

# 宇宙機音響振動応答予測に関する FEA-SEA 統合法適用の理論検討と実験検証

赤城 弘樹<sup>\*1</sup>, 安藤 成将<sup>\*1</sup>, 柳瀬 恵一<sup>\*1</sup>, 施 勤忠<sup>\*1</sup>

## Theory Review and Test Verification about Combination of FEA and SEA Methods to Predict the Vibroacoustic Response of Spacecraft Structure

Hiroki AKAGI<sup>\*1</sup>, Shigemasa ANDO<sup>\*1</sup>, Keiichi YANAGASE<sup>\*1</sup> and Qinzhong SHI<sup>\*1</sup>

<sup>\*1</sup> Japan Aerospace Exploration Agency  
2-1-1 Sengen, Tsukuba-shi, Ibaraki-ken 305-8505 Japan

Spacecraft is exposed to the severe random vibration by acoustic during its launch. In the spacecraft design, random vibration of spacecraft components mounted on panel structure during launch environments needs to be predicted. In the present methods, SEA is the method for analyzing the high frequency band, FEA is for the low frequency band. This paper applies combination of FEA and SEA methods to predict the vibroacoustic response of spacecraft structure which may be extended to wide frequency range experienced during the launch. The combination methods focuses on the vibroacoustic prediction which keeps advantages to use detail model of structure expressed by FEA and statistical energy approach expressed by SEA of reverberant acoustic excitation. The combination method is applied to diffuse sound field excitation of honeycomb panel, and is compared with acoustic excitation test and the results from conventional approach of BEM, joint acceptance and SEA.

**Key Words** : Acoustic, Statistical Energy Analysis, Random Vibration, Space Engineering, Joint Acceptance, FEA, Diffuse Sound Field

### 1. 結 論

宇宙機の設計解析における音響励起の構造振動応答を求める問題は、宇宙開発初期から長年の課題である。これは、宇宙機が晒される音響加振によるランダム振動環境が数十 Hz から数 kHz と広帯域であり、有限要素解析 (Finite Element Analysis, FEA) により作成した構造数学モデルに不確実性が生じる周波数を含むためである。

この課題の解決方法の一つとして、高周波数に適した統計的エネルギー解析<sup>(1)</sup> (Statistical Energy Analysis, SEA) があり、著者らは SEA を用いた音響振動解析システム (Jaxa Acoustic Analysis NETwork system, JANET) を開発・運用し、2000Hz 以下のランダム振動環境を対象に、宇宙機パネルの音響振動応答予測を行ってきた<sup>(2)(3)</sup>。モード密度が高い高周波数において SEA は有効な手法であるが、解析周波数バンド内に多くのモードを有するという適用上の制約があり、現実の宇宙機の解析では、モード密度の低い低周波数で精度が低下する。

一方、低周波数の音響振動解析には、音場のモデル化に境界要素法<sup>(4)</sup> (Boundary Element Method, BEM) を適用する手法があるが、極めて長い計算時間を要し、適用周波数がモード密度の低い低周波数に限られてしまうため、設計現場では音響振動解析への適用が進んでいないのが現状である。そこで、著者らは低周波数の簡易音響振動解析として、ジョイントアクセプタンス (Joint Acceptance) を用いた手法を提案してきた<sup>(5)(6)</sup>。これは、宇宙機サブシステム等の構造数学モデルのモード形状と音圧のクロススペクトルを用いて、拡散音場における加速度パワースペクトル密度を計算する手法である。低周波数では精度が良いが、構造数学モデルに不確実性が生じる周波数では信頼性の高い解析ができないという問題がある。

これらから、低周波数、高周波数に適した解析手法はあるが、単独 FEA 又は SEA 適用外の低モード密度の構

\* 原稿受付 2012 年 1 月 19 日

<sup>\*1</sup> 正員, 宇宙航空研究開発機構 (〒305-8505 茨城県つくば市千現 2-1-1)

E-mail: akagi.hiroki@jaxa.jp

造と高モード密度の音響空間が混在する中周波数では、信頼性の高い解析ができていないという問題があった。この欠点を克服し、中周波数の音響振動を高精度に解析するための手法として、Langley らはモード密度の低いモデルと高いモデル間の結合問題である FEA と SEA を統合する理論を発表・ソフトウェアの開発を行った<sup>(7)-(9)</sup>。

本稿では、FEA と SEA の統合法（以下、統合法）理論の宇宙機音響負荷時の構造振動応答解析への適用理論を検討し、さらに Langley らの立式をモード座標変換を用いて明確に表現し、構造数学モデルの固有値解析結果を用いた応答加速度パワースペクトル密度算出の理論を展開する。次に、統合法の妥当性を検討するため、アルミ平板モデルに適用し、BEM やジョイントアクセプタンスとの数値解析比較を行う。また、モードの直交性に着目した解析時間短縮の解析方法を検討する。さらに、統合法を宇宙機パネルの拡散音場加振に適用、音響加振実験結果と比較検証し、音響振動応答予測手法としての実用性について検討する。

