

音響放射効率とパネル質量を用いたジョイントアクセプタンスの簡易式による 宇宙機構体パネルの音響振動解析*

赤城 弘樹^{*1}, 安藤 成将^{*1}, 施 勤忠^{*1}

Vibroacoustic Analysis of Spacecraft Panel Using Simplified Joint Acceptance Employing Radiation Efficiency and Panel Mass

Hiroki AKAGI^{*1}, Shigemasa ANDO and Qinzhong SHI

^{*1} Japan Aerospace Exploration Agency
2-1-1 Sengen, Tsukuba-shi, Ibaraki-ken 305-8505 Japan

In spacecraft development, acoustically induced vibration of spacecraft equipment panel is one of the critical design consideration. The prediction of the vibroacoustics is necessary to specify the environment during spacecraft launch. Joint acceptance which is based on the integral calculus with the mode shape has been proposed for the prediction method by the authors. However, the prediction accuracy of the approach is poor for the complex structure in high frequency because of the uncertainty in the mathematical model. This paper is concerned with the approach using simplified joint acceptance employing radiation efficiency and spacecraft panel mass, not based on the integral calculus. The approach is applied to diffuse acoustical excitation of spacecraft panel, and is compared with the results of acoustic excitation test, conventional approach of joint acceptance and SEA. It is shown that the result provide good predictions in high frequency.

Key Words : Design, Acoustic, Random Vibration, Space Engineering, Joint Acceptance, Diffuse Sound Field

1. 結 論

宇宙機構体パネル上の搭載機器は、ロケット打上げ時に過酷な広帯域ランダム振動環境に曝される。このランダム振動環境は、音響による空気伝搬振動が主要パスと考えられており、打上げ時や地上試験時の不具合発生を防ぐため、設計時に適切なランダム振動環境を見積もる必要がある。特に、近年の宇宙機開発では、宇宙機システム（全機）の開発以前から搭載機器の開発が進められているケースが多く、搭載機器の概念設計等、開発初期に宇宙機構体パネル上のランダム振動環境を予測する簡易手法が求められている。

このランダム振動環境の予測手法の一つとして、著者らは、ジョイントアクセプタンス（Joint Acceptance）を用いた簡易手法を提案してきた⁽¹⁾。これは、宇宙機構体パネル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、宇宙機の構造設計標準⁽²⁾で規定される拡散音場における応答加速度パワースペクトル密度を計算する手法である。この手法では、機器非搭載パネルや減衰比の設定が容易なモデルに対しては高い精度が期待できるが、モード形状を含む数値積分を行うため、機器搭載パネルの応答を算出する場合、搭載機器も含めた高精度な構造数学モデルが必要となり、十分な精度を得ることが困難であった⁽³⁾。

そこで、本稿ではこの課題を解決するため、モード形状を含む数値積分が不要なジョイントアクセプタンスの簡易式を提案する。本手法は、音響負荷時の構造振動応答に関して、ジョイントアクセプタンスを用いて表現した音響放射パワーと、音響放射効率とモード形状の空間二乗平均を用いて表現した音響放射パワーが等価となることを利用し、音響放射効率とパネル質量を用いてジョイントアクセプタンスを簡易表現するものである。

* 原稿受付 2013年8月26日

^{*1} 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

本稿では、はじめに、モード形状を含む数値積分が不要な、音響放射効率とパネル質量を用いたジョイントアクセプタンスの簡易式による応答加速度パワースペクトル密度算出の理論展開を行う。次に、提案手法の妥当性検討および適用範囲を明確にするため、アルミ平板モデルを対象に従来手法との数値解析比較を行う。さらに、提案手法を宇宙機構体パネルの拡散音場加振に適用し、従来手法および音響加振実験結果と比較し、簡易手法としての実用性について検討する。

2. 音響放射効率とパネル質量を用いたジョイントアクセプタンスの簡易式

図1に示す、拡散音場による遠方の音圧パワースペクトル密度 $S_p(\omega)$ を受ける表面積 A の平板構造を考える。パツフルされた平板構造の物理座標点 x における応答加速度パワースペクトル密度 (Power Spectrum Density, PSD) は、式(1), (2)で求められる⁽¹⁾。

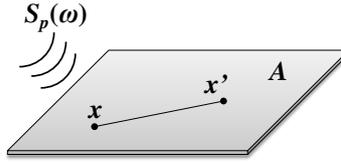


Fig.1 Flat panel in diffuse sound field

$$S_a(x, \omega) = \left(\sum_{r=1}^{\infty} \frac{A^2 4S_p(\omega) j_{rr}(\omega)}{A_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x) + \sum_{r \neq s} \frac{A^2 4S_p(\omega) j_{rs}(\omega)}{A_r A_s Z_r(\omega) Z_s^*(\omega)} \varphi_r(x) \varphi_s(x) \right) \omega^4 \quad (1)$$

