インパルス加振を受けるサンドイッチはりの振動応答*

矢 口 博 之^{*1}

Vibration Response of a Sandwich Beam Subjected to Impulsive Excitation

Hiroyuki YAGUCHI

We investigate the shock vibrations of a sandwich beam having a viscoelastic core and elastic layers subjected to impulsive excitation. In the analysis, Young's modulus of the viscoelastic core is assumed to be small compared with that of the elastic layer, and the response to the excitation and the frequency equation are derived. In numerical calculations, effects of the thickness and stiffness of a viscoelastic core on the response and loss factor of the system are examined. A series of experiments were carried out on the sandwich beam subjected to impulsive excitation. Measured results are in good agreement with the theoretical results obtained by the method in this paper.

Key Words: Sandwich Beam, Impulsive Excitation, Transient Vibration, Structural Damping, Loss Factor

1. 緒 言

粘弾性材を2枚の弾性材で挟んだサンドイッチ状三層材はその減衰能の高さから、振動および騒音防止用軽量構造部材として広く注目を集め、機械および機械構造物構成部材としてよく用いられるようになってきている。このうちサンドイッチはりの振動に関しては、系の減衰特性に及ぼす粘弾性材の影響を解明した研究^{(1)~(7)}、あるいははりの使用条件や付加的な要因による系の減衰特性の変化を示した研究^{(8)~(11)}など多数の論文が発表されてきている。しかしサンドイッチはりに衝撃的な励振が加わる場合、粘弾性材による系の応答特性の変化を詳細に調べた研究はあまり報告されていないように思われる。

本研究においてははり先端にインパルス加振を受ける全長サンドイッチ片持はりの過渡振動を取扱い、粘弾性材の剛さ、厚さおよび弾性はり材の厚さ比により系の衝撃応答特性がいかに変化するかを解明するものである。また系の損失係数を理論的に算出し、減衰特性と応答特性とを比較検討し、両特性を総合的に評価する考察を行った。さらにインパルス加振を受けるサ

ンドイッチはりの応答変位を実験により測定し、得られた結果を理論結果と対比した。

2. 運動方程式とその解法

図1は全長 l 、幅 b 、厚さ h_1, h_2 の2枚の同一材料の弾性はりと厚さ h_c の粘弾性コア材により構成され、はり自由端にインパルス I を受けるサンドイッチ状片持はりを示したものである。いまはり左端に原点 O をとり、はり中心軸に沿い x 軸、これに垂直に y 軸をとり、 x, y 方向のはりの縦および横変位を u および w とする。以下弾性はりに関する諸量は添字 1, 2 を粘弾性材に関する諸量は添字 c を用いて区別することにする。

さてサンドイッチはりの解析においては次の仮定を導入する。

Fig. 1 Sandwich beam subjected to impulsive excitation

* 原稿受付 1996 年 5 月 7 日。

^{*1} 正員, 東北学院大学工学部 (〒985 多賀城市中央 1-13-1)。

(1) はり材の減衰は粘弾性コア材のそれに比べ十分小さく、無視できる値である。

(2) 粘弾性コア材の縦弾性係数は弾性はり部のそれに比べかなり低い。

(3) 粘弾性コア材は構造減衰性を有し、系の減衰効果はコア材のせん断変形により生じる。

(4) 各層の横変位はすべて等しい。

(5) 各層の接合面に滑りは生じない。

(6) 粘弾性材の減衰は、インパルス加振により生じるはりの振動振幅には影響を及ぼさない。

これらの仮定(1)～(5)に基づくと、サンドイッチはりの運動方程式は次のように導かれる⁽⁷⁾。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^6 w}{\partial x^6} - g(1+Y) \left(1 + \frac{\eta}{\omega_R} \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} \\ + \frac{m}{D_t} \left\{ \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial t^2} - g \left(1 + \frac{\eta}{\omega_R} \frac{\partial}{\partial t} \right) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right\} = 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} m = \rho(A_1 + A_2) + \rho_c A_c, \quad g = \frac{G_c}{E h_c} \left(\frac{1}{h_1} + \frac{1}{h_2} \right) \\ Y = \frac{d^2 b E h_1 h_2}{D_t (h_1 + h_2)}, \quad d = h_c + \frac{1}{2}(h_1 + h_2) \\ A_1 = b h_1, \quad A_2 = b h_2, \\ A_c = b h_c, \quad D_t = E(I_1 + I_2) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