## 2. 従来手法による音響振動解析

### 2・1 SEA による宇宙機パネルの音響振動解析

2要素で構成される系のパワーフローを図1に示す。図1の要素(Element) 1, 2において、 $P_{in,a}$ は要素  $a(a, b = 1, 2)$  に流入する入力パワー、 $P_{ab}$ は要素  $a$  より要素  $b$  に流入するパワー、 $P_{loss,a}$ は要素  $a$  が要素内で消費する熱損失パワーである。計算する周波数帯（1/3 オクターブバンド等）の中心角周波数を $\omega$ 、要素 $a$ のエネルギーを $W_a$ 、損失係数を $\eta_a$ 、モード数を $N_a$ 、要素 $a$ から要素 $b$ へのパワーに関する結合損失係数を $\eta_{ab}$ とすると、式(1)のパワーフロー平衡が成り立ち、音場を要素1、宇宙機パネルを要素2、要素2への入力には $P_{12}$ のみとすると、モード数 $N_a$ は解析周波数における周波数帯 $\Delta\omega$ と単位周波数あたりのモード密度 $n_a(\omega)$ の関係 $N_a = n_a(\omega)\Delta\omega$ から式(2)が成り立つ。

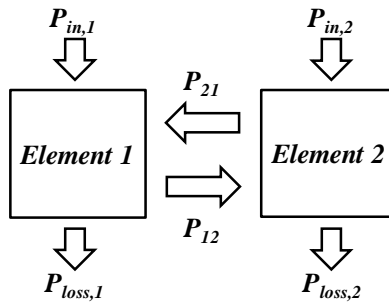


Fig.1 Power flow Between Subsystem

$$P_{in,2} = \omega\eta_2 W_2 + \omega\eta_{21} N_2 \left( \frac{W_2}{N_2} - \frac{W_1}{N_1} \right) \quad (1)$$

$$0 = \omega\eta_2 W_2 + \omega\eta_{21} W_2 - \omega\eta_{21} \frac{n_2(\omega)}{n_1(\omega)} W_1 \quad (2)$$

次に、音響加振実験における直方体反響室の容積を $V_1$ 、音速を $c_0$ とすると、反響室音場のモード密度 $n_1(\omega)$ は式(3)となる。また、空気密度を $\rho_0$ 、拡散音場の二乗平均音圧を $\langle \bar{p}^2 \rangle$ 、宇宙機パネルの音響振動応答加速度の空間二乗平均値を $\langle \bar{a}^2 \rangle$ 、パネル質量を $M_2$ とすると、各要素のエネルギー $W_1$ 、 $W_2$ は式(4)、(5)で表される。さらに、式(2)、(3)、(4)、(5)より応答加速度の二乗平均値 $\langle \bar{a}^2 \rangle$ は式(6)と求まる。また、パネルが両側から加振される場合には、音響放射損失が2倍となるので応答加速度の二乗平均値は式(6)の2倍となる。

$$n_1(\omega) = \frac{V_1 \omega^2}{2\pi^2 c_0^3} \quad (3)$$

$$W_1 = \frac{\langle \bar{p}^2 \rangle V_1}{\rho_0 c_0^2} \quad (4)$$

$$W_2 = \frac{M_2 \langle \bar{a}^2 \rangle}{\omega^2} \quad (5)$$

$$\langle \bar{a}^2 \rangle = \langle \bar{p}^2 \rangle \cdot \frac{2\pi^2 c n_2(\omega)}{\rho M_2} \cdot \frac{\eta_{21}}{(\eta_2 + \eta_{21})} \quad (6)$$

JANET では、SEA 法をベースとし、宇宙機パネル上の搭載機器の音響振動応答加速度を、1/3 オクターブバンド毎の周波数平均値として計算している。計算においてはパネル応答加速度の空間二乗平均値を計算する NASA Lewis 法、パネルに搭載されている機器毎の応答を計算する JAXA Impedance 法、実衛星音響試験結果から SEA のパラメータを決定する経験則の3つがあり、適用条件に応じて選択する<sup>(2)</sup>。

## 2.2 ジョイントアクセプタンスを用いた簡易音響振動解析

図2に示す、外力として拡散音場による音圧パワースペクトル密度 $S_p(\omega)$ を受ける表面積 $A$ の平板構造体を考える。構造物の $r$ 次モードについて、 $\omega_r$ を固有角周波数、 $\zeta_r$ を減衰係数比、 $\Lambda_r$ をモード質量、 $\varphi_r(x)$ を構造体表面の物理座標点 $x$ におけるモード形状とし、拡散音場は場所によらず均質な音圧パワースペクトル密度 $S_p(\omega)$ であるとすると、拡散音場中の平板構造体の点 $x$ における応答加速度パワースペクトル密度は式(7)で求められる<sup>(6)</sup>。

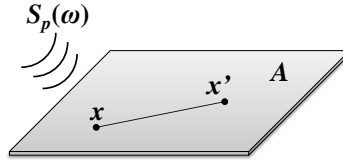


Fig.2 Flat Panel in Diffuse Sound Field

$$S_w(x, \omega_r) \cong \sum_{r=1}^{\infty} \left( \frac{A^2 S_p(\omega_r) j_{rr}(\omega_r) \varphi_r^2(x)}{\Lambda_r^2 \cdot 4\zeta_r^2} \right) \quad (7)$$

式(7)における $j_{rr}(\omega)$ がジョイントアクセプタンス(Joint Acceptance)であり式(8)で表される。ここで表されるジョイントアクセプタンスは、拡散音場中における、構造の無次元化されたモーダルフォースパワースペクトル密度と考えることができ、どのくらい加振されやすいか(加振効率)を各振動モードに対して示している。式(8)中の $C_p(x, x', \omega_r)$ は点 $x$ と点 $x'$ における音圧の正規化クロススペクトルであり、拡散音場の場合は sinc 関数で表され、式(9)となる。式(9)は2点間の距離 $|x' - x|$ にのみ依存し、 $k_0$ は音場の波数である。

$$j_{rr}(\omega_r) = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \varphi_r(x) C_p(x, x', \omega_r) \varphi_r(x') dx dx' \quad (8)$$

$$C_p(x, x', \omega_r) = \frac{\sin(k_0 |x' - x|)}{k_0 |x' - x|} = \text{sinc}(k_0 |x' - x|) \quad (9)$$