$$Z_r(\omega) = -\omega^2 + j2\zeta_r \omega_r \omega + \omega_r^2 \quad (2)$$

ここで、構造の r 次モードについて、 ω_r を固有角振動数、 ζ_r を減衰比、 A_r をモード質量、 $\varphi_r(x)$ を構造表面の物理座標点 x におけるモード形状とする。式(1)における $j_{rr}(\omega)$ 、 $j_{rs}(\omega)$ がジョイントアクセプタンスであり式(3)で表される ($s = r$ の時、 j_{rr} となる)。ここで表されるジョイントアクセプタンスは、拡散音場音圧に対する構造物の応答のしやすさを各振動モードに対して表している。式(3)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、拡散音場では式(4)に示す sinc 関数で表される。 r は平面上2点間の距離 $|x' - x|$ 、 k_0 は音場の波数($=\omega/c_0$)、 c_0 は空気中の音速である。

$$j_{rs}(\omega) = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \varphi_r(x) C_p(x, x', \omega) \varphi_s(x') dx dx' \quad (3)$$

$$C_p(x, x', \omega) = \frac{\sin(k_0 r)}{k_0 r} = \text{sinc}(k_0 r) \quad (4)$$

ここで、式(1)において、 $j_{rs}(\omega)$ を含む項が $j_{rr}(\omega)$ を含む項に比べ小さく無視できると仮定すると、式(5)が成り立つ。本仮定の妥当性検証は3章にて行い、ジョイントアクセプタンスでは $j_{rr}(\omega)$ のみ検討すれば良いことを示す。

$$S_a(x, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{A^2 4S_p(\omega) j_{rr}(\omega)}{A_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x) \omega^4 \quad (\omega = \omega_1, \omega_2 \dots) \quad (5)$$

また、固有角振動数 ω_r における応答加速度 PSD のピーク値は隣接モードの影響を受けないと仮定し、式(5)のモード重ね合わせを無視すると式(6)が成り立つ。

$$S_a(x, \omega_r) \cong \frac{4A^2 S_p(\omega_r) j_{rr}(\omega_r) \varphi_r^2(x)}{A_r^2 \cdot 4\zeta_r^2} \quad (6)$$

以上が、著者らが提案してきた従来手法である。この手法では、式(3)に示すジョイントアクセプタンスの算出にてモード形状を含む数値積分を行うため、機器搭載パネルの応答を算出する場合、搭載機器も含めた高精度な構造数学モデルが必要となり、簡易手法として十分な精度を得ることが困難であった。

そこで、本稿ではこの課題を解決するため、モード形状を含む数値積分を不要とする、音響放射効率とパネル質量（質量 M およびモード質量 Λ_r ）を用いたジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega)$ の簡易式を提案する。まず、図1の平板構造を対象に、音響負荷時の構造振動応答に関して、構造からの音響放射を考える。この時、構造振動の r 次成分について着目すると、平板構造の物理座標点 x における放射音場の式 $p_r(x, t)$ は、レイリー積分を用いて放射面 S （表面積 A ）における積分値となり式(7)と表すことができる⁽⁴⁾。

$$p_r(x, t) = \frac{j\omega_r \rho}{2\pi} \int_S \frac{v_r(x', t) \exp(-jk_0 r)}{r} dx' \quad (7)$$

ここで、 $v_r(x, t)$ は物理座標点 x における面外速度、 ρ は空気密度である。次に、構造振動の r 次成分に対する音響放射パワー P_r を考える。音響放射パワー P_r は、式(8)に示す音響インテンシティ $I_r(x)$ の放射面 S による積分値と表すことができ、式(9)となる⁽⁵⁾。なお、 $Re[\]$ は複素数実数部、 $*$ は複素共役、 $\bar{\quad}$ は時間平均を表す。

$$I_r(x) = \frac{1}{2} Re[\overline{p_r^*(x, t) v_r(x, t)}] \quad (8)$$

$$P_r = \frac{1}{2} \int_S Re[\overline{p_r^*(x, t) v_r(x, t)}] dx \quad (9)$$

また、構造振動の r 次成分について、物理座標点 x における面外変位を $u_r(x, t)$ 、モード変位を $q_r(t)$ とすると、物理座標とモード形状の関係から $u_r(x, t) = \varphi_r(x) q_r(t)$ が成り立ち、 $v_r(x, t)$ は式(10)となる。

$$v_r(x, t) = j\omega_r \varphi_r(x) q_r(t) \quad (10)$$

式(7), (9), (10)を用いると、構造振動の r 次成分に対する音響放射パワー P_r は、式(11)2行目と表すことができる。さらに、音響放射パワー P_r を固有角振動数 ω_r におけるジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ を用いて表現することを考えると、式(3)および式(11)2行目より、 P_r と $j_{rr}(\omega_r)$ の関係は、式(11)3行目と表すことができる。

$$\begin{aligned} P_r &= \frac{1}{2} \int_S Re \left[\overline{\left(\frac{j\omega_r \rho}{2\pi} \int_S \frac{v_r(x', t) \exp(-jk_0 r)}{r} dx' \right)^* v_r(x, t)} \right] dx \\ &= \frac{\omega_r^3 \rho k_0 \overline{q_r^2(t)}}{4\pi} \int_S \int_{S'} \varphi_r(x') \frac{\sin(k_0 r)}{k_0 r} \varphi_r(x) dx dx' \\ &= \rho k_0 \frac{A^2 \omega_r^3 \overline{q_r^2(t)}}{4\pi} j_{rr}(\omega_r) \end{aligned} \quad (11)$$

