(4)～式(8)で表される。

以下にKelvinモデルのパラメータ決定手法について述べる。はじめにFDシステムでの共振振動数 ω_n での $K'_d(\omega_n)$ となる K_k を、式(10a)より決定する。次に、得られた K_k と、FDシステムの共振振動数 ω_n での損失係数 $\eta_d(\omega_n)$ および ω_n を式(10b)に代入して C_k を得る。

以上のようにして求めた 6H～2H フレームでの Kelvin モデルのパラメータを表 1 にまとめて示す。

3. 3 Maxwell システムのパラメータ設定

図 2(c)に示した 1 質点Maxwellシステムを作成する。Maxwellシステムも先ほどのKelvinシステムと同様に、共振振動数 ω_n でダンパーの動的特性がFDモデルと一致するように設定する。Maxwellシステムにおいて、 K_m = Maxwellモデルのバネ要素、 C_m = ダッシュポット要素とすると (図 2(c))、ダンパー貯蔵剛性 $K'_d(\omega)$ および損失係数 $\eta_d(\omega)$ は次式で表される。

$$K'_d(\omega) = \frac{K_m(C_m\omega)^2}{K_m^2 + (C_m\omega)^2} \quad , \quad \eta_d(\omega) = \frac{K_m^2 C_m \omega}{K_m(C_m\omega)^2} \quad (11a,b)$$

ここで、共振振動数 ω_n でFDモデルと一致する K_m および C_m は次式より得られる。

$$K_m = K'_d(\omega_n)(\eta_d^2(\omega_n) + 1) \quad , \quad C_m = \frac{K_m}{\eta_d(\omega_n) \cdot \omega_n} \quad (12a,b)$$

Maxwellシステムでの付加系やシステムでの動的特性はMaxwellモデルの $K'_d(\omega)$ および $\eta_d(\omega)$ を用いて、他のシステムと同様に式(4)

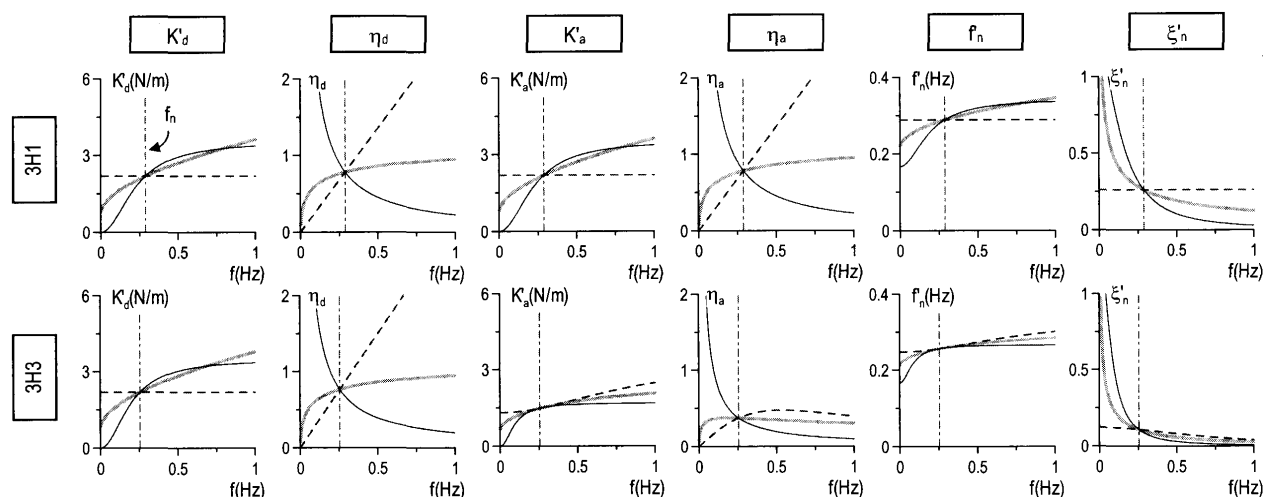


図5 振動数依存性の比較 ——— FD ——— Kelvin ——— Maxwell ——— \$f_n\$

～式(8)で表される。以上のようにして求めた 6H～2Hフレームでの Maxwellモデルのパラメータを表1にまとめて示す。

3. 4 三種システムの振動数依存性の比較

本節では、各システムでの振動数依存性の違いについて述べる。ここでは、例として 3Hフレームについて言及する。図5に 3H1, 3H3 システムのダンパーの貯蔵剛性 $K'_d(\omega)$ 、ダンパーの損失係数 $\eta_d(\omega)$ 、付加系の貯蔵剛性 $K'_a(\omega)$ 、付加系の損失係数 $\eta_a(\omega)$ 、システム固有振動数 $f'_n(\omega) (= \omega'_n(\omega)/(2\pi))$ 、システム減衰定数 $\xi'_n(\omega)$ の振動数による変化を示す。また、図中の一点鎖線は共振振動数 f_n である。いずれのシステムにおいても、共振振動数 f_n でダンパー、付加系、システムでの特性値が一致していることが分かる。