構造数学モデルにより得られるモード形状を用いて、式(8)の数値積分により $j_{rr}(\omega)$ が得られ、式(7)により、平板構造体の応答が求まる。本稿では、モードが疎な低次モードでの固有各周波数 $\omega_r$ における応答加速度パワースペクトル密度のピーク値に注目するため、式(9)のモード重ね合わせを無視すると、式(10)が成り立つ。定数の4は、ブロック音圧が遠方音圧の2倍であることによる。なお、式(7)、式(10)は、音響と構造の非連成モデルであり、構造の隣接モードの寄与と構造による音場の回折を無視したモデルである。

$$S_w(x, \omega_r) \cong \frac{4A^2 S_p(\omega) j_{rr}(\omega) \varphi_r^2(x)}{\Lambda_r^2 \cdot 4\zeta_r^2} \quad (10)$$

### 3. FEA-SEA 統合法の宇宙機適用法

音響系と構造系からなる解析対象システムを考え、そのシステムを決定論的サブシステムと統計的サブシステムに分割する。決定論的サブシステムとは、挙動に不確定性が無く、FEA や BEM 等の決定論的手法で記述出来るサブシステムをさす。反対に、統計的サブシステムとは、諸元や挙動に不確定性があり、SEA 等の統計的手法で記述出来るサブシステムをさす。図3に、このシステムの一例として、決定論的サブシステムを平板、統計的サブシステムをキャビティとするシステムを考える。

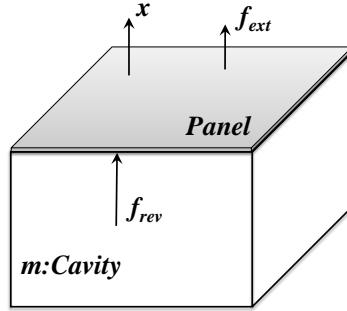


Fig.3 System of Statistical Cavity and Deterministic Panel

決定論的サブシステムの面外物理変位を $\mathbf{x}$ 、外力を $\mathbf{f}_{ext}$ とする。決定論的サブシステムの運動方程式は、 $\mathbf{D}_{tot}$ をシステムの動剛性行列、 $\mathbf{f}_{rev}^{(m)}$ を統計的サブシステム反響場(Reverberant field)による力とすると式(11)となる。 $m$ は複数の統計的サブシステムを表す(図3では、 $m$ は1つである)。 $\mathbf{D}_{tot}$ は決定論的サブシステムの動剛性 $\mathbf{D}_d$ のみならず、統計的サブシステムが存在することによる動剛性 $\mathbf{D}_{dir}^{(m)}$ (=放射抵抗)も含んでおり、式(12)が成り立つ。

$$\mathbf{D}_{tot}\mathbf{x} = \mathbf{f}_{ext} + \sum_m \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \quad (11)$$

$$\mathbf{D}_{tot} = \mathbf{D}_d + \sum_m \mathbf{D}_{dir}^{(m)} \quad (12)$$

式(11)より、 $\mathbf{x}$ のクロススペクトル $\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle$ は式(13)、式(14)となる。 $\mathbf{S}_{ext}$ は外力 $\mathbf{f}_{ext}$ のクロススペクトルである。

$$\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \langle \mathbf{S}_{ff} \rangle \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (13)$$

$$\langle \mathbf{S}_{ff} \rangle = \mathbf{S}_{ext} + \sum_m (\mathbf{f}_{ext} \langle \mathbf{f}_{rev}^{(m),H} \rangle + \langle \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \rangle \mathbf{f}_{ext}^H) + \sum_{m,n} \langle \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \mathbf{f}_{rev}^{(n),H} \rangle \quad (14)$$

ここで、 $\langle \rangle$ は、統計的サブシステムがランダムに変化するときのアンサンブル平均操作を表し、 $H$ は行列の共役転置操作を表す。統計的サブシステムが十分ランダムに変化するとき、式(14)の $\langle \mathbf{S}_{ff} \rangle$ は、式(15)、式(16)に漸近することが、波動論で証明されている<sup>8)</sup>。 $n_m$ 、 $E_m$ 、 $\omega$ は、それぞれ、統計的キャビティのモード密度、エネルギー、角周波数である。

$$\langle \mathbf{S}_{ff} \rangle = \mathbf{S}_{ext} + \sum_m \{ \alpha_m \text{Im}(\mathbf{D}_{dir}^{(m)}) \} \quad (15)$$

$$\alpha_m = \frac{4E_m}{\pi\omega n_m} \quad (16)$$

$$\langle \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \mathbf{f}_{rev}^{(m),H} \rangle = \frac{4E_m}{\pi\omega n_m} \text{Im}(\mathbf{D}_{dir}^{(m)}) \quad (17)$$

式(15)の導出過程において式(17)を利用している。これは、統計的キャビティのエネルギーと決定論的平板の統計的キャビティへの放射に関する動剛性を関連付ける式で、Langleyらは、「構造からの放射と反響場負荷の相反性」と呼んでおり<sup>(7)</sup>、式(17)は限定した条件下「統計的サブシステムが十分拡散場である」で成立すると述べている<sup>(7)</sup>。この相反性は、固有値の出現がランダム行列<sup>(10)</sup>のガウス直交アンサンブル(GOE, Gaussian Orthogonal Ensemble)に従う性質を利用して証明されている。