であり、 G_c , η は粘弾性コア材の横弾性係数、損失係数、 E , ρ , I_i , A_i は弾性はりの縦弾性係数、密度、断面二次モーメント、断面積、 ω_R は減衰固有角振動数である。

一方境界条件ははり自由端にインパルス I が作用していることから

$x=0$ において

$$\left. \begin{aligned} w=0, \quad \frac{\partial w}{\partial x}=0 \\ -\frac{D_t}{E h_1 d b} \left\{ \frac{1}{g^*} \frac{\partial^5 w}{\partial x^5} - \frac{Y}{g^*} \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - Y \frac{\partial w}{\partial x} \right. \\ \left. + \frac{m}{D_t g^{*2}} \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial t^2} \right\} = 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$x=l$ において

$$\left. \begin{aligned} \frac{D_t}{g^* d} \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - g^* Y \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{m}{D_t} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right) = 0 \\ \frac{D_t}{g^*} \left\{ -\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + g^*(1+Y) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - \frac{m}{D_t} \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right\} = 0 \\ \frac{D_t}{g^*} \left\{ -\frac{\partial^5 w}{\partial x^5} + g^*(1+Y) \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - \frac{m}{D_t} \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial t^2} \right\} \\ = I \delta(t) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (4)$$

ここに $\delta(t)$ はディラックのデルタ関数であり、また

$$g^* = g \left(1 + \frac{\eta}{\omega_R} \frac{\partial}{\partial t} \right) \quad \dots\dots\dots (5)$$

式(1)および(3), (4)を次の初期条件

$$w|_{t=0}=0, \quad \frac{\partial w}{\partial t}|_{t=0}=0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

の基にラプラス変換すると、運動方程式は

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^6 W}{dx^6} - \bar{g}^*(1+Y) \frac{d^4 W}{dx^4} \\ + \frac{m}{D_t} \left(\frac{d^2 W}{dx^2} s^2 - \bar{g}^* s^2 W \right) = 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (7)$$

境界条件は

$x=0$ において

$$\left. \begin{aligned} W=0, \quad \frac{dW}{dx}=0 \\ \frac{1}{\bar{g}^*} \frac{d^5 W}{dx^5} - \frac{Y}{\bar{g}^*} \frac{d^3 W}{dx^3} - Y \frac{dW}{dx} \\ + \frac{m s^2}{D_t \bar{g}^{*2}} \frac{dW}{dx} = 0 \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (8)$$

$x=l$ において

$$\left. \begin{aligned} \frac{d^4 W}{dx^4} - \bar{g}^* Y \frac{d^2 W}{dx^2} + \frac{m s^2}{D_t} W = 0 \\ -\frac{d^4 W}{dx^4} + \bar{g}^*(1+Y) \frac{d^2 W}{dx^2} - \frac{m s^2}{D_t} W = 0 \\ \frac{D_t}{\bar{g}^*} \left(-\frac{d^5 W}{dx^5} + \bar{g}^*(1+Y) \frac{d^3 W}{dx^3} \right. \\ \left. - \frac{m s^2}{D_t} \frac{dW}{dx} \right) = I \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (9)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} W(x, s) = \int_0^\infty w(x, t) e^{-st} dt, \\ \bar{g}^* = g \left(1 + \frac{\eta}{\omega_R} s \right) \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (10)$$

式(7)の解を B_n を未定定数として

$$W = \sum_{n=1}^6 B_n e^{\alpha_n x} \quad \dots\dots\dots (11)$$

と置く。式(11)を式(7)に代入し、 j を虚数単位として次の無次元量

$$\left. \begin{aligned} \bar{G}_c = \frac{G_c}{E}, \quad \bar{h}_c = \frac{h_c}{h_1}, \quad \bar{h}_{21} = \frac{h_2}{h_1}, \\ \bar{h}_1 = \frac{l}{h_1}, \quad \bar{h} = \frac{l}{h_c} \\ \bar{\rho}_c = \frac{\rho_c}{\rho}, \quad \bar{\xi} = \left\{ \frac{-js}{(1/l^2) \sqrt{EI_1/\rho A_1}} \right\}^{1/2}, \\ \bar{\alpha}_n = \alpha_n l, \quad \bar{\lambda} = \bar{\alpha}_n^2 \\ \bar{G}^* = \bar{G}_c \bar{h}_1 \bar{h} \left(1 + \frac{1}{\bar{h}_{21}} \right) \left(1 + \frac{\eta}{\omega_R} s \right), \\ \bar{Y} = \frac{12 \{ \bar{h}_c + (1/2)(1 + \bar{h}_{21}) \}^2 \bar{h}_{21}}{(1 + \bar{h}_{21}^3)(1 + \bar{h}_{21})} \end{aligned} \right\} \quad \dots\dots\dots (12)$$