各ダンパーモデルでの K'_d を比較すると、FDとKelvinモデルは、 $f=0$ での静的剛性を有するのに対し、Maxwellモデルは静的剛性を有しないことが分かる。 η_d を比較すると、FDとMaxwellモデルで大きく異なることが確認できる。FDモデルは低振動数領域で η_d が0に近づくのに対し、Maxwellモデルでは値が増加していく。

3H1 システムでは、硬ブレースを有するため、ダンパーの特性値(K'_d , η_d)と付加系の特性値(K'_a , η_a)は同じとなる。Kelvinモデルの K'_d は振動数に依存せず、 η_d は振動数に比例したものとなる。そのためK-3H1システムは、式(6), (7)より、 $f'_n (= \omega'_n/(2\pi))$, ξ'_n が振動数に依存しないシステムとなる¹⁰⁾。柔ブレースでのKelvinシステム(K-3H3)では、Kelvinモデルに直列に接続されているブレースが変形するため、付加系として振動数依存性を持つことになる。FDモデル、Maxwellモデルにおいても、柔ブレースを用いることで直列のブレースが変形し、システムの振動数に対する変化は鈍くなる。

4. 風方向風力に対する応答特性

4. 1 風方向風力での FD システムの応答特性

はじめに、図4(a)で示した補正前の風方向風力の変動成分(平均成分なし)に対するFDシステムの応答特性について述べる。例として、図6にF-3H1およびF-3H5システムでの変位、速度および加速度の110秒～710秒(10分間)での無次元PSDを示す。ここで、 σ_d^2 , σ_v^2 , σ_a^2 はそれぞれ変位、速度、加速度の分散である。また、図中の一点鎖線は、システムの共振振動数 f_n (式(8a))を表す。

図6の変動変位のPSDより、F-3H1では減衰が大きいため共振振

動数でのパワーが小さいことが分かる。また、図3に示すように、風力が共振振動数に比べ低振動数側で大きなパワーを有するので、変動変位のPSDは共振振動数に比べて低振動数側で大きなパワーを持つことが確認できる。減衰の小さいF-3H5システムの変動変位のPSDでは、共振振動数で大きなパワーを有することが分かる。

速度および加速度のPSDを見ると共に共振振動数を中心に狭帯域の形状を示すが、F-3H5システムのPSDはF-3H1システムに比べて減衰が小さいため鋭いピークを有する形状となる。

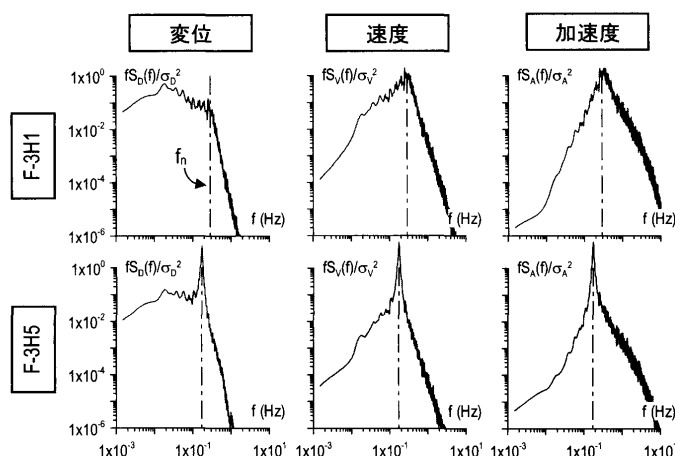


図6 風方向風力(平均無)での応答パワースペクトル密度

次に、風応答時の剛性および粘性の変化について検討する。振動数依存性を有するFDモデルは、様々な周波数成分を有する外乱が作用した場合、ダンパーおよび付加系の特性は、時々刻々と変化する。図7に、式(1a), (2)より得られる共振振動数 ω_n での $K'_d(\omega_n)$, $C'_d(\omega_n)$ と、ダンパー変形 u_d —荷重 F_d の履歴および u_d を微分して求めたダンパー速度 $\dot{u}_d$ —荷重 F_d の履歴から、最小二乗法(Least Square Method, LS)を用いて求めた風応答時の等価な $K'_{d,LS}$, $C'_{d,LS}$ (式(13), (14))¹¹⁾のアンサンブル平均(10回)の比較を示す。

$$K'_{d,LS} = \frac{n \sum u_{d,i} F_{d,i} - \sum u_{d,i} \sum F_{d,i}}{n \sum u_{d,i}^2 - (\sum u_{d,i})^2} \quad (13)$$

$$C'_{d,LS} = \frac{n \sum \dot{u}_{d,i} F_{d,i} - \sum \dot{u}_{d,i} \sum F_{d,i}}{n \sum \dot{u}_{d,i}^2 - (\sum \dot{u}_{d,i})^2} \quad (14)$$