以上から、式(13)、式(15)を用いて、 $\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle$ は式(18)となる。式(17)による相反性の導入によって、式(13)、(14)により表されるクロススペクトル $\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle$ は式(18)のように大幅に簡略化されたことが分かる。また、 $\mathbf{D}_{tot}$ 、 $\mathbf{S}_{ext}$ 、 $\mathbf{D}_{dir}^{(m)}$ は決定論的平板の既知量であるから、未知数 $\alpha_m$ を求めれば、 $\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle$ が求まることが分かる。

$$\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \left[ \mathbf{S}_{ext} + \sum_m \{ \alpha_m \text{Im}(\mathbf{D}_{dir}^{(m)}) \} \right] \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (18)$$

次に、拡散音場により加振される宇宙機の音響振動問題への統合法の適用法を考える。拡散音場により加振される宇宙機の機器搭載パネルとして、図4に示す平板モデルを対象とする。決定論的なパネルと拡散音場空間を統計的キャビティ $m$ とするシステムを考える。決定論的サブシステムが拡散音場加振のみを受ける際の応答は、外力 $\mathbf{f}_{ext}$ はゼロであり、式(14)において、 $\mathbf{S}_{ext}$ はゼロであるから、式(19)が成り立つ。(図4では、 $m = 1$ である)。

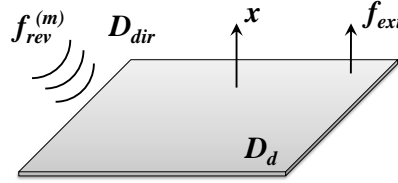


Fig.4 Flat Panel in Diffuse Sound Field

$$\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \alpha_1 \text{Im}(\mathbf{D}_{dir}^{(1)}) \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (19)$$

拡散音場は、統計的に定義されるエネルギー音場であり、その音場は統計的サブシステムと考えることが出来る。したがって、 $E_1$ はサブシステムのエネルギーであり、 $n_1$ はキャビティのモード密度を表していることから、SEAで用いる式(20)、(21)に置き換える事ができ<sup>(8)</sup>、拡散音場空間の体積を $V_{rev}$ とすると、 $\alpha_1$ は式(22)の様に求まる。

$$E_1 = \frac{\langle \bar{p}^2 \rangle V_{rev}}{\rho_0 c_0^2} \quad (20)$$

$$n_1(\omega) = \frac{V_{rev} \omega^2}{2\pi^2 c_0^3} \quad (21)$$

$$\alpha_1 = \frac{4E_1}{\pi \omega n_1} = \frac{4(\langle \bar{p}^2 \rangle V_{rev} / \rho_0 c_0^2)}{\pi \omega (\omega^2 V_{rev} / 2\pi^2 c_0^3)} = \frac{8\pi c_0 \langle \bar{p}^2 \rangle}{\rho_0 \omega^3} \quad (22)$$

式(19)、(22)より、 $x$ のクロススペクトルは式(23)と求められる。この式には、構造と音響の連成が含まれているが、バッフルされた構造の応答であることに注意する必要がある。

$$\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle = \frac{8\pi c_0 \langle \bar{p}^2 \rangle}{\rho_0 \omega^3} \mathbf{D}_{tot}^{-1} \text{Im}(\mathbf{D}_{dir}^{(1)}) \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (23)$$

本稿では、Langleyらの立式<sup>(8)</sup>に加え、モード座標変換および構造数学モデル固有値解析結果を用いた物理座標の応答加速度パワースペクトル密度算出の理論を展開する。

パネルの固有振動モード行列 $\Phi$  ( $j$ 行 $k$ 列の行列), モード変位を $\mathbf{q}$ とすると, 物理座標 $\mathbf{x}$ とモード形状の関係 $\mathbf{x} = \Phi\mathbf{q}$ と式(11)から式(24), (25)が成り立つ.

$$\Phi^T \mathbf{D}_{tot} \Phi \mathbf{q} = \Phi^T \mathbf{f}_{rev}^{(1)} \quad (24)$$

$$\Phi^T \mathbf{D}_{tot} \Phi = \Phi^T (\mathbf{D}_d + \mathbf{D}_{dir}^{(1)}) \Phi = \Phi^T \mathbf{D}_d \Phi + \Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi \quad (25)$$

ここで, モード形状を質量で正規化した場合, パネルの動剛性行列 $\Phi^T \mathbf{D}_d \Phi$ は式(26)で与えられる. さらに, パネルの放射体を考えると, 音場の式 $p(x)$ はレイリー積分を用いて式(27)の放射面 $S, S'$ における積分値と表すことができ, これを用いて音響系動剛性行列 $\Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi$  ( $j$ 行 $k$ 列の行列)は式(28)と求まる.  $r$ は平面上2点間の距離 $|x' - x|$ ,  $k_0$ は音場の波数であり,  $j$ 行 $k$ 列の行列成分を計算する. 式(28)の数値積分(行列成分)に関し, 4.2項で議論する.