を導入すると

$$\bar{\lambda}^3 - \bar{G}^*(1 + \bar{Y})\bar{\lambda}^2 - \frac{\bar{\xi}^4(2 + \bar{\rho}_c \bar{h}_c)}{2}\bar{\lambda} + \frac{\bar{\xi}^4(2 + \bar{\rho}_c \bar{h}_c)\bar{G}^*}{2} = 0 \dots\dots\dots (13)$$

式(13)の解は

$$\left. \begin{aligned} \bar{\lambda}_1 &= \frac{\bar{p}}{\bar{\varepsilon}_1} - \bar{\varepsilon}_1 + \frac{1}{3}\bar{G}^*(1 + \bar{Y}), \\ \bar{\lambda}_2 &= \frac{\bar{p}}{\bar{\varepsilon}_2} - \bar{\varepsilon}_2 + \frac{1}{3}\bar{G}^*(1 + \bar{Y}), \\ \bar{\lambda}_3 &= \frac{\bar{p}}{\bar{\varepsilon}_3} - \bar{\varepsilon}_3 + \frac{1}{3}\bar{G}^*(1 + \bar{Y}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (14)$$

ここに

$$\left. \begin{aligned} \bar{\varepsilon}_1 &= (\bar{q} + \sqrt{\bar{q}^2 + \bar{p}^3})^{1/3}, \\ \bar{\varepsilon}_2 &= \frac{-1 - \sqrt{3}j}{2}\bar{\varepsilon}_1, \\ \bar{\varepsilon}_3 &= \frac{-1 + \sqrt{3}j}{2}\bar{\varepsilon}_1, \\ \bar{p} &= \frac{1}{3} \left\{ -\frac{1}{3}\bar{G}^{*2}(1 + \bar{Y})^2 \right. \\ &\quad \left. - \frac{\bar{\xi}^4}{1 + \bar{h}_{21}^3}(1 + \bar{h}_{21} + \bar{\rho}_c \bar{h}_c) \right\} \\ \bar{q} &= \frac{1}{2} \left\{ -\frac{2}{27}\bar{G}^{*3}(1 + \bar{Y})^3 \right. \\ &\quad \left. - \frac{\bar{G}^* \bar{\xi}^4}{3(1 + \bar{h}_{21}^3)}(\bar{Y} - 2)(1 + \bar{h}_{21} + \bar{\rho}_c \bar{h}_c) \right\} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (15)$$

式(14)より式(7)の一般解は

$$\left. \begin{aligned} W(x) &= \sum_{n=1}^6 B_n e^{\bar{\alpha}_n \frac{x}{l}} \\ \bar{\alpha}_n &= \bar{\lambda}_n^{1/2}, \quad n=1, 2, 3 \\ \bar{\alpha}_{n+3} &= -(\bar{\lambda}_n)^{1/2}, \quad n=1, 2, 3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (16)$$

一般解式(16)を式(8), (9)に代入すると, 未定定数 $B_1 \sim B_6$ に関する次のマトリックス方程式

$$\Delta \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ a\sigma l \bar{I} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (17)$$

$$\Delta = [d_{m,n}], \quad m, n=1, 2, \dots, 6$$

が導かれる。ここに

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{\bar{G}_c \bar{h} \bar{h}_1 (1 + 1/\bar{h}_{21})}{1 + \bar{h}_{21}^3}, \quad \bar{I} = \frac{I}{\sqrt{EI_1 \rho A_1}}, \\ a &= \sqrt{\frac{\rho A_1 l^4}{EI_1}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

であり, 未定定数 $B_1 \sim B_6$ は

$$\left. \begin{aligned} B_1 &= \frac{A_1}{\Delta}, \quad B_2 = \frac{A_2}{\Delta}, \quad B_3 = \frac{A_3}{\Delta}, \\ B_4 &= \frac{A_4}{\Delta}, \quad B_5 = \frac{A_5}{\Delta}, \quad B_6 = \frac{A_6}{\Delta} \\ A_1 &= [e_2, e_3, e_4, e_5, e_6], \\ A_2 &= [e_1, e_3, e_4, e_5, e_6] \\ A_3 &= [e_1, e_2, e_4, e_5, e_6], \\ A_4 &= [e_1, e_2, e_3, e_5, e_6] \\ A_5 &= [e_1, e_2, e_3, e_4, e_6], \\ A_6 &= [e_1, e_2, e_3, e_4, e_5] \\ e_m &= [d_{1,m}, d_{2,m}, d_{3,m}, d_{4,m}, d_{5,m}, d_{6,m}], \\ m &= 1, 2, \dots, 6 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (19)$$