ここに、 Σ は総和記号で、履歴の n 個の $u_{d,i}$, $\dot{u}_{d,i}$, $F_{d,i}$ を対象とする。

風方向風力の場合、制振構造の共振振動数に比べて振動数が低い領域にパワーを有するため、共振振動数より低い振動数を多く含んだ応答となる。振動数依存性を有するFDダンパーは図5からも分かるように $K'_{d,LS}$ が $K'_d(\omega_0)$ に比べ低い値となる。この傾向は、減衰が大きいほど、また、同程度の減衰であっても固有振動数が高いほど顕著となる。笠井らは^{10), 11)}、調和振動による検討で、外乱振動数とシステムの共振振動数の関係から、振動数依存性を有するシステムでは、これらの傾向があることを示しており、地震入力の場合でも同様のことを確認している。また、風応答時のダンパーの K'_d および C'_d の変化は、筆者らによる粘弾性ダンパーを設置した風洞実験装置による風洞実験においても確認されている⁶⁾。

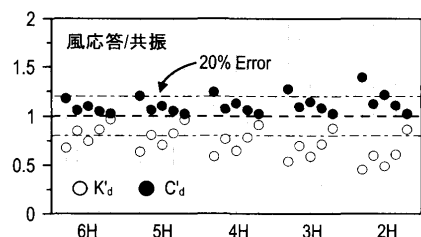


図7 貯蔵剛性および粘性係数の比較(風方向):
(各システムにつき左からタイプ1, 2, ..., 5の順)

次に、平均成分を有する風方向風力に対するFDシステム応答特性について検討する。図8に、風方向風力に対する建物頂部の変位、速度および加速度の平均値、分散、ピークファクター(=最大値/標準偏差; 以下、PF)のアンサンブル平均を示す。

応答変位の平均値より、フレーム剛性の低い6Hフレームの変形が大きく、フレーム剛性が最も高い2Hフレームの変形が小さくなる傾向が確認できる。ただし、粘弾性ダンパーは静的剛性を有するため、フレーム剛性の低い6Hフレームであっても、ダンパー量の多いF-6H1システムは、F-5H2, F-5H4およびF-5H5システムの平均

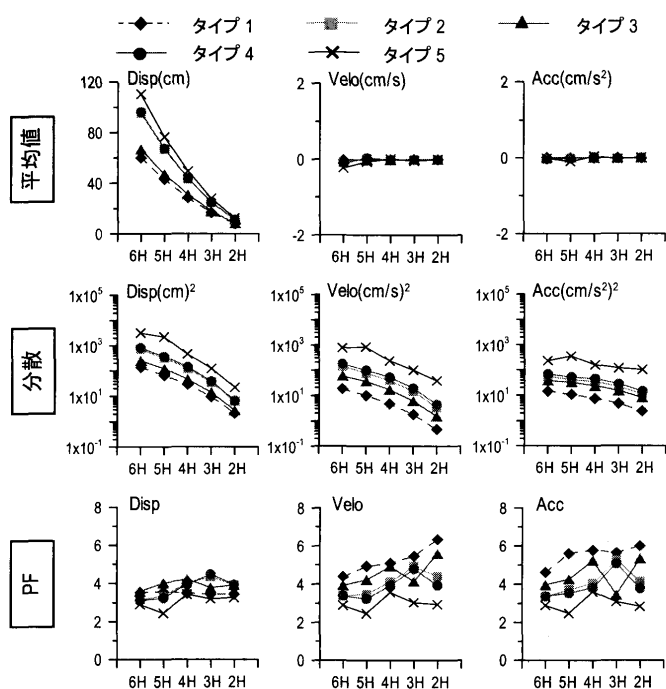


図8 FDシステムの応答比較(風方向)

変位より小さい値となる。つまり、応答変位の平均値はシステムの静的剛性によって決定されることが分かる。

分散の結果より、システムの共振振動数の減衰が大きいほど応答が小さくなり、また、フレームの固有振動数が低いシステムほど応答が大きくなることが確認できる。これは、風方向風力が低振動数側で大きなパワーを有するためである(図3)。

PFは振動数が低く減衰が小さいほど低下する傾向がみられる。これは、固有振動数の低いシステムでの応答が、風力の卓越振動数に近い応答がより狭帯域となるためであり、加えて、減衰が小さいほどシステムの共振振動数での成分が卓越するためである。

風方向風力応答時のダンパー特性値やシステムの動特性(平均変位を除く)を風方向風力の平均成分の有無での解析結果を比較した場合、エンベロープ直後を除けば、ほぼ一致していることが確認できた。このことは、振動数依存性をもつシステムにおいても従来の風応答予測法と同様に、平均成分と変動成分を分けて考えることができることを意味している。

4. 2 風方向風力での Kelvin, Maxwell との応答特性比較

変動成分のみの風方向風力に対する応答をFD, Kelvin, Maxwell システムで比較する。例として3Hフレームでの結果について述べる。

図9, 10に3H1および3H5システムでのダンパー履歴を示す。それぞれの図において、(a)FDシステム、(b)Kelvinシステム、(c)Maxwellシステムの1次モードの層間変位に対応したダンパー履歴である。