$$\Phi^T \mathbf{D}_d \Phi = \text{diag}(-\omega^2 + j2\zeta_j \omega_j \omega + \omega_j^2) \quad (26)$$

$$p(x) = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi} \int_S \frac{\varphi_j(x') \exp(-ik_0 r)}{r} dx' \quad (27)$$

$$\Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi = [D_{jk}], \quad D_{jk} = \int_S \varphi_j(x') p(x) dx' = \frac{-\omega^2 \rho}{2\pi} \int_{S'} \int_S \frac{\exp(-ik_0 r)}{r} \varphi_j(x) \varphi_k(x') dx dx' \quad (28)$$

式(23), (25), (26), (28)から, モード変位のクロススペクトルのアンサンブル平均 $\langle \mathbf{S}_{qq} \rangle$ が算出でき, これを式(29)により物理座標のクロススペクトルに変換することで, 物理座標の応答変位を算出することができる. さらに, 式(30)により応答加速度パワースペクトル密度 $\langle \mathbf{S}_{aa} \rangle$ を算出することができる.

$$\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle = \Phi \langle \mathbf{S}_{qq} \rangle \Phi^T \quad (29)$$

$$\langle \mathbf{S}_{aa} \rangle = \omega^4 \times \langle \mathbf{S}_{xx} \rangle \quad (30)$$

#### 4. FEA-SEA 統合法による音響振動解析

統合法の理論検証のため, 数値解析による統合法理論の妥当性および実験検証により統合法の実用性を検討した. 実験検証には宇宙機パネルを模擬したハニカムパネルを供試体とした音響加振実験結果を用いた. 実験は, 宇宙航空研究開発機構筑波宇宙センター総合環境試験棟 1600m<sup>3</sup> 音響試験設備で行った. 拡散音場となる直方体形状の反響室の容積は 1607m<sup>3</sup> (17.1m×10.5m×9.0m) であり, 供試体の無い空音場時の最大音圧レベルは 151dB である. 実験の加音レベルは, オーバーオールで 138.1dB であり, パネル上の面外方向加速度の計測を行った.

##### 4・1 数値解析による統合法理論の妥当性検証

統合法理論の妥当性を検証するため, 図5に示す拡散音場負荷時のアルミ平板モデルを対象に数値解析による理論検証を行う. 検証に用いる数値解析は BEM, ジョイントアクセプタンス, 統合法である. 解析用の構造数学モデルの作成, 固有値解析は UGS PLM Solutions 社の I-DEAS11 を, BEM 解析は ESI 社の VAOne2010.05 を用いた. BEM 解析では, 構造数学モデルの固有値解析結果 (固有値, モード質量, モード剛性) を用いて, 数値解析による構造-音響連成解析を実施した. 拡散音場とはあらゆる方向から互いに無相関な平面音波が均等に入射する音場のことであり, BEM 解析では音響加振の様な拡散音場応答の計算ができないため, 平面音波による応答加速度の入射角平均を行い拡散音場応答を模擬した<sup>(6)(11)</sup>. 本稿では, 入射角を鉛直方向, 水平方向 15度ずつ変化させた異なるベクトルの平面音波を用いている. 入力条件 (負荷音圧) は一律 1Pa<sup>2</sup>/Hz であり, 構造数学モデルから得られるモード形状を用いて平板上の各物理座標点における応答を求めた. 構造数学モデルの固有値を表1に, モデル諸元, 解析用パラメータを表2に, 解析用の減衰係数比を図6に示す.

ジョイントアクセプタンスでは, モード形状, 解析用パラメータを用いて式(8)の数値積分により $j_{rr}(\omega)$ を算出し, 式(10)により応答加速度パワースペクトル密度 $S_w(x, \omega_r)$ を求める. 統合法では, 式(28)の数値積分と式(26)の

計算結果から、式(25)を用いて動剛性行列 $\Phi^T \mathbf{D}_{tot} \Phi$ を算出し、式(23)から $\langle \mathbf{S}_{qq} \rangle$ を、式(29), (30)により応答加速度パワースペクトル密度 $\langle \mathbf{S}_{aa} \rangle$ を求める。各手法、対象周波数は1次モード27Hzを考慮し20Hzから400Hzまでとし、平板周辺に無限バッフル板を配置した場合の拡散音場応答を求めた。

Table1 Eigenvalue analysis result by FEM

Mode No.	Freq.[Hz]	Mode No.	Freq.[Hz]	Mode No.	Freq.[Hz]	Mode No.	Freq.[Hz]
1	27.3	6	125.6	11	211.3	16	268.2
2	39.8	7	125.8	12	211.7	17	303.8
3	50.7	8	128.6	13	238.6	18	321.1
4	70.6	9	139.1	14	252.1	19	339.9
5	70.7	10	158.9	15	266.9	20	403.5

Table2 Parameters used for analysis

Parameters	Symbol	Value	Parameters	Symbol	Value
Area	A	0.6×0.6 m	Sonic speed	$c_0$	340 m/s
Mass	M	2.9kg	Air density	$\rho_0$	1.21
Material	-	Aluminium	Element length	-	0.03 m
Thickness	t	0.003 m	Node number	-	461
Poisson's ratio	$\nu$	0.33	Frequency range	-	20 - 400Hz
Young's modulus	E	7.06e+10 Pa	Mode number	-	20
Density	$\rho$	2.68e+3 kg/m <sup>3</sup>	Boundary condition	-	Simple support