また、音響放射効率の定義より、バッフルされた平板構造の表面から音響を放射する際、音場への放射パワー P_w は式(12)と表すことができる⁽⁴⁾。

$$P_w = \overline{|v|^2} \rho c_0 \sigma_{rad} A \quad (12)$$

ここで、 σ_{rad} は平板の音響放射効率、 $\overline{|v|^2}$ を平板構造の振動応答速度の時間・空間二乗平均とする。音響放射効率 σ_{rad} は文献(6)より、式(13)で近似されることが知られている。 f_c は平板のコインシデンス周波数であり、一

般に、矩形単純支持平板および宇宙機で使用されるハニカムパネルについては、 \hat{m} を構造の面密度、 D を曲げ剛性、 ν をポアソン比とすると、式(14)にてそれぞれ表されることが文献(4)、文献(7)にて示されている。

$$\sigma_{rad} = \begin{cases} (f/f_c)^2 & (f < f_c) \\ 1 & (f > f_c) \end{cases} \quad (13)$$

$$f_c = \frac{\omega_c}{2\pi} \quad (14)$$

$$\text{ただし、} \omega_c = c_0^2 \sqrt{\frac{\hat{m}}{D}} \text{ (矩形単純支持平板) , } \omega_c = c_0^2 \sqrt{\frac{\hat{m}}{D(1-\nu^2)}} \text{ (ハニカムパネル)}$$

また、式(10)、(12)より、構造振動の r 次成分に対する音響放射パワー P_r は式(15)と表すことができる。ここで、 $\langle \varphi_r^2(x) \rangle$ をモード形状の空間二乗平均とする。

$$P_r = \langle \varphi_r^2(x) \rangle \overline{q_r^2(t)} \omega_r^2 \rho c_0 \sigma_{rad} A \quad (15)$$

式(11)、(15)が等価であることから、固有角振動数 ω_r におけるジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ は、平板の音響放射効率 σ_{rad} を用いて式(16)と表すことができる。

$$j_{rr}(\omega_r) = \frac{4\pi\sigma_{rad}}{Ak_0^2} \langle \varphi_r^2(x) \rangle \quad (16)$$

さらに、モード形状の空間二乗平均 $\langle \varphi_r^2(x) \rangle$ に着目すると、モード質量 Λ_r の定義式から式(17)が成り立ち⁽⁴⁾、 $\langle \varphi_r^2(x) \rangle$ は、平板構造の質量 M およびモード質量 Λ_r を用いて式(18)と表現することができる。

$$\Lambda_r = \int_S \hat{m} \varphi_r^2(x) dx \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \langle \varphi_r^2(x) \rangle &= \frac{1}{A} \int_S \varphi_r^2(x) dx \\ &= \frac{1}{\hat{m}A} \int_S \hat{m} \varphi_r^2(x) dx = \frac{\Lambda_r}{\hat{m}A} = \frac{\Lambda_r}{M} \end{aligned} \quad (18)$$

よって式(16)、(18)より、ジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ は音響放射効率とパネル質量（質量 M およびモード質量 Λ_r ）を用いて式(19)と表される。

$$j_{rr}(\omega_r) = \frac{4\pi\sigma_{rad}\Lambda_r}{AMk_0^2} \quad (19)$$

したがって、式(19)にて求められるジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ の簡易式を式(6)に適用すると、応答加速度PSDは式(20)にて算出することが可能となる。式(20)に示す提案手法は、モード形状を含む積分計算を不要とし、従来手法より簡易化されている。以降3、4章で式(20)に示す提案手法の適用範囲を明確にする。なお、本稿の解析では、固有値解析を実施する際にモード質量 Λ_r を1に正規化し、モード形状を算出している。

$$S_a(x, \omega_r) \cong \frac{4\pi A \sigma_{rad} S_p(\omega_r)}{M k_0^2 \zeta_r^2 \Lambda_r} \varphi_r^2(x) \quad (20)$$

3. 四辺単純支持平板の拡散音場応答の解析解を用いた理論検証

3章では、四辺を単純支持されている平板の拡散音場加振時の応答の解析解を用いて、アルミ平板モデルを対象に、この解析解と提案手法であるジョイントアクセプタンスの簡易式による数値解析結果について比較考察を行い、提案手法の妥当性検討および適用範囲を明確にする。