図9の3H1システムでの結果より、平均成分を持つランダム風力が作用した場合、Maxwellモデルの低振動数領域での貯蔵剛性が低い(図5)、Maxwellシステムの平均変位はFDシステムの平均変位に比べ大きな値となっている。逆に低振動数領域においても高い貯蔵剛性を持つKelvinシステムの平均変位は、FDシステムに比べ小さい値となった。図10の3H5システムでは、ダンパーの寄与が小さいため、システムによる違いは顕著に現れない。

図11に、KelvinシステムとFDシステムの建物頂部での(a)変位、(b)速度、(c)加速度の比較を全システムについて示す。図11(a)の変位の平均値を見ると、KelvinモデルはFDモデルに比べて静的剛性が高いため(図5)、Kelvinシステムの静的変位はFDシステムに比べ小さい値となっている。特にダンパーの大きいシステムではその違いが大きくなる。分散を比較すると、KelvinシステムはFDシステムに比べ小さく、K-2H1はF-2H1に比べて0.42倍である。PFは、FDシステムの方が大きい値となるが20%以内の違いである。最大値を比較すると、ダンパーサイズの大きいタイプ1では、全フレームで20%以上の差異となっているが、それ以外はほぼ20%以内の違いである。高減衰のシステムほど低振動数側にある風力による強制振動の影響を受けて共振振動数より低い振動数でのシステム特性を示す。そのため、振動数の変化による風力のパワーの変化が小さい6H1システムに比べ、その変化の大きい2H1システムでは大きな違いが生じるものと思われる。一方、図11(b)速度や(c)加速度を見ると、速度の分散でシステムの固有振動数が高くなるほど、Kelvinシステムでの値がFDシステムの値に比べて小さくなる傾向はあるものの、変位ほどの大きな違いは確認できない。

同様に、MaxwellシステムとFDシステムの応答値の比較を図12に示す。図12(a)変位の平均値において、Maxwellシステムの静的剛性が低い(図5)ため、FDシステムに比べ大きな値となる。Maxwellシステ

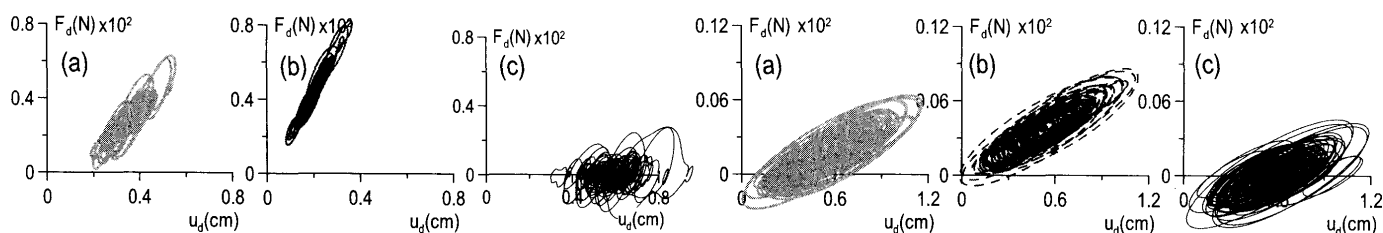


図9 履歴比較(風方向平均成分有, 3H1 システム):
(a)FD, (b)Kelvin, (c)Maxwell

図10 履歴比較(風方向平均成分有, 3H5 システム):
(a)FD, (b)Kelvin, (c)Maxwell

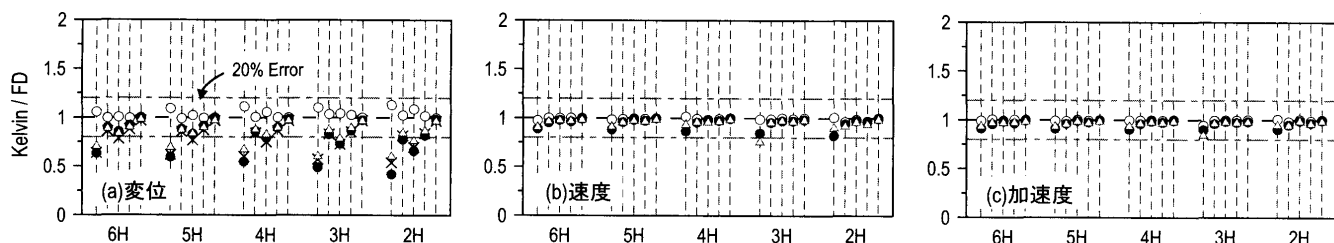


図11 VEシステムと Kelvin システムの比較(風方向): (各フレームにつき左からタイプ 1, 2, ..., 5 の順) × 平均 ● 分散 ○ PF ▲ 最大