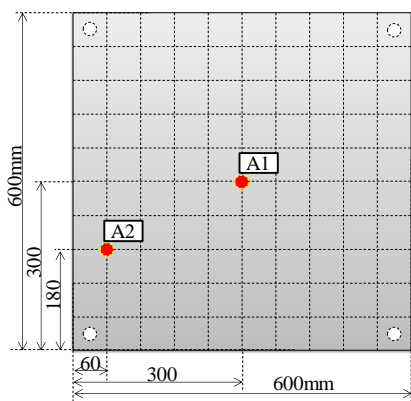


Fig. 5 Measurement point of Aluminium Flat Panel

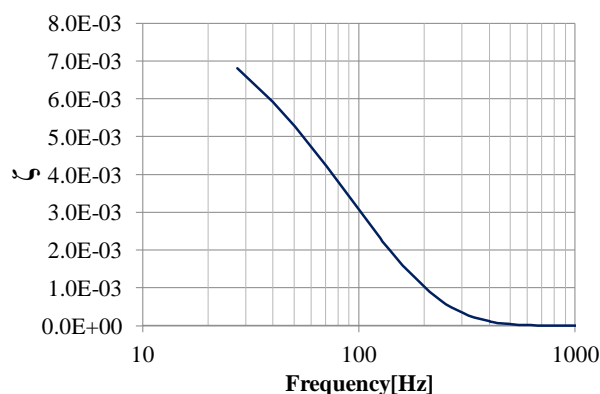


Fig. 6 Damping ratio of Aluminium Flat Panel

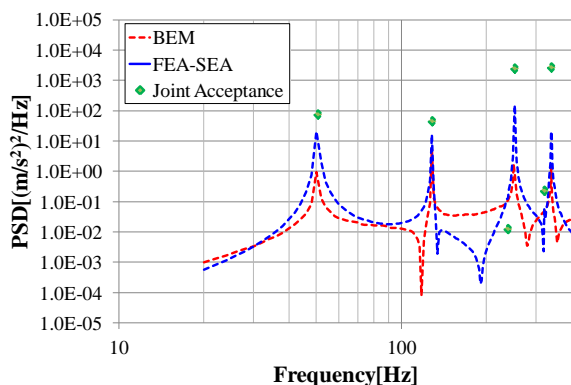


Fig. 7 Comparison result of A1

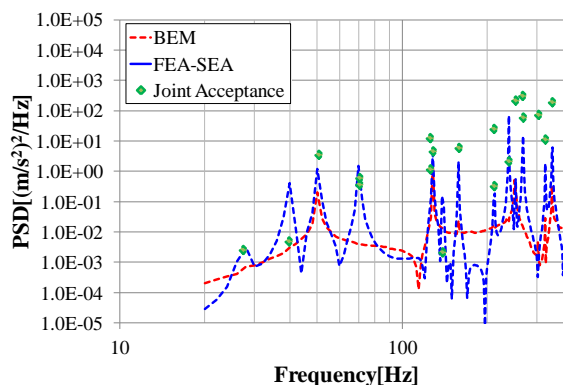


Fig. 8 Comparison result of A2

数値解析の比較結果を図7, 8に示す。各手法の解析結果は、BEMを正解値とし主要ピークについて比較評価を行う。計測点A1では、中周波数である400Hz以下の周波数において、ジョイントアクセプタンスよりも統合法がBEM結果と良く一致しており、128Hzのピーク値では5dBの差である。また、A2ではA1と同様の中周波

数である 128Hz のピーク値に注目すると、BEM 結果と統合法で 4dB の差、250Hz のピーク値も同程度の差である。以上から、数値解析比較においては、統合法がジョイントアクセプタンスよりも中周波数で精度良く予測でき、拡散音場加振への適用理論の妥当性が確認できる。なお、A2 では手法によりピークの表れ方が異なっているが、これは BEM 解析時の音波の与え方が影響し、打ち消しているモードがあるのではないかと考えられる。

#### 4・2 解析時間短縮の検討

FEA-SEA 結合法の解析時間短縮のため、音響系動剛性行列  $\mathbf{D}_{dir}$  に着目した。 $\mathbf{D}_{dir}$  の主対角項は各物理点のパワースペクトルを表す行列であり、非対角項は各物理点のクロススペクトルを合わせた行列である。拡散音場では、各物理点の音場に相関がなくクロススペクトルはゼロに近づくことが知られており、式(28)においてモードの直交性を考慮すると、 $m \neq n$  について  $\Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi$  の各成分がゼロに近づくと考えられるため、本検討では  $\Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi$  の全項含めた解析(Full Matrix)と、主対角項のみ(式(28)において  $m \neq n$  については 0 とする)を用いた解析(Diagonal Matrix)を比較し、行列の違いによる応答加速度パワースペクトル密度への影響度を調べた(図 9, 対象モデルは 4.1 項参照)。その結果、両解析の主要ピーク値に大きな差がなく、対象としている拡散音場負荷の平板問題については、主対角項のみの解析で主要ピークについては十分な精度を得ることができると考えられる。したがって、4.3 項では主対角項のみの解析を行うこととする。主対角項のみを用いた解析(PC 環境がメモリ 2GB, CPU:Core2DUO1.06GHz)は、全項を用いた場合と比較し、解析時間を約 20 分の 1 に短縮することが可能である。解析プログラムは、MATLAB R2009a を使用して作成した。