いま

$$s = -\omega_I + j\omega_R \dots\dots\dots (20)$$

と置く。ここに ω_I は減衰率である。次の無次元量

$$\left. \begin{aligned} \bar{s} &= \frac{s}{(1/l^2 \sqrt{EI_1/\rho A_1})}, \\ (\bar{\omega}_R, \bar{\omega}_I) &= \frac{(\omega_R, \omega_I)}{(1/l^2 \sqrt{EI_1/\rho A_1})} \\ \bar{\xi}_R &= \bar{\omega}_R^{1/2}, \quad \bar{t} = \frac{t}{l^2 \sqrt{\rho A_1/EI_1}}, \quad \bar{w} = \frac{w}{\bar{I}l} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (21)$$

を導入し, 仮定(6)に基づいて, 式(16)を留数定理を用いてラプラス逆変換すると, はり先端の無次元変位 $\bar{w}$ は

$$\left. \begin{aligned} \bar{w} &= \sum_{n=1}^{\infty} R_n e^{-\bar{\omega}_{In} \bar{t}} e^{j\bar{\omega}_{Rn} \bar{t}} \\ R_n &= \frac{\bar{I}\sigma}{j \frac{d\Delta_n}{d\bar{\xi}_{Rn}}} (\Delta_{1n} e^{\bar{\alpha}_{1n}} + \Delta_{2n} e^{\bar{\alpha}_{2n}} \\ &\quad + \Delta_{3n} e^{\bar{\alpha}_{3n}} + \Delta_{4n} e^{\bar{\alpha}_{4n}} + \Delta_{5n} e^{\bar{\alpha}_{5n}} + \Delta_{6n} e^{\bar{\alpha}_{6n}}) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (22)$$

として与えられる。ここに $\Delta_n, \Delta_{1n} \sim \Delta_{6n}$ および $\bar{\alpha}_{1n} \sim \bar{\alpha}_{6n}$ は式(16), (17), (19)中の $\Delta, \Delta_1 \sim \Delta_6$ および $\bar{\alpha}_1 \sim \bar{\alpha}_6$ を粘弾性材の減衰を無視し, $\eta=0$ として置き換えたものであり, $\bar{\omega}_{Rn}, \bar{\omega}_{In}$ は次の振動数方程式

$$|\Delta| = 0 \dots\dots\dots (23)$$

を満足する n 次振動モードの根である。これより系の損失係数 η_s は

$$\eta_s = \frac{2\bar{\omega}_{In}}{\bar{\omega}_{Rn}} \dots\dots\dots (24)$$

として算出することができる。

3. 数値計算結果と考察

数値計算においては, 粘弾性コア材とはり材の密度比 $\bar{\rho}_c=0.2$, コア材の損失係数 $\eta=0.1$, インパルスパラメータ $\bar{I}=1$ に固定し, 粘弾性コア材の剛さ, 厚さ,

長さおよび各弾性はり層の厚さ比がはり先端の衝撃応答最大変位 $\bar{w}_{\max}$ および系の一次振動モードにおける損失係数 η_s にかかに影響を及ぼすかを調べる。得られた結果を図2~4に示す。図中実線は応答最大変位 $\bar{w}_{\max}$ を、破線は η_s を示すものである。図2は $\bar{h}_c=1$, $\bar{h}_1=100$ にとり、粘弾性コア材と弾性はり材の剛さ比 $\bar{G}_c$ と $\bar{w}_{\max}$ および η_s との関係を弾性はり層の厚さ比 $\bar{h}_{21}$ をパラメータとして示したものである。 $\bar{h}_{21}$ が小の程、 $\bar{w}_{\max}$ は高い値をとり、 $\bar{G}_c$ による $\bar{w}_{\max}$ の変化も著しいが、 $\bar{h}_{21}$ が増加し5程度になると $\bar{G}_c$ が変化しても $\bar{w}_{\max}$ はほとんど変化しないことがわかる。また $\bar{G}_c$ が 10^{-3} を超えると各曲線はほぼ一定値を示し、粘弾性コア材の剛性には依存しなくなる。