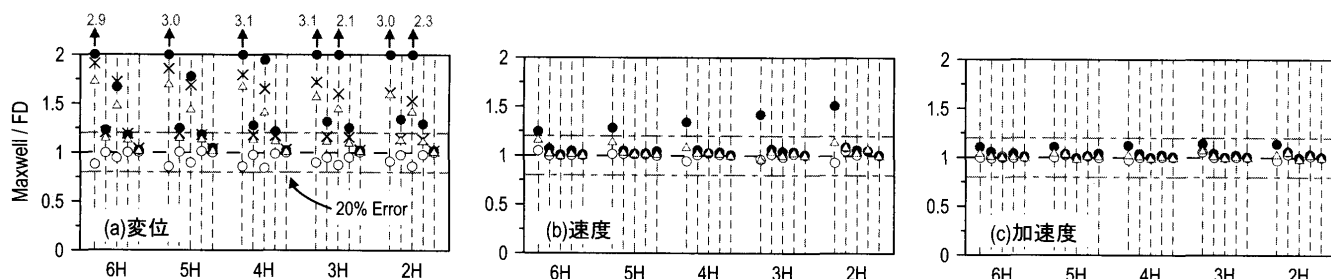


図12 VEシステムと Maxwell システムの比較(風方向): (各フレームにつき左からタイプ 1, 2, ..., 5 の順) × 平均 ● 分散 ○ PF ▲ 最大

ムの分散は FD システムに比べ大きく、3 倍以上となるケースも確認できる。PF はシステムによってばらつきが見られるものの、FD システムとの違いは概ね 20%以内に収まっている。最大値は、システムの減衰が大きいほど FD システムとの顕著な違いが確認できる。

図 12(b)の速度を見ると、減衰のもっとも大きいシステムにおいて分散の差異が確認できるものの、それ以外は FD システムと同等の値を示していることが分かる。図 12(c)の加速度においても減衰の最も大きいシステムにおいて分散の違いが若干生じているが、それ以外は FD システムと同等の値となっていることが分かる。

5. 風直角方向風力に対する応答特性

5. 1 風直角方向風力での FD システムの応答特性

風直角方向振動時における、FDシステムの応答のPSDを比較する。図 13 に、F-3H1, F-3H5 システムにおける、(a)変位、(b)速度、(c)加速度の無次元化PSDを示す。なお、PSDは 110 秒～710 秒 (10 分間)での値である。図中の一点鎖線は、図 6 と同様に各タイプでのシステムの共振振動数 f_n (式(8a))を意味する。

減衰の大きい F-3H1 システムの応答変位の PSD を見ると、共振振動数より低振動数側にある風力のピーク振動数が卓越していることが確認できるが、減衰の小さい F-3H5 システムでは共振振動数が卓越していることが分かる。速度、加速度の PSD についても同様の傾向が確認できる。

次に、風直角方向風力が作用したときのダンパーの貯蔵剛性および粘性係数の変化について検討する。図 14 に共振振動数での K'_d

(ω_n), $C'_d(\omega_n)$ と、4.1 節で行ったように風直角方向応答時の履歴から最小二乗法を用いて求めた風応答時の等価な K'_{dLS} , C'_{dLS} (式(13), (14))の比較を全FDシステムについて示す。図 14 より、貯蔵剛性および粘性係数の変化は、固有振動数の高いシステムほど大きいことが確認できる。これは、風方向のPSDが振動数に対してなだらかな変化であるのに対し、風直角方向のPSDは鋭いピークを有する形状であるため (図 3), 振動時の見かけの振動数がより低振動数側に推移するためと考えられ、共振振動数が高いシステムでは注意が必要である。固有振動数の低いシステムは、共振振動数と風直角方向の卓越振動数が近いため、振動数の変化は小さい。

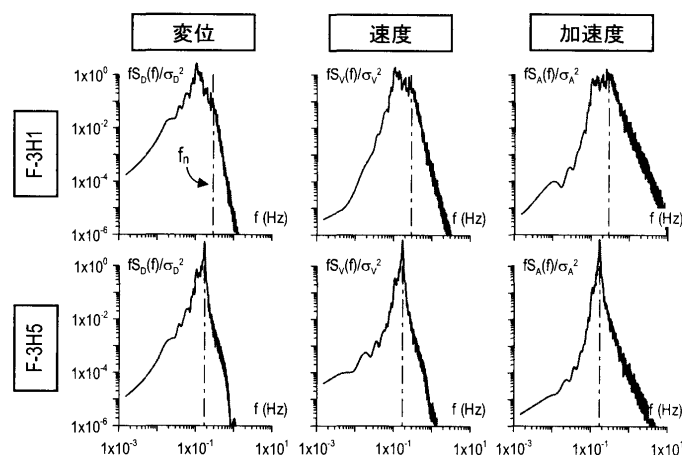


図13 風直角方向風力での応答パワースペクトル密度

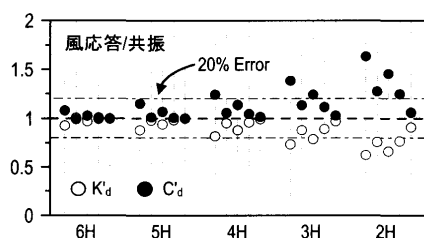


図 14 貯蔵剛性および粘性係数の比較(風直角方向):
(各システムにつき左からタイプ 1, 2, … 5 の順)