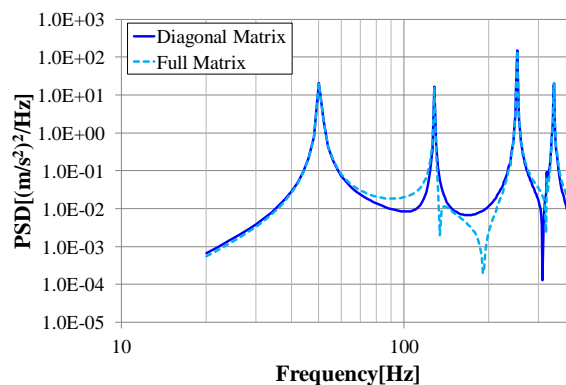


Fig.9 Comparizon of analysis results

#### 4・3 実験検証による統合法の実用性検討

統合法の実用性を検討するため、図 10 に示す宇宙機パネルを模擬したハニカムパネルを供試体として、音響加振実験結果(Acoustic Test), 統合法を用いた解析結果(FEA-SEA), JANET を用いた解析結果(JAXA Impedance P99/90, NASA Lewis P99/90)を比較する。P99/90 とは 90% の確率で集合の 99% を包絡することを意味し、JANET では応答予測値にランダム振動環境の変動量を考慮したマージンを加えた最大応答値の包絡値を使用する。ハニカムパネルは宇宙機開発に使用される一般的な材料、厚さを参考にして製作を行った<sup>(12)</sup>。構造数学モデルの固有値を表 3 に、ハニカムパネルの諸元、解析に用いるパラメータを表 4 に示す。また、解析に用いる減衰係数比  $\zeta_r$  は式(31)を使用し、著者らが行った損失係数実験データの検討結果から、損失係数  $\eta_r$  と周波数  $f$  の関係を式(32)で与えた<sup>(12)</sup>。 $r$  はモード次数である。拡散音場のパワースペクトル密度(入力条件)は図 11 の様になっている。なお、対象周波数は 1 次モード 130Hz を考慮し 100Hz から 2000Hz までとする。

$$\zeta_r = \frac{\eta_r}{2} \quad (31)$$

$$\eta_r = \begin{cases} 0.1 & (f < 250 \text{ Hz}) \\ 25/f & (f > 250 \text{ Hz}) \end{cases} \quad (32)$$



Table3 Eigenvalue analysis result by FEM

Mode No.	Freq.[Hz]	Mode No.	Freq.[Hz]	Mode No.	Freq.[Hz]	Mode No.	Freq.[Hz]
1	130.7	8	756.0	15	1334.9	22	1779.7
2	208.4	9	824.8	16	1334.9	23	1823.5
3	338.4	10	971.7	17	1385.1	24	1893.6
4	445.5	11	1044.0	18	1554.3	25	2053.4
5	520.9	12	1044.0	19	1667.9	26	2053.4
6	520.9	13	1053.9	20	1711.6		
7	647.2	14	1164.9	21	1779.7		

Table4 Parameters used for analysis

Parameters	Symbol	Value	Parameters	Symbol	Value
Area	A	1.82×0.91 m	Thickness(Core)	$t_c$	0.025 m
Mass	M	7.6 kg	Density(Core)	$\rho_c$	2.50e+1 kg/m
Material(Skin)	-	Aluminium	Shear elastic modulus(Core)	$G_c$	1.340e+8 Pa
Poisson's ratio(Skin)	$\nu_s$	0.33	Bending stiffness	D	7.714e+3 N·m
Thickness(Skin)	$t_s$	0.0003 m	Sonic speed	$c_0$	340 m/s
Young's modulus(Skin)	$E_s$	7.159e+10 Pa	Air density	$\rho_0$	1.21
Density(Skin)	$\rho_s$	2.70e+3 kg/m <sup>3</sup>	Element length	-	0.05 m
Thickness(equivalence)	$t_{eqv}$	1.048e-2 m	Frequency range	-	100 - 2000 Hz
Young's modulus(equivalence)	$E_{eqv}$	7.159e+10 Pa	Node number	-	703
Density(equivalence)	$\rho_{eqv}$	2.141e+2 kg/m <sup>3</sup>	Boundary condition	-	Simple support
Material(Core)	-	Aluminium	Coincidence Frequency	$f_c$	486Hz