3・1 四辺単純支持平板の拡散音場応答の解析解

図2に示す様に無限にバツフルされた矩形平板に、振幅 P_i の平面音波が偏角 θ 、 φ により入射している問題を考える。Roussos⁽⁸⁾は、平板からの放射音圧は、平板が剛体である場合の表面音圧に比べて無視できると仮定し、加振力としてブロック音圧を与え、モード解析により平板の振動応答を導いた。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、拡散音場での応答は、応答加速度 PSD を S_a 、拡散音場音圧を S_p として、応答加速度の時間二乗平均及び入射角平均により式(21)と表される。ここに、 $\langle \rangle_{\theta,\varphi}$ は入射角に関する平均演算を表す。

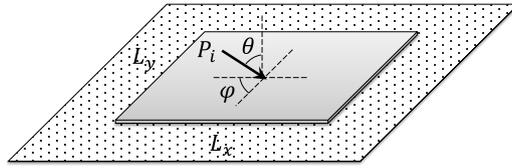


Fig.2 Rectangular plate subjected to diffuse sound field excitation

$$S_a(x, \omega) = \frac{16S_p(\omega)L_xL_y}{\hat{m}^2} \left\langle \left| \sum_m \sum_n \frac{\omega^2 \bar{I}_m \bar{I}_n \psi_{mn}(x, y)}{\omega^2 - \omega_{mn}^2 (1 + j\eta_{mn})} \right|^2 \right\rangle_{\theta,\varphi} \quad (21)$$

ここで、 η_{mn} は損失係数、 L_x 、 L_y は平板の二辺の長さ、 ω_{mn} と ψ_{mn} は、それぞれ x 方向 m 次、 y 方向 n 次の固有角振動数とモード形状である。また、 \bar{I}_m 、 \bar{I}_n は振動と音響の連成の強さを表すパラメータであり、 sgn を符号関数として、四辺を単純支持された矩形平板のみに対し、式(22)、(23)で求められる。

$$\bar{I}_m = \begin{cases} -\frac{j}{2} \text{sgn}(\sin \theta \sin \varphi) & ((m\pi)^2 = [\sin \theta \sin \varphi (\omega L_x / c_0)]^2) \\ \frac{m\pi \{1 - (-1)^m \exp[-j \sin \theta \sin \varphi (\omega L_x / c_0)]\}}{(m\pi)^2 - [\sin \theta \sin \varphi (\omega L_x / c_0)]^2} & ((m\pi)^2 \neq [\sin \theta \sin \varphi (\omega L_x / c_0)]^2) \end{cases} \quad (22)$$

$$\bar{I}_n = \begin{cases} -\frac{j}{2} \text{sgn}(\sin \theta \sin \varphi) & ((n\pi)^2 = [\sin \theta \sin \varphi (\omega L_y / c_0)]^2) \\ \frac{n\pi \{1 - (-1)^n \exp[-j \sin \theta \sin \varphi (\omega L_y / c_0)]\}}{(n\pi)^2 - [\sin \theta \sin \varphi (\omega L_y / c_0)]^2} & ((n\pi)^2 \neq [\sin \theta \sin \varphi (\omega L_y / c_0)]^2) \end{cases} \quad (23)$$

3章では、アルミ平板モデルを対象に検討を行うため、固有角振動数 ω_{mn} とモード形状 ψ_{mn} は、式(24)、(25)に示す、矩形単純支持平板の一般的な解析解により求めた。

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{D}{\hat{m}}} \left\{ \left(\frac{m\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L_y} \right)^2 \right\} \Bigg|_{\substack{m=1,2,3,\dots \\ n=1,2,3,\dots}} \quad (24)$$

$$\psi_{mn}(x, y) = \frac{2}{\sqrt{L_x L_y \hat{m}}} \sin \left(\frac{m\pi x}{L_x} \right) \sin \left(\frac{n\pi y}{L_y} \right) \Bigg|_{\substack{m=1,2,3,\dots \\ n=1,2,3,\dots}} \quad (25)$$

3・2 アルミ平板モデルを用いた理論検証

提案手法である，音響放射効率を用いたジョイントアクセプタンスの簡易式の理論検証のため，アルミ平板モデル (1.0m×0.7m) を対象とした，拡散音場負荷時の応答加速度 PSD の比較を行う．応答の評価点は (0.4m, 0.3m) とする．比較する計算手法は，解析解 (Analytical Solution, 式(21))，従来のジョイントアクセプタンスによる応答解析 (Joint Acceptance, 式(6))，提案手法による応答解析 (Proposed Method, 式(20)) である．対象モデルの固有振動数 (48 次, 2500Hz まで) を表 1 に，解析用パラメータを表 2 に示す．減衰比は一律 0.03，負荷音圧 (入力条件) は一律 0.5Pa²/Hz とした．対象モデルのコインシデンス周波数 f_c は 1172Hz である．