5. 2 風直角方向風力での FD システムの応答比較

図 15 に、風方直角向風力に対する建物頂部での変位、速度および加速度の分散と PF のアンサンブル平均を示す。

分散の結果より、同じフレームであっても、システムの共振振動数での減衰が大きいほど、応答が小さくなる傾向は風方向(図 8)と同じである。ただし、6H フレームより 5H フレームでの分散が大きいことが風方向と異なる点である。これは、図 3 から分かるように、6H フレームの固有振動数は風力のピークを過ぎた値であり、5H フレームの方が風力のピークに近い値である。

PF も風方向(図 8)と同様の傾向が見られる。ただし、風直角方向の速度および加速度の PF は、風方向の PF に比べ、タイプの違いによるばらつきが小さいことが分かる。

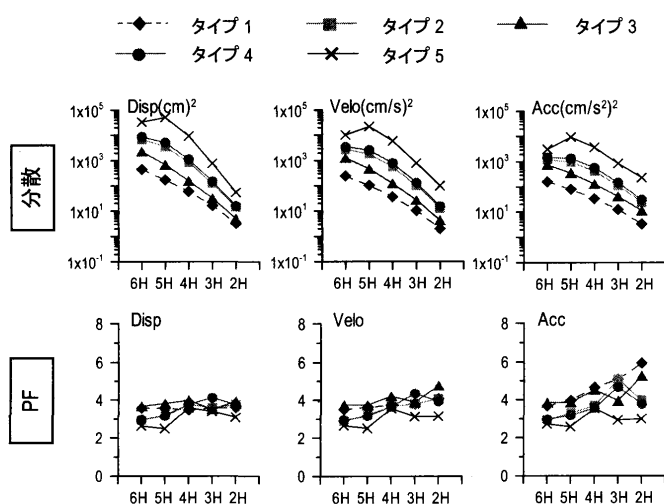


図 15 FD システムの応答比較(風直角方向)

5. 3 風直角方向風力での Kelvin, Maxwell との応答特性比較

図 16, 17 に 3H1 および 3H5 システムでのダンパー履歴を示す。それぞれの図において、(a)FD システム、(b)Kelvin システム、(c)Maxwell システムの 1 次モードの層間変位に対応したダンパー履歴である。最も減衰の大きい 3H1 システムでは、FD, Kelvin, Maxwell システムのダンパーの履歴は異なる形状を示すが、最も減衰の小さい 3H5 システムでは、Kelvin, Maxwell システムのダンパー履歴は FD システムの履歴と類似した形状を示すことが確認できる。これは、減衰が大きい場合、振動時の見かけの振動数と共振振動数が異なり、ダンパー特性が共振振動数での値から変化しているためである(図 14)。一方、減衰の小さいシステムでは、見かけの振動数と共振振動数がほぼ一致するために(図 14)、共振振動数で特性を一致するように設定している三種システムの履歴は類似した形状となる。

図 18 に、Kelvin システムと FD システムの応答値のアンサンブル

平均値の比較を(a)変位、(b)速度、(c)加速度について示す。図 18(a)の変位の分散を比較すると、フレームの固有振動数が高くなるほど、FD システムとの違いが大きくなる。この事は、最も減衰の大きいシステムで顕著となるが、風方向(図 11(a))と比較すると違いは小さい。これは、風直角方向振動が共振振動付近での狭帯域な応答(図 13)となるため、振動数依存性の違いが風方向ほど現れなかったためである。Kelvin システムの変位の最大値は、FD システムに比べて低い値を示す傾向があるが、その違いは小さい。図 18(b)の速度、図 18(c)の加速度はいずれのシステムにおいても FD システムとの違いは変位に比べ小さいことが確認できた。

同様に、図 19 には Maxwell システムと FD システムの応答値の比較を示す。図 19(a)より、Maxwell システムの変位の分散は FD システムに比べ大きい値となる。Kelvin システムと同様にフレームの固有振動数が高くなるほど、FD システムとの違いが大きくなる。この事は、Kelvin システムと同様に、減衰が最も大きいシステムで顕著となるが、風方向(図 12(a))と比較すると誤差は小さい。

6. おわりに

本論文では、振動数依存性を有する粘弾性ダンパーを設置した制振構造の風応答時の特性を明らかにし、風応答予測のための知見を得るために、風方向および風直角方向の風力時刻歴波形を作成し、それらを用いて分数微分(FD)モデルを有する 1 質点のシステムでの応答時刻歴解析を行い、風応答時のダンパーおよびシステムの振動特性について検討を行った。また、振動数依存性の異なる Kelvin, Maxwell モデルを用いたシステムによる風応答時刻歴解析を行い、FD システムと比較することで、振動数依存性による応答特性の違いについて検討した。以下に結論を述べる。