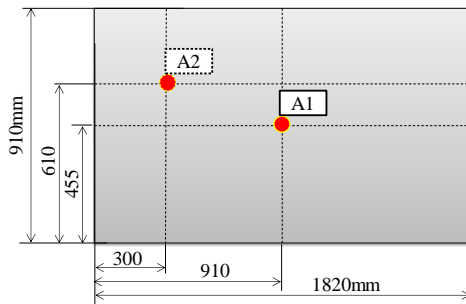


Fig. 10 Measurement point of Honeycomb Panel

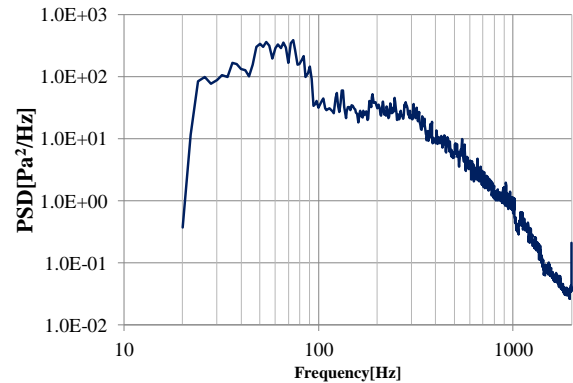


Fig. 11 Acoustic Test Level of Honeycomb Panel

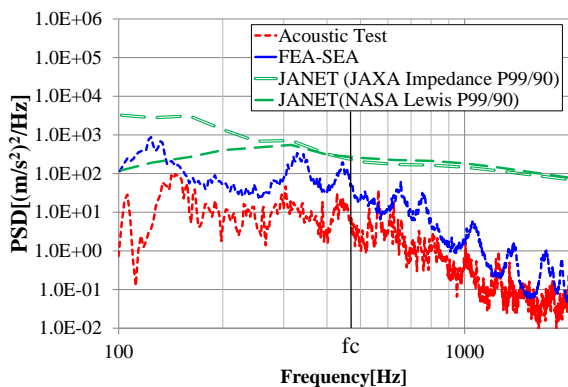


Fig. 12 Comparison result of A1

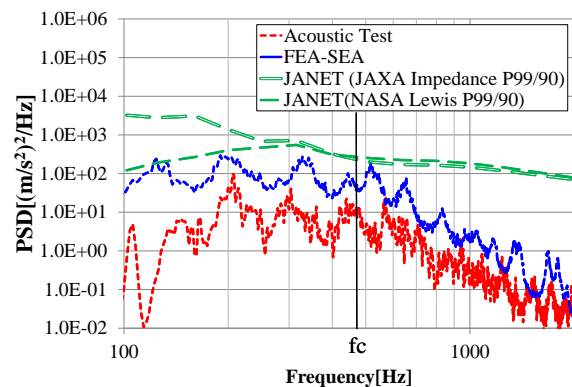


Fig. 13 Comparison result of A2

図 12, 13 に解析結果と音響加振実験結果の比較を示す。JANET を含め 3 者を比較すると、多少のバラツキや 100Hz 近傍で統合法が JANET を逸脱している箇所がある。低周波数であるコインシデンス周波数(486Hz)以下の周波数では、音響放射効率が低くなるため「構造からの放射と反響場負荷」の相反性が厳密には成り立たず、過

大な応答になっていると推定される。しかしながら、対象周波数において統合法は JANET よりも実験結果と周波数分布の傾向が類似しているといえる。特に、統合法は構造数学モデルの不確実性がないためマージンを加える必要がなく、実験結果との傾向が良く一致しているのに対し、構造ランダム応答の変動量を考慮してマージンを加えた JANET が統合法に比べ過大評価となっていることがわかる。以上の結果から、宇宙機的设计開発におけるランダム振動環境条件の予測手法として統合法の実用性が確認できる。

## 5. 結論及び今後の課題

本稿は、拡散音場加振を受ける宇宙機パネルについて、FEA-SEA 統合法を用いた音響振動応答予測手法の研究を行った。本研究の成果として結論を以下の通りまとめる。

- (1) 宇宙機音響負荷時の構造振動応答に関する統合法適用の理論検討を行い、拡散音場加振を受ける平板モデルについて、モード座標変換を用いた物理座標の応答加速度パワースペクトル密度算出の理論を展開した。
- (2) アルミ平板モデルを対象に、数値解析と本手法の比較を行い、理論の妥当性を検証した。対象モデルについては精度良く予測できることを確認し、主要ピーク対してはBEMと5dB以内で良く一致することを示した。
- (3) 宇宙機パネルを対象に、実際の音響加振実験結果と統合法を比較、対象周波数においては実験結果に対して安全側の予測結果を与えることを示した。また、JANET よりも実験結果との傾向がよく一致することから、宇宙機的设计開発におけるランダム振動環境条件の予測手法として統合法の実用性が確認できた。

今後は、モデルの違いによる精度検証やコインシデンス周波数を考慮した適用範囲の明確化等、より宇宙機に適した統合法の検討を行い、宇宙機設計におけるランダム振動環境条件予測手法としての実用化を目指す。

## 文 献

- (1) Lyon, R.H. and DeJong, R.G., *Theory and Application of Statistical Energy Analysis* (1995), Butterworth-Heinemann, New York.
- (2) 安藤成将, 施勤忠, “人工衛星構体の搭載機器パネルの音響振動解析”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.720(2006), pp 2462-2469.
- (3) S. Ando, Q. Shi, “Prediction of Acoustically Induced Random Vibration Response of Satellite Equipments with Proposed Asymptotic Apparent Mass”, *Journal of Space Engineering*, Vol. 1, No. 1 (2008), pp.12-21
- (4) Brebbia, C.A., S. Walker, *Boundary Element Techniques in Engineering* (1980), Butterworth & Co. Ltd., London, England.
- (5) Powell, A., “On the Fatigue Failure of Structures due to Vibration Excited by Random Pressure Fields”, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.30, No12 (1958), pp1130-1135.
- (6) 安藤成将, 柳瀬恵一, 施勤忠, “ジョイントアクセプタンスを用いた拡散音場負荷時の簡易音響振動解析”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.764(2010), pp 818-824.
- (7) P. J. Shorter and R. S. Langley, “On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading, *Journal of Sound and Vibration* 115”, (2005), pp.85-95.
- (8) R. S. Langley, “On the diffuse field reciprocity relationship and vibrational energy variance in a random subsystem at high frequencies”, *Journal of the Acoustical Society of America* 121(2),(2007), pp.913-921
- (9) P. J. Shorter and R. S. Langley, “Vibro-acoustic analysis of complex systems”, *Journal of Sound and Vibration* 288, (2005), pp.669-699..
- (10) Mehta, M.L., *Random Matrix*, (1991), Academic, San Deigo.
- (11) 小金井玲子, 安藤成将, 施勤忠, 萩原一郎 “人工衛星打上げ時の音響振動解析”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.71, No.708(2005), pp. 2485-2491.
- (12) 安藤成将, 施勤忠, “拡散音場で加振される人工衛星パネルの振動応答上限値に関する検討”, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.715(2006), pp 751-757.