Table1 Eigenvalue analysis result by Analytical Solution

Mode No.	Freq. [Hz]								
1	75.0	11	666.7	21	1199.5	31	1660.9	41	2145.5
2	148.9	12	674.7	22	1258.4	32	1692.6	42	2198.3
3	225.9	13	817.6	23	1282.6	33	1779.2	43	2205.8
4	272.2	14	829.7	24	1340.4	34	1836.0	44	2383.0
5	299.9	15	847.3	25	1356.5	35	1874.3	45	2427.7
6	423.2	16	903.7	26	1409.3	36	1910.0	46	2449.9
7	444.8	17	937.9	27	1421.4	37	2013.1	47	2466.0
8	477.5	18	1026.9	28	1479.8	38	2030.7	48	2490.1
9	551.5	19	1069.2	29	1628.2	39	2033.3	49	2515.8
10	595.7	20	1088.8	30	1652.4	40	2047.4	50	2564.1

Table2 Parameters used for analysis

Parameters	Symbol	Value	Parameters	Symbol	Value
Area	A	1.0×0.7 m	Sonic speed	c_0	340 m/s
Mass	M	18.76kg	Air density	ρ	1.21
Material	-	Aluminium	Element length	-	0.05 m
Thickness	t	0.01 m	Node number	-	315
Poisson's ratio	ν	0.33	Frequency range	-	20 - 2500Hz
Young's modulus	E	7.06e+10 Pa	Mode number	-	48
Structural Density	ρ_s	2.68e+3 kg/m ³	Boundary condition	-	Simple support

まず，ジョイントアクセプタンスを用いた応答解析において， $j_{rs}(\omega)$ を含む項の影響は応答に対して小さいとする仮定の妥当性検証のため， $j_{rs}(\omega)$ の項を含む解析 (式(1)) と $j_{rs}(\omega)$ の項を無視した解析 (式(5)) による応答加速度 PSD を比較した．PSD の比較を図 3 に，式(1)と式(5)の差分を図 4 に示す．この結果， $j_{rs}(\omega)$ を含む項を無視した式(5)は，式(1)と比較して全周波数で 2dB 以内で一致しており，近似仮定の妥当性が確認できる．これは，低周波数における $|Z_r(\omega)|^2 \ll |Z_r(\omega)Z_s^*(\omega)|$ の成立に加え，モードの直交性から高周波数においても $j_{rs}(\omega)$ の影響が小さいためと考えられる．したがって，提案手法の評価では， $j_{rr}(\omega)$ の項のみを考えて計算を行う．

次に，従来手法，提案手法および解析解との比較を行った．拡散音場負荷時の $j_{rr}(\omega)$ の比較結果を図 5，6 に，応答加速度 PSD の比較結果を図 7，8 にそれぞれ示す．図 5，6 より 12 次以上の周波数において 2dB 以内の精度で両手法の $j_{rr}(\omega)$ が一致しており，数値積分を行う従来手法と，数値積分を不要とする提案手法で同等の解析結果が得られていることがわかる．一方，12 次以下の周波数において提案手法の精度が低下するのは，計算に用いる音響放射効率 σ_{rad} は式(13)に示す近似解を用いており，この近似精度に起因すると考えられる．また，応答加速度 PSD に着目すると，図 7，8 より，高周波数では，提案手法による応答が Joint Acceptance を用いた応答よりも解析解に対し精度が良い結果となっている．この差分は図 5，6 で得られた $j_{rr}(\omega)$ の誤差量と同等であるが，これは，Joint Acceptance の場合，構造を表 2 に示す要素長でメッシュ化した構造数学モデルを元にモード形状を求め，このモード形状を取り入れた数値積分を行っており，数値積分による離散化誤差があるためと考えられる．一方，提案手法では数値積分を行わず，モード形状の空間二乗平均を取り入れることで，離散化誤差による影響が低減されていると考えられる．

以上より、モード形状を取り入れた数値積分を不要とする提案手法は、高周波数に限定して従来手法の代替手法として適用可能であり、安全側の予測を考慮すると、コインシデンス周波数 f_c 以上の周波数に対して適しているといえる。

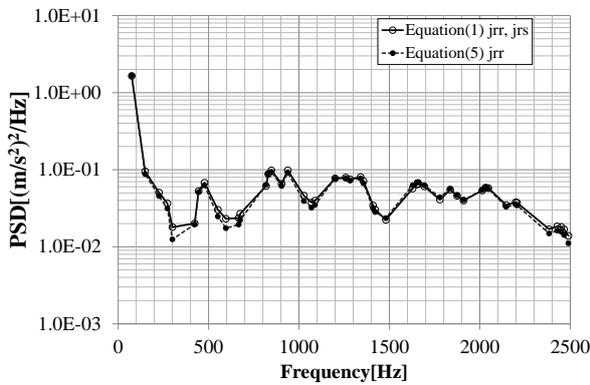


Fig. 3 Vibration response comparison between equation(1) and (5)

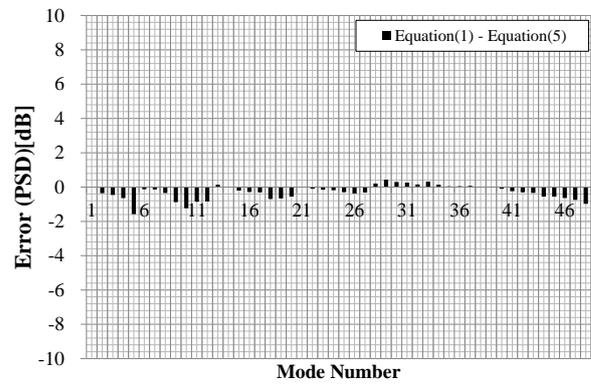


Fig. 4 The error of equation (5)

