軽量構造物の広周波数域の受動制振設計法*

(拘束型粘弾性減衰材と軽量補強構造材を同時に考慮した受動最適制振設計法)

鳥 阪 綾 子^{*1}, 山 川 宏^{*2}

Optimum Vibration Control Design of Light Weight Structure in Wide Frequency Domain (Passive Vibration Control Design by Optimization of Both Constrained Viscoelastic Material and Light Reinforced Structural Member Simultaneously)

Ayako TORISAKA^{*3} and Hiroshi YAMAKAWA

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Waseda University,
3-1-4 Okubo, Shinjyuku-ku, Tokyo, 169-8555 Japan

Although there are many researches about vibration reduction of panel by making use of constrained viscoelastic materials, there are almost no research on lightweight panel for the vibration reduction throughout the low to high frequency domain whose dynamic properties might be affected by the weight and rigidity of constrained viscoelastic damping materials. There is also little work to optimize both parameters of constrained viscoelastic materials and light reinforced structural materials simultaneously. In this research, above-mentioned lightweight structure such as a solar paddle of a small satellite is of interest. For a lightweight structure like a paddle, the use of vibration control devices are not practical because of its cost and increase of mass, and then large modification of structure is not also practical. Furthermore, large response in high frequency domain is very critical for such structures from the viewpoint of fatigue. The objective of this research is to propose an optimum vibration control design method throughout the low to high frequency domain by considering parameters of the thickness and pasting regions for the constrained viscoelastic materials and also the position and shape for the stiffener simultaneously by making use of Response Surface Method and Genetic Algorithm. Through the designs of a solar paddle of a small satellite, the effectiveness of the proposed method was demonstrated in comparison with other four methods including the conventional way.

Key Words: Optimum Design, Solar Paddle, Vibration Control Design, Constrained Viscoelastic Material, Multi Objective Genetic Algorithm, Response Surface Method

1. 緒言

板材はさまざまな構造物にとって基本的な構成部材であり、剛性の面からも重要なものである。特に軽量化、高剛性化の観点からさまざまな分野でアルミハニカムコアのパネルが使用されている。鉄道車両のような大型構造物から小型衛星の構体、太陽電池パドルのよう

な小規模な構造体まで、その用途は幅広い。特に後者のような小規模で軽量化を目指し、低周波数帯域～高周波数帯域で振動荷重および音響荷重を受けるような軽量構造体では、その低～高周波数まで広い周波数帯域における応答の低減が課題であり、特に疲労破壊の観点からは高周波数域の応答低減は非常に重要である。制振手法には能動制振と受動制振とに大きく分類されるが、小規模な構造体にとっては前者は後者よりどうしても制御機器の設置などによって質量増となり、質量制限の厳しい要求に対しては好ましい解決策ではな

* 原稿受付 2008年7月30日。

^{*1} 正員, 早稲田大学創造理工学部(☎169-8555 東京都新宿区大久保3-4-1)。

^{*2} 正員, フェロー, 早稲田大学創造理工学部。
E-mail: ayako@asagi.waseda.jp

い、また、大幅な設計変更も費用や時間、あるいはその設計変更可能部分の制約から難しい。したがって、受動制振を用いた制振設計は小規模構造体にとって有効なものとなっている。その代表的なもののうちの一つに拘束型粘弾性減衰材を用い、そのせん断変形による歪エネルギーの散逸によって制振する手法が挙げられる(図1)。これは低周波数域だけでなく、高周波数域までの一様な減衰効果が得られることで知られている。このような粘弾性材料の制振への活用に関して、従来、自動車などの比較的大きな重量構造物に対して低次モードの歪エネルギーが集中する箇所に拘束型粘弾性減衰材が適用されて効果を上げてきた。本論文の対象は自動車のような大型構造とは異なり、構造体自体が軽量であり、その質量や剛性の観点から拘束型の粘弾性材の拘束層や粘弾性材自体の構造全体に対する影響が無視できず、すなわち構造自体の動特性に大きく影響するような軽量構造物を対象にしている。ここではそのような構造物の具体的な例として、図2に示す70kg級小型衛星の太陽電池パドル(421×460×15mm, 約700g)を取り上げる。太陽電池パドルには太陽電池セルが貼付され、その脆性破壊が起こるとミッション自体の失敗へつながることから、小型衛星の中で最も振動応答に対する制振設計が必要な構造の一つといえる。