- (1) 風方向風力は、システムの共振振動数より低振動数側にパワーを有するため、風応答時の振動数は共振振動数より低い振動数成分が卓越する。ただし、風方向においても、システムの減衰が小さい場合は、共振振動数成分が卓越した狭帯域の応答となる。
- (2) 風直角方向の風力は、共振振動数付近で狭帯域のパワースペクトル密度を有するため、応答も狭帯域となり、風方向と比べると共振振動数成分が多くなる。ただし、システムの共振振動数が高い場合は注意が必要である。
- (3) FD システムと、Kelvin, Maxwell システムの応答を比較した場合、高減衰のシステムでは顕著な違いが確認された。特に風方向においては、風力が広帯域のパワースペクトル密度を有するため振動数依存性の違いが顕著となる。
- (4) 風方向風力は平均成分を有するため、ダンパーの静的剛性、ひいてはシステムの静的剛性の違いにより、応答の平均成分に違いが見られた。
- (5) 風方向風力におけるダンパーおよびシステムの動的特性は、平均成分の有無によらずほぼ同じ特性を示した。よって、振動数依存性を有するシステムにおいても、変動成分と平均成分を分けて評価できることを確認した。

今後は、本論文で得られた知見をもとに粘弾性ダンパーを有する制振建物の、時刻歴解析によらない簡易風応答予測法について報告する予定である。

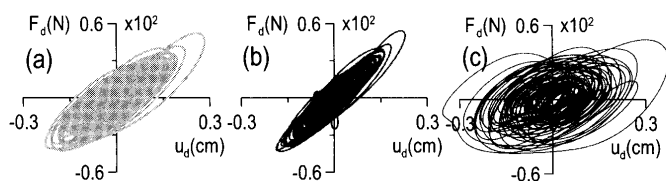


図 16 履歴比較(風直角方向, 3H1 システム):
(a)FD, (b)Kelvin, (c)Maxwell

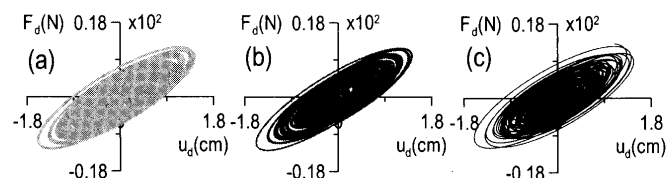


図 17 履歴比較(風直角方向, 3H5 システム):
(a)FD, (b)Kelvin, (c)Maxwell

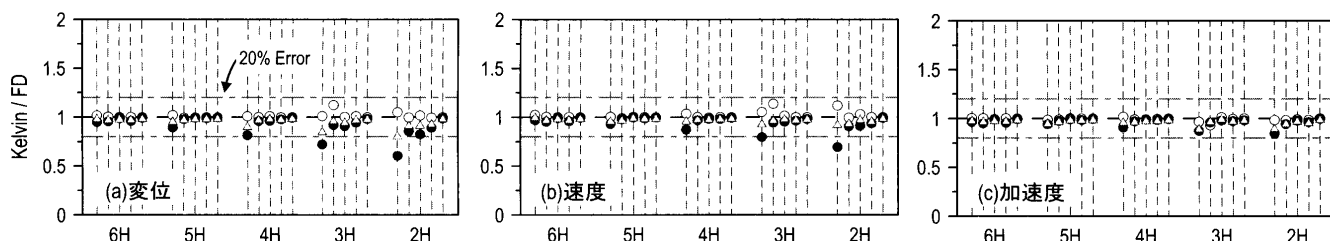


図 18 VE システムと Kelvin システムの比較(風直角方向): (各フレームにつき左からタイプ 1, 2, ..., 5 の順) ● 分散 ○ PF ▲ 最大

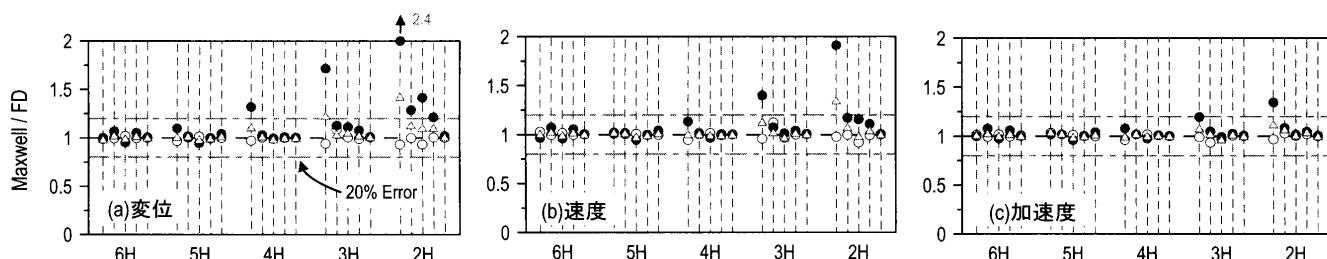


図 19 VE システムと Maxwell システムの比較(風直角方向): (各フレームにつき左からタイプ 1, 2, ..., 5 の順) ● 分散 ○ PF ▲ 最大