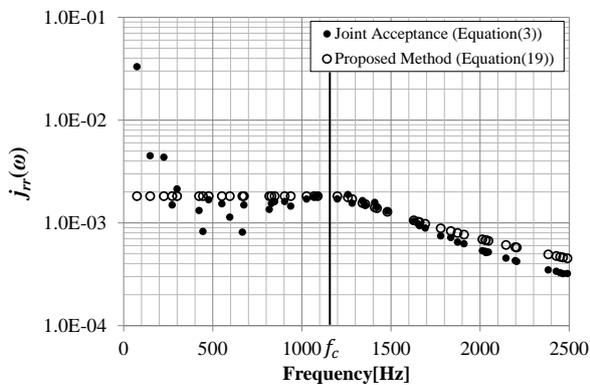


Fig. 5 Comparison between proposed method and joint acceptance

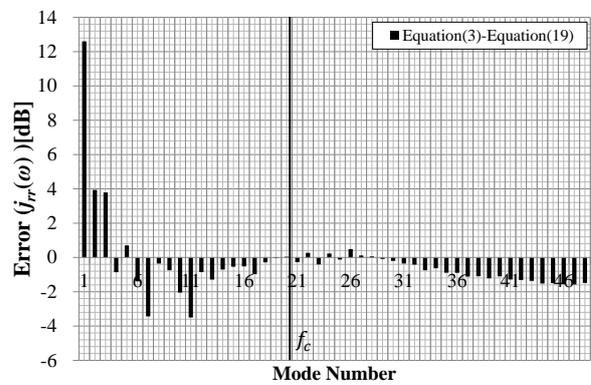


Fig. 6 The error of proposed method

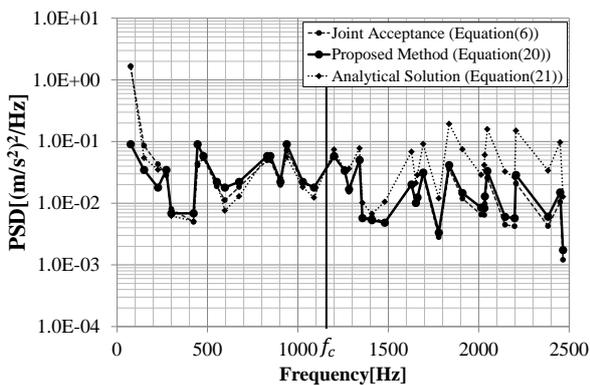


Fig. 7 Vibration response comparison between equation(6),(20) and (21)

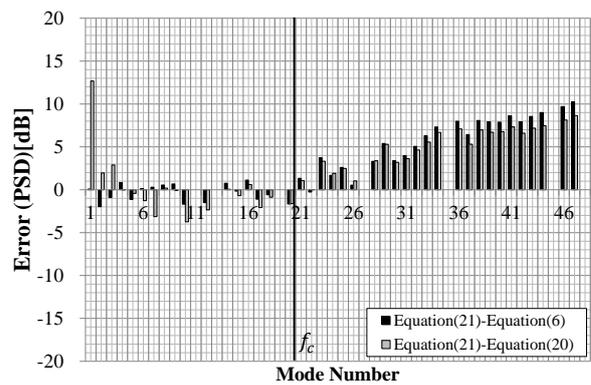


Fig. 8 The error between equation(6),(20) and (21)

4. 音響加振実験による提案手法の実用性検討

提案手法である、ジョイントアクセプタンスの簡易式を用いた簡易音響振動解析手法（式(20)）の実用性検討のため、音響加振実験による実験検証を行った。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 1600m³ 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 1607m³（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。実験のコンフィギュレーション写真を図 9 に示す。実験検

証には、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た音響加振実験結果を用いて、拡散音場負荷時の $j_{rr}(\omega)$ および応答加速度 PSD の比較を行った。比較に用いた結果は、音響試験結果 (Acoustic Test)、提案手法 (Proposed Method)、従来手法 (Joint Acceptance)、JANET (P99/90) である。JANET⁽⁹⁾は SEA をベースとして著者らが開発・運用してきた音響振動解析システム(Jaxa Acoustic Analysis NETwork system)であり、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うものである。また、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した。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⁽⁷⁾。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 (プリポスト: IDEAS 11 m4, ソルバ: IDEAS 付属 NX Nastran 準拠ソルバ) を用いた。構造数学モデルの固有振動数を表 3 に、ハニカムパネルの諸元、解析パラメータを表 4 に示す。ハニカムパネルに対しては、表皮(Skin)およびコア(Core)の諸元から、1 枚の均質パネルとして算出した等価パラメータ(equivalence)⁽⁹⁾ を 3 章の解析と同様に入力として与えた。解析に用いる減衰比 ζ_r は式(26)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 η_r と周波数の関係を式(27)で与えた⁽⁷⁾。拡散音場の音圧 PSD (入力条件) は図 12 に示す。

$$\zeta_r = \eta_r / 2 \quad (26)$$

$$\eta_r = \begin{cases} 0.1 & (f < 250 \text{ Hz}) \\ 25/f & (f > 250 \text{ Hz}) \end{cases} \quad (27)$$