本論文ではこのような質量・空間的余裕・信頼性や費用から制御機器の搭載が不可能な軽量な構造物で、さらに拘束型粘弾性減衰材の総質量と構造物自体の質量比が0.5~2.0程度になるようなものに対し、20~2kHz程度の厳しい振動環境を考えて、低次から高次までの広周波数帯域で最大限に受動制振を活用するための最適設計手法の提案とその有効性を示すことにする。

2. 拘束型粘弾性減衰材を用いた制振に関する従来の研究とその課題

2・1 拘束型粘弾性減衰材の諸パラメータに関する研究

粘弾性材の制振設計への適用に関する研究は多数ある。例えば板材への適用に関してはLallらが拘束型粘弾性材の特定の適用位置に対し、目標とするモードごとに最大減衰を得る拘束型粘弾性減衰材の大きさおよび各層厚の最適値の探索を行った⁽¹⁾。また、中川らは非拘束型粘弾性材について粘弾性材の分割要素の移動により各モードでの損失率の増減率を最大化することで粘弾性材の被覆形状を決定した⁽²⁾。Zhenらは、はりを対象に遺伝的アルゴリズム(GA)を用いて最初の4つのモードと突出したモードについて変位応答の低減を目的とし、拘束型粘弾性材の層構成と適用位置の最適化を行った⁽³⁾。これらは粘弾性材の適用の際の諸パラメー

タの最適化である。しかしながら拘束型粘弾性材の諸パラメータと補強材の諸パラメータを同時に考慮した最適設計に関する研究は未だない。

2・2 粘弾性減衰材の適用箇所に関する従来の研究

一方、自動車の分野では古くから低次の周波数帯域の歪エネルギーに注目し、歪エネルギーが集中する場所に粘弾性材料を貼付する方法が採られている。山口らは、エネルギー分担率に着目してモード減衰に対する多孔質充填材の充填位置の寄与率を計算し、吸音効果に対する最適配置を行った⁽⁴⁾。また自動車車体用のパネルの減衰に関してパネル上の凹凸であるビード形状に注目し、粘弾性材の適用位置に関する寄与率を求め、散逸エネルギーの分布をパネル面の平板部に集約するビード形状を提案し、粘弾性材を適用させる手法を提案している⁽⁵⁾。しかしながらこれらの研究は低次モードの歪エネルギーに注目しており、構造物の減衰を活用して高次応答までを直接に低減するものではない。さらに自動車の車体自体は大規模な構造体であり、本論文で対象としている軽量構造体の場合とは異なり、粘弾性材の適用が車体全体の質量、剛性に影響を及ぼし、その振動特性を大幅に変える要因とはならない。

2・3 拘束型粘弾性減衰材の適用に関する筆者らの研究

これまでに筆者らは低周波数域に加えて高周波数域までの振動応答低減を目指し、軽量構造体として太陽電池パドル部に注目し、有限要素モデルを作成して、特に粘弾性減衰材と拘束層のそれぞれの層厚が構体に及ぼす影響および減衰要素の貼付位置が構体に及ぼす影響、拘束条件が構体に及ぼす影響を評価した⁽⁶⁾。また、拘束型粘弾性材の層構成と貼付位置を設計変数として質量、低~高周波数域応答までを考慮に入れた高減衰・軽量化を目的関数とし、多目的遺伝的アルゴリズム(MOGA)を用いた多目的最適設計法の提案を行った。拘束型粘弾性減衰材に関しては周波数応答及び粘弾性材料が吸収する歪エネルギー割合を評価することにより、減衰要素の適用位置と層構成をそれぞれ別々に最適化した場合よりも同時に考慮して最適化の方が減衰効果の高い解が探索可能であることを明らかにした⁽⁷⁾。またこれらの研究では太陽電池パドルの補強材の形状や位置は従来の設計されたものを用いていた。なお筆者らの研究では軽量構造物では粘弾性減衰材や補