一方系の損失係数 η_s は $\bar{G}_c$ が小さい範囲ではコア材のせん断拘束が弱まり、 $\bar{G}_c$ が大きい範囲ではコア材の拘束が増していずれの範囲においても η_s は低い値をとる。しかし $\bar{G}_c$ のある値において各曲線はそれぞれ極大値を示し、系の減衰を最大にする $\bar{G}_c$ が存在するのがわかる。 $\bar{G}_c$ の値を 10^{-3} 以上にとると衝撃応答変位の低減が計られるが、減衰特性はあまり良好と

Fig. 2 Loss factor and maximum displacement vs. $\bar{G}_c$ ($\bar{h}_c=1$, $\bar{h}_1=100$)

Fig. 3 Loss factor and maximum displacement vs. $\bar{G}_c$ ($\bar{h}_{21}=1$, $\bar{h}_1=100$)

はいえないことから弾性はり材の厚さ比をパラメータとした場合は、 $\bar{G}_c$ 値を 10^{-4} 程度に選定すると、減衰特性も比較的良好で衝撃緩和の効果も高いと考えることができる。図3は $\bar{h}_{21}=1$, $\bar{h}_1=100$ にとり、 $\bar{G}_c$ と $\bar{w}_{\max}$ および η_s との関係をコア材と弾性はりの厚さ比 $\bar{h}_c$ をパラメータとして示したものである。 $\bar{w}_{\max}$ は $\bar{h}_c$ および $\bar{G}_c$ の増加に伴い減少するが、各曲線ともその傾向は似ている。また $\bar{G}_c$ 値が 10^{-3} を超えると $\bar{w}_{\max}$ はほとんど変化しなくなることがわかる。各曲線の η_s の極値は $\bar{h}_c$ が大になるにつれ $\bar{G}_c$ 値の高いほうに移動するが、いずれも $\bar{G}_c$ の値が $10^{-5} \sim 10^{-4}$ の範

Table 1 Material properties of beam

	Young's Modulus E (N/m ²)	Density ρ (kg/m ³)
Beam	1.91×10^{11}	7.82×10^3

Table 2 Material properties of viscoelastic core

	Shearing Modulus G_s (N/m ²)	Density ρ (kg/m ³)	Loss Factor η
Sponge Rubber	9.72×10^4	2.51×10	0.175
PE	6.04×10^5	3.30×10	0.080
Rubber	1.32×10^7	1.57×10^3	0.210
PVC	3.0×10^7	1.20×10^3	0.258
Plastic	1.19×10^9	1.11×10^3	0.032

Fig. 4 Loss factor and maximum displacement vs. $\bar{G}_c$ ($\bar{h}_c=1$, $\bar{h}_{21}=1$)

Fig. 5 Experimental apparatus

図内に存在する。 $\bar{h}_c$ を変化させた場合は、粘弾性材の厚さがあまり小とならない限り、 $\bar{G}_c$ の値を 10^{-4} 程度に定めても、系の応答および減衰特性は比較的良好である。図4は $\bar{h}_c=1$, $\bar{h}_{21}=1$ にとり、 $\bar{h}_1$ をパラメ

ータとして、 $\bar{G}_c$ と $\bar{w}_{\max}$ および η_s との関係を示したものである。 $\bar{w}_{\max}$ は $\bar{G}_c$ の増加に伴い減少し、次第に一定値に近づいていくようになる。 $\bar{h}_1$ を変化させた場合は、応答および減衰の両特性を満足させる $\bar{G}_c$ 値

Fig. 6 Response displacement (Sponge rubber, $\bar{G}_c=5.09 \times 10^{-7}$)

Fig. 7 Response displacement (PE, $\bar{G}_c=3.16 \times 10^{-6}$)

Fig. 8 Response displacement (Rubber, $\bar{G}_c=6.89 \times 10^{-5}$)

Fig. 9 Response displacement (PVC, $\bar{G}_c=1.57 \times 10^{-4}$)

Fig. 10 Response displacement (Plastic, $\bar{G}_c=6.25 \times 10^{-3}$)

Fig. 11 Maximum displacement vs. $\bar{G}_c$

を特定することは困難ではあるが、 $\bar{w}_{\max}$ の各曲線がそれぞれ一定値に収束し始める $\bar{G}_c$ 値付近にコア材の剛性を定めても、減衰特性はおおむね良好であると思われる。