Table3 Eigenvalue analysis result by FEM

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)	ρ_c	2.50e+1 kg/m
Material(Skin)	-	Aluminium	Shear elastic modulus(Core)	G_c	1.340e+8 Pa
Poisson's ratio(Skin)	ν_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	ρ_0	1.21
Density(Skin)	ρ_s	2.70e+3 kg/m ³	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)	ρ_{eqv}	2.141e+2 kg/m ³	Boundary condition	-	Simple support
Material(Core)	-	Aluminium	Coincidence frequency	f_c	476Hz



Fig. 9 Test configuration in reverberant chamber

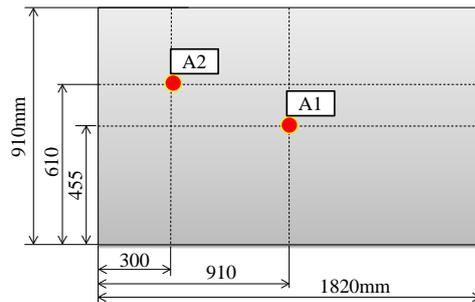


Fig. 10 Measurement points of honeycomb panel

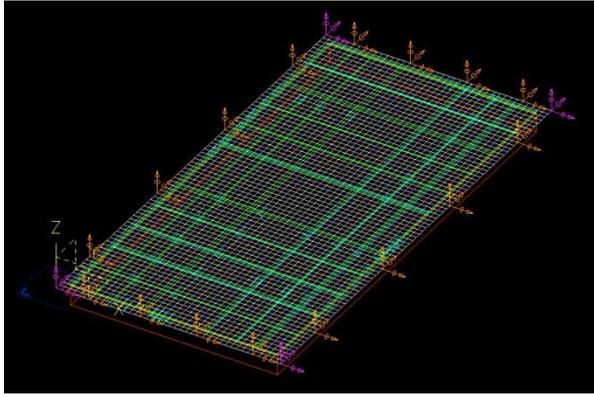


Fig. 11 Finite element model of honeycomb panel

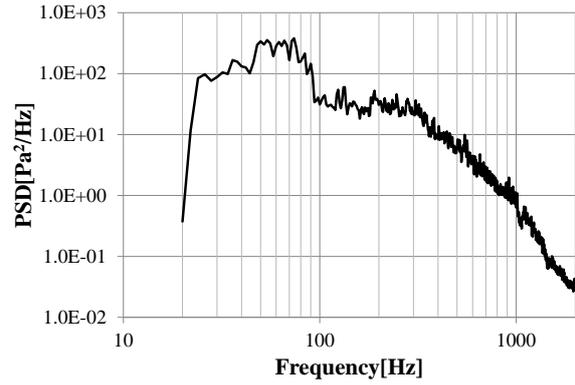


Fig. 12 Acoustic test level of honeycomb panel

図 13, 14 に $j_{rr}(\omega)$ の比較を, 図 15, 16 に解析結果と音響加振実験結果の比較を示す. 図 13, 14 よりコインシデンス周波数 f_c 以上の周波数において, 提案手法と Joint Acceptance が 2dB 以内で一致し, 本手法が高周波数に適していることが確認できる. また, 図 15, 16 より, JANET を含め 4 者の応答を比較すると, 高周波数では Joint Acceptance と同等の解析結果になっており, JANET よりも実験結果と周波数分布の傾向が類似している. この結果から, 提案手法は, 高周波数において適した手法であることがわかる. また, 提案手法では, コインシデンス周波数 f_c を 1 つの指標として, 周波数に応じて従来の Joint Acceptance と使い分けることで, 高周波数のランダム振動環境を見積もることができ, 実用性が期待できる手法といえる. さらに, 提案手法はモード形状を含む数値積分を不要とし, 評価点のモード形状のみから音響振動予測が可能であることから, 平板以外の円筒形のモデルにも適用する等, 実用化の幅を広げることが期待できる.