Fig. 1 Viscoelastic Sandwich Structure

Fig. 2 Solar Paddle

強構造材のいずれも低次応答や高次応答に大きな影響を及ぼすことが判っているが、その相互的な影響の検討や総合的な設計方法の確立は重要と考えておりながら、研究が未着手の問題となっていた。

2・4 従来の研究における課題 上記の従来の研究における問題点を整理してその課題をここで明らかにする。その結果、従来の研究における課題は以下のようになった。

- (1) 軽量構造物では受動制振として使用する拘束型粘弾性減衰材が構造物自体の質量や剛性に影響を及ぼし、ある周波数域の制振を行うと別の周波数域の応答が顕著になることが往々にしてあり、固有振動の制御ではなく、応答そのものの制御が必要になる。固有振動数の最大化を扱う研究は存在するが、応答倍率を扱ったものは膨大な計算も伴うために極めて少ない。各点の応答をどう評価するのかも含め、動特性が変化するような軽量構造物に対する受動制振法や設計の研究例は少ないのが現状である。
- (2) 自動車のような質量の大きな構造物に対して従来は低次のモードにおける歪エネルギーが集中する箇所に粘弾性減衰材を貼付する方法が採用されていたが、上記のような軽量構造物に対しては低次の応答低減が貼付物の影響のために高次の応答低減へ結びつくわけではないという問題が存在し、従来の方法が効果的であるかの検討が十分になされていない。特に低次から高次までの広周波数帯域における効果が未検討である。
- (3) 軽量補強構造部材と拘束型粘弾性減衰材料を併用すると、パラメータが膨大になるとともに軽量補強構造部材の変更には境界条件の変更を伴うため、計算の煩雑さを招く。相互の影響を検討した研究はなく、またその相互の影響を同時に考慮した最適設計方法に関する研究もない。

3. 本研究の目的

上述した従来の研究における課題を解決するために本論文では以下の内容を研究の目的とする。

拘束型粘弾性減衰材を全面に貼った際に想定される

Fig. 3 Solar paddle of small satellite and Numerical model(solar paddle, solid elements)

減衰材の総質量が構造自体の総質量の0.5～2.0程度となるような軽量構造物の数値計算例として太陽電池パドルの例を取りあげる。拘束型粘弾性減衰材と軽量補強構造部材の併用を考慮した軽量構造物の低次から高次までの広周波数帯域の様な応答低減を行う最適受動制振設計方法を提示することで2・4(1)の課題を解決する。具体的には最大応答値の最小化に着目して目的関数を構成し、応答曲面法とGAを併用する。その効果を従来法や他の方法と比較・検討して種々の観点から研究することで2・4(2)の課題を検討する。また、拘束型粘弾性減衰材と軽量補強構造部材の個別の最適解と提案する同時最適解の動特性を比較することにより、2・4(3)の課題を検討する。また、同時最適解がより良いことを示し、提案手法の有効性および実用性を検討する。

4. 軽量構造の有限要素モデル化と周波数応答計算

4・1 軽量構造の有限要素モデル化 研究対象の例として取り上げた太陽電池パドル基板は図3に示す表皮がCFRPのアルミハニカム板材であり、粘弾性材は宇宙空間で使用可能なSS-37⁽⁸⁾、拘束板とヒンジ部にはアルミ合金が使用されている。このパドルを有限要素法のソリッド要素を用いてモデル化した。なお、周波数応答計算には衛星本体を大質量とみなす方法を用いるために図3に示すようにロケット本体を表す集中質量(Large mass) (F) と図中の各点(A～E)とは剛体棒で連結したモデルを考えた。各境界条件は表1に示すとおりである。点Dと点Eでは熱変形を考慮して、点Dの面内横軸方向の拘束条件が自由となり非対称な拘束条件となっている。

Table1 Constraints

Restraint condition	TX	TY	TZ	RX	RY	RZ
A	○	×	×	○	○	○
B	×	×	×	○	○	○
C	○	×	×	○	○	○
D	○	×	×	○	○	○
E	×	×	×	○	○	○
F	○	○	○	×	×	×

○:free ×:fix T: abreast displacement R: rotation displacement.