4. 実験値との比較

実験装置の概略を図5に示す。実験に用いた弾性はりは厚さ2 mm、幅20 mm、長さ300 mmの軟鋼材で、粘弾性材としては弾性はりと同じ寸法のスポンジゴム、発砲ポリエチレン(PE)、天然ゴム、塩化ビニール(PVC)、プラスチック材を使用した。弾性はりおよび粘弾性試片の物性は片持りとしての自由横振動実験により測定した。これら試片の物性を表1および2に示す。実験においては粘弾性材を弾性はり材で挟んだ計5種類の組立てサンドイッチ試片を作製する。これらを取付台に取付け、はり先端にインパルスハンマにより衝撃力を与え、はりを加振させる。生じたはり先端の振動変位 w および加振力 F はレーザ変位計およびチャージアンプにより検出され、FFTに入力される。これらの入力信号をパーソナルコンピュータで読取ることにより、衝撃応答波形および加振インパルスを測定した。図6～10に測定された加振力の時間波形およびはり先端の応答波形と、試片の物性ならびに加振インパルス量を用いて式(22)より計算された理論応答波形を示す。 $\bar{G}_c$ 値が小、すなわち粘弾性コア材の剛性が低い範囲では、はり先端最大変位 $\bar{w}_{\max}$ は大で、減衰性も悪く、高次振動モード成分を含んだ複雑な波形となる。

一方コア材の剛性が増加し $\bar{G}_c$ 値が大となると、 $\bar{w}_{\max}$ は小とはなるが、波形は高次振動モードを含み、

また減衰効果も低い。しかし $\bar{G}_c$ 値が 10^{-4} 程度のゴムおよび塩化ビニール材においては $\bar{w}_{\max}$ も低く抑えられ、高次振動モード成分の影響も小で、はり応答変位は速やかに減衰していくのがわかる。図11は $\bar{G}_c$ と図6～10に示された応答波形中の最大変位 $\bar{w}_{\max}$ との関係を示したものであり、図中▲印は実験値、○印は理論値である。図より実験結果と理論結果は比較的良好よく一致しているのが観察される。

5. 結 言

インパルス加振を受けるサンドイッチ状片持りの衝撃振動を解析し、系の応答特性に及ぼす粘弾性コア材の影響を調べた。さらに系の一次振動モードにおける損失係数を理論的に算出し、これと応答特性とを比較検討した。得られた結果を要約すると次のようになる。

(1) 粘弾性コア材の厚さおよび各弾性はり層の厚さ比を変化させた場合は、 $\bar{G}_c$ の値を 10^{-4} 程度に定めると、コア材の厚さがあまり小とならない限り減衰特性も比較的良好で、衝撃応答変位も低減される。

(2) 弾性はり材の厚さと長さの比をパラメータとした場合は、応答最大変位が一定値に収束し始める $\bar{G}_c$ 値付近にコア材の剛性を定めても、減衰特性はおおむね良好である。

(3) 理論解析結果と実験結果は比較的良好よく一致し、理論解析の妥当性を検証した。

文 献

- (1) Ditaranto, R. A. and Blasingame, W., *Trans. ASME, Ser. B*, **89**-3 (1967), 633-638.
- (2) Mead, D. J. and Markus, S., *J. Sound Vib.*, **99**-112 (1970), 99-112.
- (3) Rao, D. K., *J. Mech. Eng. Sci.*, **20**-5 (1978), 271-281.
- (4) 岡崎明彦・ほか3名, 機論, **53**-495, C (1987), 2177-2182.
- (5) Rao, M. D. and Crocker, M. J., *Trans. ASME, J. Vib. Acoust.*, **112**-4 (1990), 444-451.
- (6) 伊藤耿一・柴田勝久・ほか3名, 機論, **57**-540, C (1991), 2548-2553.
- (7) 矢口博之, 機論, **57**-543, C (1991), 3407-3412.
- (8) 佐藤喜一・鹿内元治・ほか1名, 機論, **51**-471, C (1985), 2753-2759.
- (9) 柴田勝久・伊藤耿一・ほか3名, 機論, **60**-580, C (1994), 4092-4079.
- (10) 矢口博之, 機論, **59**-558, C (1993), 310-314.
- (11) 遠藤紘・伊藤耿一・ほか3名, 機論, **61**-585, C (1995), 1873-1878.