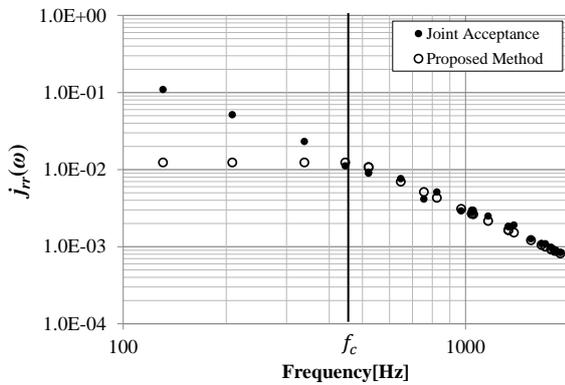


Fig. 13 Comparison between proposed method and joint acceptance

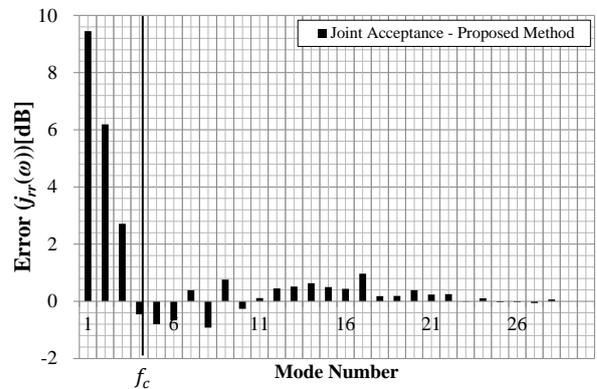


Fig. 14 The error of proposed method

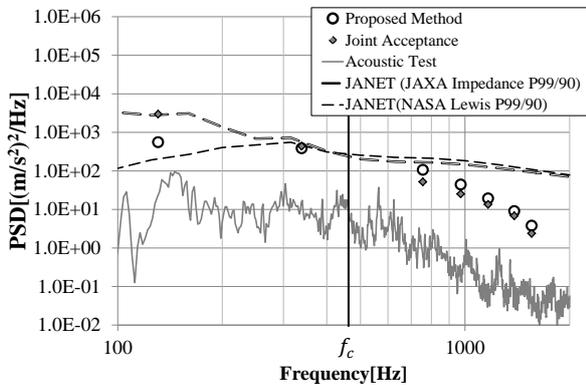


Fig. 15 Vibration response comparison between results of A1

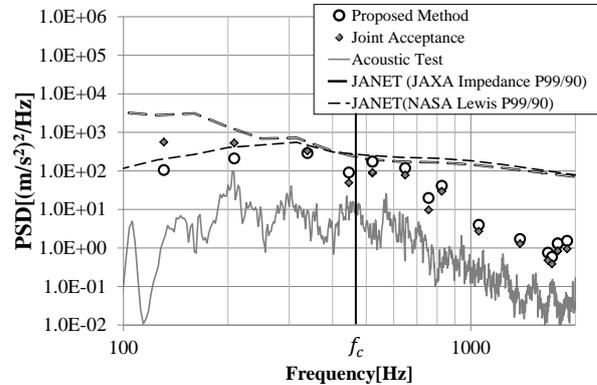


Fig. 16 Vibration response comparison between results of A2

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構体パネルについて、音響放射効率とパネル質量を用いたジョイントアクセプタンスの簡易式による音響振動解析手法に関する研究を行った。本研究の成果として結論を以下の通りまとめる。

- (1) 従来手法を用いた応答解析における近似仮定の妥当性を検証し、 $j_{rs}(\omega)$ を含む項の影響は全体の応答に対して小さいことを示し、応答解析においては $j_{rr}(\omega)$ を含む項のみを考えれば良いことを示した。
- (2) モード形状を含む数値積分が不要な、音響放射効率とパネル質量を用いたジョイントアクセプタンスの簡易式による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。また、拡散音場加振を受けるアルミ平板モデルを対象に従来手法と提案手法の比較を行い、提案手法の妥当性検証および適用範囲の明確化を行った。
- (3) 宇宙機パネルを対象に、音響加振実験結果および提案手法を比較し、コインシデンス周波数以上の周波数において、提案手法は実験結果と周波数分布の傾向がよく一致することを示した。

今後は、実用化へ向けて、機器搭載パネルに対しての適用検討を行い、複数機器が搭載された際の相互影響を考慮した応答予測手法の検討や、搭載機器の個数や質量、配置等による近似方法の明確化を行う。

文 献

- (1) 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.
- (2) 宇宙航空研究開発機構(Japan Aerospace Exploration Agency), “構造設計標準”, JERG-2-320A -NOTICE-1(2013) .
- (3) 赤城弘樹, 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宇宙機パネル上搭載機器の簡易音響振動解析”, 第 54 回宇宙科学連合講演会講演集, 3J08.
- (4) Frank Fahy, *Sound and Structural Vibration*(1985), Academic Press.
- (5) Earl G Williams, “A series expansion of the acoustic power radiated from planar sources”, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.73, No5 (1983), pp1520-1524.
- (6) Mark E. McNelis, “A Modified VAPEPS Method for Predicting vibroacoustic Response of Unreinforced Mass Loaded Honeycomb Panels”, *NASA Technical Memorandum 101467*(1989).
- (7) 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.
- (8) L.A. Roussos, “Noise transmission loss of a rectangular plate in an infinite baffle”, *NASA Technical Paper 2398* (1985), pp4-6.
- (9) 宇宙航空研究開発機構(Japan Aerospace Exploration Agency), “音響振動解析システム (JANET, JAXA acoustic analysis network system) ユーザーズマニュアル”, GCA-2006011A (2007).