4・2 周波数応答計算 ロケット打ち上げ時の振動荷重は搭載衛星にとって過酷である。周波数応答解析手順は、ロケット本体を表す図3の点Fに示すLarge massの機軸方向に大きさ1、機軸垂直方向に大きさ1の荷重振幅を入力した場合の図5の1～10の各点における振動応答倍率の最大値 Q_i として評価する。数値計

算には MSC.NASTRAN を用いた。ここでこれらの応答の計算点には減衰要素を貼付しないモデルにおけるモードの腹となる点を選択した。周波数応答解析に先立って固有値解析を行い、モード歪エネルギー法(MSE法)⁽⁹⁾によってモード減衰 ζ^n を決定する。その際、太陽電池パドルの構造減衰値が必要となるので、減衰要素を貼付しない太陽電池パドルに対し、面外方向へのレベル 1G 一定のホワイトノイズを入力とするランダム振動試験を行った。各共振峰において一自由度曲線適合を用いて構造減衰を取得した。得られた構造減衰値を用いて数値計算を行ったところ、図 4 に示すように実験値と良い一致を示したので、以下に述べる数値計算にはこの構造減衰値を使うこととした。図 4 の応答値に着目すると 1000Hz 以上の高周波数帯域でも 10 倍程度の応答倍率を示しており、疲労破壊の危険性を低減するための制振設計が必要とされることがわかる。そこで、拘束型粘弾性減衰材による効果的な最適制振設計手法の提案を以下に示す。

Fig. 4 Frequency Responses of Experiment and Analysis with the No Damping Element Model at point 3

(a) Position of stiffener and response calculation points
Fig. 5 Calculation points (Back side of panel)

(b) Cross section of stiffener
Fig. 6 Candidate regions

(a) Position of stiffener and response calculation points

(b) Cross section of stiffener

Fig. 7 Design variables of stiffener

5. 軽量構造物の広周波数域の受動制振設計法(拘束型粘弾性減衰材と軽量補強材構造材を同時に考慮した受動最適制振設計法の提案)の提案

5・1 最適設計問題の定式化

5・1・1 設計変数 太陽電池パドルの設計変数は図 6 に示される 10 箇所の領域の拘束型粘弾性減衰構造の貼付の有無 P_i と各々の拘束層と粘弾性減衰材の図 1 に示す層厚 H_{v_i} , H_{c_i} および図 7 に示される補強部材の断面形状 a, b, h と適用位置 x を設計変数として設定する。これらの設計変数の全てを考慮する問題は実数と整数の混合問題となる。それぞれの設計変数について以下に詳しく示す。

a. 3層減衰要素について 減衰要素の適用有無 P_i および各層の厚さ H_{v_i} および H_{c_i} の範囲は以下の通りとする。ここで拘束板の厚さは Al 合金板の規格のために 7 種類の離散値とした。さらに、減衰要素の適用位置は図 6 に示すように 10 箇所の領域に分けた。設計変数は全部で 30 ある。

- $P_i = 1 \text{ or } 0$
- $0.5 < H_{v_i} < 5.0 \text{ mm}$
- $H_{c_i} = 1.2, 1.5, 1.6, 2.0, 2.3, 2.5, 3.0$
($i = 0, 1, \dots, 9$)

ここに、 P_i : 図 6 の i の場所における減衰要素の適用の有無

H_{v_i} : 図 6 の i の場所における粘弾性材料の厚さ

H_{c_i} : 図 6 の i の場所における拘束層の厚さ

b. 構造補強部材について 構造補強部材は Hat 形状とし、図 7 に示す断面形状 a, b, h と適用位置 x の 4 つの設計変数を同時に扱う。また設計変数の範囲を以下のよう設定した。

x : 構造補強部材の適用位置	$4 < x < 190 \text{ mm}$	} (1)
a : 断面形状の上側の幅	$25 < a < 80 \text{ mm}$	
b : 断面形状の下側の幅	$3 < b < 20 \text{ mm}$	
h : 断面形状の高さ	$3 < h < 20 \text{ mm}$	