参考文献

- 1) 日本地震構造協会: パッシブ制振構造設計・施工マニュアル, 第 1 版, 2003.10, 第 2 版, 2005.9
- 2) 笠井和彦: 粘弾性材料—建物制振への適用, 未来材料, 2(3), pp.42-47, 2002.3
- 3) 笠井和彦, 佐藤大樹, 黄一華: 継続時間が長い外乱での温度上昇と熱伝導・伝達を考慮した粘弾性ダンパーの解析手法, 日本建築学会構造系論文集, 第 599 号, pp.61-69, 2006.1
- 4) 佐藤大樹, 笠井和彦: 長時間ランダム振動時の粘弾性ダンパーの特性および正弦波による評価手法, 構造工学論文集, Vol.53B, pp.67-74, 2007.3
- 5) Cho, K.-P., Cermak, J.E., Lai, M.-L. and Nielsen, E.: Viscoelastic damping for Wind-Excited Motion of a Five-Story Building Frame, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 77&78, pp.269-281, 1998
- 6) 佐藤大樹, 田村哲郎, 笠井和彦: 粘性・粘弾性ダンパーを有する高層建物の風応答特性に関する風洞実験, 日本建築学会構造系論文集, 第 617 号, pp.95-102, 2007.7
- 7) 笠井和彦, 寺本道彦, 大熊潔, 所健: 粘弾性体の温度・振動数・振幅依存性を考慮した構成則(その 1 線形領域における温度・振動数依存のモデル化), 日本建築学会構造系論文集, 第 543 号, pp.77-86, 2001.5
- 8) 日本建築学会: 建築物荷重指針・同解説, 丸善, 1997.4
- 9) 岩谷祥美: 任意のパワースペクトルとクロススペクトルをもつ多次元の風速変動のシミュレーション, 日本風工学学会研究会誌, 第 11 号, pp.5-18, 1982.1
- 10) 笠井和彦, 大熊潔: Kelvin 体による線形粘弾性ダンパー簡易モデル化と精度に関する考察(その 1 弾性・弾塑性フレームをもつ一質点制振構造の場合), 日本建築学会構造系論文集, 第 550 号, pp.71-78, 2001.12
- 11) 大木洋司, 笠井和彦, 高橋治: 微小振幅における速度依存ダンパーの性能について, 構造工学論文集, Vol.50B, pp.601-609, 2004.3
- 12) 笠井和彦, 大熊潔: 振動数に依存する制振構造の等価周期・等価減衰の評価法とその精度—弾性架構と粘弾性ダンパーやオイルダンパーをもつ一質点構造における全体減衰系への置換法—, 日本建築学会構造系論文集, 第 580 号, pp.51-59, 2004.6
- 13) 笠井和彦, 佐藤大樹: 粘弾性ダンパー分数微分構成則の高速化計算アルゴリズム, 日本建築学会構造系論文報告集, 第 606 号, pp.113-121, 2006.8

付録 A 層剛性の決定手法

全層の質量 m_j が与えられている場合, 任意の次数(s 次モード)の振動数およびモードベクトルが $\omega_s, \phi_{j,s}$ となるような n 質点モデルの層剛性 k_j を, 次式より順次求めることができる。

$$k_n = \frac{\omega_s^2 m_n \phi_{n,s}}{\phi_{n,s} - \phi_{n-1,s}} \quad (A1)$$

$$k_j = \frac{\omega_s^2 m_j \phi_{j,s} + k_{j+1} (\phi_{j+1,s} - \phi_{j,s})}{\phi_{j,s} - \phi_{j-1,s}} \quad \{j = (n-1) \sim 2\} \quad (A2)$$

$$k_1 = \frac{\omega_s^2 m_1 \phi_{1,s} + k_2 (\phi_{2,s} - \phi_{1,s})}{\phi_{1,s}} \quad (A3)$$

付録 B 振動数領域での解析方法

FDモデルは広範囲の振動数に対して高精度に粘弾性ダンパーの特性を再現できるモデルであり, 積分区間(Window Time)を設けた時間領域での数値積分手法が提案されている⁷⁾。また, 計算時間を大幅に短縮する高速化手法も提案されている¹³⁾。

ここでは, 周波数領域での FD システムの解析方法を示す。この計算方法では粘弾性ダンパーの温度上昇や大歪による非線形性の効果を考慮できないが, 継続時間が長い外乱の場合, 計算時間が時間領域での数値積分に比べ大幅に短縮できるため大変有効な手法である。また, この計算方法は, FD システム以外の振動数依存性を有するシステムでも適用できる。振動数依存性を持つダンパーを組み込んだ場合の周波数応答関数 $H(i\omega)$ は, 次式で表される。

$$H(i\omega) = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \frac{K'_a(\omega)}{K_f} + i \left(2\xi_0 \frac{\omega}{\omega_0} + \frac{K''_a(\omega)}{K_f}\right)} \cdot \frac{1}{K_f} \quad (B1)$$

応答は, フーリエ変換した外力に周波数応答関数を乗じた後, 逆フーリエ変換をすることで得られる。

(2008年 7 月 2 日原稿受理, 2008年10月15日採用決定)