5・1・2 制約条件 質量の増減が減衰層の添付の有無に拠るところが大きくさらに同じ添付位置モデルにおいて層厚の変化が質量に与える影響は小さいため式(2)のように質量を拘束条件とする。

$$\text{拘束条件: } \text{mass} < 0.7 \text{ [kg]} \quad (2)$$

上式 (2) の右辺の 0.7 という値は粘弾性層や拘束層をまったく貼付しない場合の太陽電池パドルの基板自体の質量で、式(2)は粘弾性層や拘束層の合計質量が基板の質量を超えないという条件を設定していることを意味している。ここでペナルティの大きさを決定する方法として使用したプログラム内ではファジー理論を用いており、活性化した拘束条件と不活性の拘束条件の間をファジー関数で表現する方法を採っている。

5・1・3 目的関数 低周波数帯域から高周波数帯域までの全ての応答を低減するために従来法による低次の歪エネルギーに注目するのではなく、応答値そのものに着目し、その対象周波数帯域の最大値を低減する手法を提案する。拘束型粘弾性減衰材を貼付しないモデルにおける応答値の最大値との比率をとり、式(3)のように10箇所の計算点の比の値の線形和を目的関数とする。ここで応答値そのものを目的関数にとらずに比をとるのは、無次元化することにより各応答計算点を均等に考慮し、各点とも一様な応答低減を得ることを期待するためである。また、応答値の最大値をとることにより、特定の周波数帯域だけの応答低減ではなく、低次から高次の全周波数帯域で変動する広い範囲の応答値の変化を捉え、各応答計算点における均等な応答低減を可能にする。

$$\text{目的関数: } F = \sum_{i=1}^{10} \frac{Q_i}{Q_{\text{no visc}_i}} \rightarrow \text{Min} \quad (3)$$

Q_i : 点*i*における応答倍率の最大値

5・2 最適設計法の提示 実数と整数の混合問題や離散変数、非線形問題に向けた大域的最適化手法の1つにGAがあるが、以下のような問題を生じる

- ①設計変数が多い場合には時間がかかる。
- ②GA アルゴリズム中のパラメータの扱いによっては局所解に陥る可能性があり、しかもその解近傍が同じような特性を持つかどうかというロバスト性に優れているという保証がない。

したがって、本論文では応答局面法をもちいることを考え、まず実験計画法に基づき3水準の直交表を作成する。また設計変数の不連続性により応答曲面の凹凸が顕著になることが試行的な計算で判明したために全てのサンプル点を通るKriging法により応答曲面を作成する。これにより最適解近傍の動特性が極端に変わることがないある程度のロバスト性を確保する。しかし得られた応答曲面は依然として比較的凹凸が多いため、構造計算を伴わないこの段階で計算時間が省けてしかも発見的手法として威力を発揮する、各世代での最適解を次世代へ残すエリート戦略使用の遺伝的アルゴリズム(GA)を利用する手法を提案する。具体的なこれらの計算には市販のソフトウェア(modeFRONTIER)を用いた

6. 数値計算による提案手法の検討

上記5.に示す提案手法の有効性を示すために、拘束型粘弾性材の適用位置と層厚および構造補強部材の貼付位置と断面形状の全てを提案手法によって最適化した提案モデルの計算結果と他の4つの手法による計算

結果、すなわち① 従来法による拘束型粘弾性材の最適モデル、② 拘束型粘弾性材の設計変数を多目的遺伝的アルゴリズム(MOGA)+ Multi Criteria Decision Making (MCDM)で最適化したモデル、③ 拘束型粘弾性材の貼付位置と層厚のみを提案手法を用いて最適化したモデル、④ 構造補強部材の位置および断面形状のみを提案手法を用いて最適化したモデルの4つのモデルの計算結果とを比較検討する。比較検討にあたり、提案手法を用いて最適化したモデルと他の4つの手法で最適化したモデルの設計変数や目的関数を一覧にまとめた表2と紙面の都合上、代表点3の応答倍率を周波数に対して示した図11を主として用いる。代表点として点3を用いた理由は拘束点および補強部材から離れている点であり、かつ比較的応答の低い1次共振峰ではなく、次の共振峰以上におけるモードで大きく振動する点であり、太陽電池セルの脆性破壊が周辺から始まる可能性が高いことから重要な点であると考えたためであ

Fig.8 Optimum pasting regions

Table2 Initial model and optimization results

	Objective Value	Design Variables				
		Stiffener	Damping layer			
	F	Design variables	Value mm	i	Hvi mm	Hci mm
Initial model	(10.0)	a	35	-	-	-
		b	10	-	-	-
		h	7	-	-	-
		x	120	-	-	-
Proposed method	5.17	a	80	0	5.0	1.2
		b	3	2	2.1	1.2
		h	3	4	5.0	1.6
		x	96	6	2.1	1.2
				7	2.1	1.2
Conventional Method ①	(7.54)			9	5.0	3.0
		-	-	0	0.02	1.5
		-	-	2	0.02	1.5
		-	-	3	0.10	1.6
		-	-	6	0.10	1.6
MOGA + MCDM ②	(4.68)	-	-	7	0.02	1.5
		-	-	9	0.02	1.5
		-	-	2	3.2	3.0
		-	-	3	0.5	1.2
Thickness only ③	5.14	-	-	7	0.5	1.2
		-	-	9	3.2	3.0
		-	-	0	5.0	1.2
		-	-	1	0.5	1.2
		-	-	2	5.0	1.2
		-	-	3	0.5	3.0
		-	-	5	5.0	1.6
Stiffener only ④	5.99	-	-	7	1.3	1.2
		-	-	9	0.5	1.2
		a	25	-	-	-
		b	20	-	-	-
		h	11.5	-	-	-
		x	116	-	-	-

る。なお、応答倍率に関しては他の代表点でも同様な定性的な傾向が見られた。ここで、表2の最適化手法①と②の目的関数値はそれぞれの最適化過程での判断基準として使用しておらず、参考値として括弧書きで示してある。さらに参考のために提案手法で得られた拘束型粘弾性材の最適貼付位置を図8に示す。

6・1 提案モデルの解の優位性の検討 設計変数の数は34, 実験計画(DOE)でL81の直交表を用い, GAの1世代の個体数は300, 計算時間の都合上300世代で計算を打ち切ったときの最適解では、図11に示すように提案手法ではほぼ全ての周波数帯域の応答低減が見られた。これは全ての代表点でも同様の傾向が見られる。目的関数値Fを併せて参照すると、Fの値そのものは若干、他に良い手法が見られるが、他のどの最適解の応答よりも一様な振動低減が得られ、総合的に他のどの最適化手法よりも好ましい解が得られた。これは、拘束型粘弾性材と構造補強材を同時に考慮することにより設計空間が広がり、良い解が得られるものと考えられ、初期設計の際には同時に考慮することがより望ましいことを示している。図9に提案手法による最適解の各応答計算点における応答低減割合を、図10に提案手法によるGAの収束状況を示す。図9に示すように各応答計算点とも均等な応答低減が得られた。またGAの収束状況も良いことがわかる。他の各手法との具体的な比較・検討を次節6・2～6・4に示す。また提示した手法の有効性のまとめを6・5に示す。

Fig. 9 Response reduction ratio at point i

Fig.10 Convergence of GA

Fig. 11 Frequency response by proposed method at point3 (F=5.17)

Fig. 12 Frequency response by conventional method at point3 (F=7.54)

Fig. 13 Frequency response by MOGA+ MCDM at point3 (F=4.68)

Fig. 14 Frequency response by optimization using proposed method (Only thickness and position of constrained viscos) at point3 (F=5.14)

Fig. 15 Frequency response by optimization using proposed method (Only cross section and position of stiffener) at point3 (F=5.99)

6・2 従来法との比較 (①) ここで従来法と単に呼んでいる手法は最初に歪エネルギーを計算し、その集中する領域を図6に示す10か所の添付位置から選び、RKU法⁽¹⁰⁾を用いて拘束型粘弾性材の層構成最適化を行う方法である。構造補強材に関しては表2①の initial model に示す値で固定する。この配置は1次モードの剛性最大化による理論配置である。この場合の最適モデルは表2に示す。図12に点3の応答倍率を示す。低次モードの応答倍率は大幅に改善されたが、従来法では高次応答倍率の低減は見られず、困難である。紙面の都合上省略してあるが、点5および6の応答においては最大応答値が悪化した。最大応答値の悪化が見られたのはこの従来法による最適化モデルのみである。参考までにFの値を計算してみると7.54となり、すべての方法によるモデルの中で最悪値となった。図11と比較しても、1000Hz以上の高次応答の低減がほとんどないことがわかる。

6・3 MOGA+MCDM との比較 (②) ここでは5・1・1 a に示される設計変数のみについて応答局面は用いず、エリート戦略を使用したMOGAにて計算を行う。この手法では各世代ごとの個体群の全てに対して実計算を行うため、実用・信頼性が高い。MOGAの個体数は136、15世代で計算を打ち切った。目的関数および拘束条件は以下のとおりとする。

$$\text{目的関数: } Q_i \rightarrow \text{Min} \quad (i=1,2,\dots,10) \quad (4)$$

$$\text{拘束条件: } \text{mass} < 0.7 \quad (5)$$

得られたPareto解の中から特性間の相対的重要度を示す二項関係(式(6))を対話的に定義し、効用関数を算出してPareto解をランキング化する手法であるMulti Criteria Decision Making (MCDM)を使用し、最適解を決定する。

二項関係:

$$\left. \begin{array}{l} \text{Mass} = Q_2, \quad Q_2 > Q_1, \quad Q_1 > Q_3, \\ Q_3 > Q_4, \quad Q_4 > Q_6, \quad Q_7 > Q_6, \\ Q_8 > Q_7, \quad Q_4 > Q_5, \quad Q_9 = Q_2, \\ Q_{10} = Q_2, \quad Q_8 = Q_2 \end{array} \right\} \quad (6)$$

表2②に最適結果を示し、図13に点3の応答倍率を示す。対称な貼付位置とならないのは図3の点DとEの境界条件が対称ではないためと考えられる。点3においては高周波数域での低減はあまり見られないが、全ての点で最大応答値の低減を得る解が得られ、Fの値も最も良いものとなった。しかし、300Hz以下の低次応答倍率の様な低減が得られているが、図9と比較すると高次応答の低減が得られなかった。

6・4 個別(構造補強材のみ、拘束型粘弾性減衰材のみ)の最適設計法との比較

a. 減衰層の層構成および適用位置最適化 (③)

提案手法を用いて、5・1・1 aに示される設計変数のみについて、提案手法を用いた最適化を行った。ただし補強部材は表2のinitial modelに示す値で固定する。設計変数の数は30で実験計画(DOE)、L81の直交表を用いた。MOGAの1世代の個体数は120,300世代で計算を打ち切った。表2③に最適結果を示し、図14に点3の応答倍率を示す。全体として応答は下がっており、図5の点5,9,10における応答が大幅に低減し、目的関数Fの低減に大きく関与している。しかし、点1,3,4では高周波数帯域の低減が見られない箇所も存在した。図11と比較すると5・1の全ての設計変数を考慮した場合の提案手法の方が100~300Hzの低次応答倍率の低減が可能であり、また高周波数帯域の応答倍率が様に低減できることがわかる。これは提案手法では探索の設計空間が広がったために良い解が得られたものと考えられる。

b. 補強部材の形状および適用位置の最適化 (④)

5・1・1 bに示される設計変数のみについて、提案手法を用いた最適化を行った。設計変数は4つ、実験計画(DOE)でL27の直交表を用いた。MOGAの1世代の個体数は50、1000世代で計算を打ち切った。表2に最適結果を示し、図15に点3の応答倍率を示す。ほぼ全ての点で低周波数域での応答低減が得られたが、全ての点において高周波数域の応答低減は見られないか、または悪化した。最大応答値そのものが悪化したわけではないのでFはそれほど大きくなく、F=5.99であるが2番目に悪い値である。図11と比較すると、構造補強材だけでは高次応答低減は困難であると考えられる。

6・5 提示した方法の有効性のまとめ 提案手法と従来法(①)による計算結果との比較から、低次の歪エネルギーに着目するのではなく、応答倍率の最大値そのものに着目する手法により高周波数帯域での応答倍率の効果的な低減を得ることができた。また、提案手法とMOGA+MCDM(②)の計算結果の比較より提案手法の方が効果的に高周波数帯域を低減できることが分かった。提案手法と、Kringing法とGAを用いて拘束型粘弾性減衰材の層厚と位置を設計変数とする方法(③)、構造補強部材の断面形状と位置を設計変数とする方法(④)の算結果の比較より、前者と後者をそれぞれ個別に最適化するよりも、その全てを同時に考慮する事により20~2000Hzの低次と高次の両方の周波数帯域全

体を一様に低減する解を得られることがわかり、総合的にどの最適化手法よりも好ましい解が得られた。

7. 結言

- 1) 貼付減衰材自体が全体構造の動特性に無視できない影響を及ぼすような軽量構造物として小型衛星の太陽電池パドルを例とし、低～高周波数帯域の広範囲におよぶ振動低減を目指す受動制振法として拘束型粘弾性減衰材と構造補強部材を同時に設計するための最適設計問題の定式化を行った。
- 2) 拘束型粘弾性減衰材に関するパラメータと構造補強部材に関するパラメータを同時に設計変数として考慮し、広周波数帯域の応答倍率の最大値の比の線形和を目的関数にとり、Kringing法と遺伝的アルゴリズムを用いて最適化する方法の提案を行った。拘束型粘弾性減衰材と構造補強部材に関する設計変数を同時に扱うことで探索空間が広がり、広周波数帯域の応答倍率の変化を考慮に入れた応答倍率の最大値の比の線形和を取ることが有効であることがわかった。
- 3) 提案手法の有効性を他の4つの手法と数値計算を通じて比較検討した。その結果、次のことが分かった。歪エネルギーに着目する従来手法による結果との比較により、高周波数帯域での応答倍率の効果的な低減を得ることができた。また、MOGA + MCDMを用いた実計算による手法と比較した結果、応答の傾向から提示する手法の妥当性と有効性が確認できた。さらに拘束型粘弾性減衰材の適用位置と積層構造の層厚、構造補強部材の断面形状とその適用位置をそれぞれ個別に最適化した結果と比較したところ、20～2000Hzの周波数帯域全体にわたるような振動低減が実現できることがわかった。したがって提示した手法の有効性と構造物の初期設計時への適用の有用性を示すことができた。
- 4) 提示した拘束型粘弾性減衰材を用いた受動制振設計は、今回設計対象とした太陽電池パドル以外の軽量構造物の設計に十分有効である考えられる。

謝辞

本研究においてウェルリサーチの渡辺和樹氏には小型衛星の太陽電池パドルの設計のご指導をいただき、またJAXA 宇宙実証研究共同センターの中村陽介氏には小型衛星の構造および部材特性に関するご指導をいただきましたことに謝意を表します。

文 献

- (1) B.C.Nakra, Vibration Control in Machines and Structures Using Viscoelastic Damping, *Journal of Sound and Vibration*, 211(3),(1998), pp. 449-465
- (2) Nakagawa.N, A Study on Optimum Design of a Two-Layer Plate by Changing Position of Viscoelastic Damping Layer Elements, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 60, No.578,(1994) pp. 61-66
- (3) H.Zheng. et al, Optimization of Partial Constrained Layer Damping Treatment for Vibrational Energy Minimization of Vibration Beams, *Computer&Structures*,(2004) 2493-1507
- (4) Yamaguchi.T., Optimal Positioning of Porous Materials to Silent Space, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 66, No.646,(2000-6) pp. 1842-1848
- (5) Yamaguchi.T., Finite Element Analysis for Vibration Properties of Panels in Car Bodies Having Viscoelastic Layer (3rd Report, Investigation of Bead Shapes which can Concentrate Distribution of Dissipated Energy on Local Area in the Panels), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol. 70, No.699,(2004-11) pp. 3062-3069
- (6) Torisaka, A. et al., Vibration control of small satellite by sticking multilayer damping material, *Proceedings of the 49th Space Sciences and Technology Conference*, (2005), 1E08
- (7) Torisaka, A. et al., Simultaneous optimization of thickness and sticking position of multilayer damping materials for vibration control of small satellite, *Proceedings of 11th AIAA/ISSMO MAO Conference*, AIAA2006-7045
- (8) Fujimoto, A. et al., Development of damping material for space use, *Proceedings of the 32th Space Sciences and Technology Conference*, (1988), 2D17
- (9) JSME Committee, Damping Technology of Vibration, Yokendo, (1998), pp.123-125
- (10) Nashif Jones Henderson, Vibration Damping, Wiley-Interscience, (1985) pp.462-469