

高周波ランダム振動環境に対する宇宙機構造の設計条件設定に関する研究*

赤城 弘樹^{*1}, 安藤 成将^{*1}, 柳瀬 恵一^{*1}, 施 勤忠^{*1}

Determination of Design Specification for Random Vibration Environment of Spacecraft Structures

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

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

Spacecraft subsystems with large surface area are exposed to the severe broadband random vibration during its launch. It has been empirically assumed that the dominant source of this random vibration environment is direct acoustic load inside a launch vehicle fairing rather than structural vibration transmission from attachment of spacecraft system. The design of spacecraft subsystems, therefore, have been normally verified by acoustic test. In recent years, however, as the needs for various space missions arise, the number of structurally-complex spacecrafts, which is hard to promptly find dominant source of random vibration, is on the increase. This provides the motivation for the present work in order to determine the critical random vibration environment for the design specification of spacecraft subsystems. In this paper, a simple calculation method employing joint acceptance and effective mass is proposed. This method is applied to small-sized satellite, and the validity of the method is experimentally shown for both diffuse acoustic and random vibration environments.

Key Words : Design, Sound and Acoustics, Random Vibration, Spacecraft Subsystem, Joint Acceptance, Effective Mass, Diffuse Sound Field, Space Engineering

1. 結 論

宇宙機に搭載される太陽電池パドル等の大型サブシステム構造（以下、簡単に「サブシステム」と呼ぶ）は、ロケット打上げ時に広帯域ランダム振動環境に曝される。このランダム振動は、ロケット打上げ時のエンジン排気流と周辺空気の干渉により生じる音響による空気伝搬の加振や、遷音速到達時に発生する衝撃波等によるフェアリング構造への流体加振、そして、宇宙機システム（全機構造）からの構造振動伝搬によるものである。従来は、宇宙機システムからの構造振動伝搬よりもフェアリング内部音響による直接的な音響負荷が支配的な加振源であると考えられ、サブシステムには、音響負荷時に発生するランダム振動環境が設計条件となり、音響環境での耐性検証（音響試験）が要求されてきた⁽¹⁾⁽²⁾。

昨今の宇宙機開発では、ミッションの多様化に伴い、音響負荷の影響を受けやすい大表面積を有するサブシステムであり、かつ構造伝搬によるランダム振動も無視できない複雑構造の宇宙機も開発されている。このような場合、基本設計初期に、音響に晒される構造表面積や宇宙機システムからの振動伝搬経路等の構造様式を考慮し、サブシステムに対しクリティカルな環境条件を適切に判断して、設計条件を与える必要がある。従来、Williamらにより、音響加振と構造振動伝搬によるランダム振動環境のクリティカルリティ（構造負荷の度合い）の違いを比較する簡易的な手法が提案され⁽³⁾、著者らはこれを元に設計条件設定の一手法として、音響加振を受ける構造表

* 原稿受付 2013年5月17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

面の面密度が小さい構造ほど音響負荷の影響を受けやすいとする簡易計算手法を提案し、宇宙機への適用検討を進めてきた⁽⁴⁾。しかし、音響加振および構造振動伝搬ともにランダム振動応答が最大となるような仮定を含む手法であり、構造のクリティカルモードを対象とせず、周波数域に応じた設計条件が検討できなかった。また、過去の実績を基にした「経験則」や、音響加振に境界要素法 (BEM, Boundary Element Method)、構造伝達のランダム振動に有限要素法 (FEM, Finite Element Method) を用いて応答計算を行う「数値解析」があるが、経験則では、大量のデータが必要であることや新規構造への適用が困難であること、数値解析では、全構造モードを取り込む計算や解析モデルおよび解析結果の不確定性に対する評価が煩雑であり、実機適用が進んでいない。

そこで、本稿では、面密度を用いた手法や数値解析に代わる手法として、ジョイントアクセプタンス⁽⁵⁾および有効質量の概念を用いて、大型サブシステム構造のランダム振動環境に対する設計条件を検討するための簡易計算手法を提案する。提案手法では、音響試験及びランダム振動試験 (ベース加振) でクリティカルなモードのみをそれぞれ抽出し、それらのジョイントアクセプタンスと有効質量を計算することで、音響加振とベース加振の違いによるランダム振動環境のクリティカルリティの違いをモード別に判断することが出来、解析モデル等の不確定性に対する評価もし易い。これは、音響加振力 (音圧) およびベース加振力 (加速度) に対する構造の応答のし易さを、ジョイントアクセプタンスや有効質量により表現することが出来ることによる。宇宙機的设计初期段階では、設計検証に必要な情報が不十分な場合が多いが、提案手法を用いることで、ある程度限定された情報 (設計初期の構造数学モデル) からランダム振動環境に対する、試験検証手段を簡易に比較検討することができる。

本稿では、提案手法の理論を述べた上で、提案手法を小型技術実証衛星の拡散音場加振およびベース加振ランダム振動に適用し、音響加振実験およびランダム振動実験の結果と比較し、理論検証、実用性について検討する。

2. 面密度を用いた簡易検討手法⁽³⁾⁽⁴⁾

本章では、図1に示す様に、ランダム振動環境に曝されるサブシステム構造 (以下、「構造」) を1自由度振動系モデルと仮定し、音響に曝される構造の面密度 (質量÷表面積) を用いて、音響加振とベース加振の違いによるランダム振動環境のクリティカルリティの違いを見積もる手法 (以下、「従来手法」と呼ぶ) を示す。本手法は、Williamらにより提案された、音響加振と同等外力となるベース加振の等価加速度パワースペクトル密度の概念⁽³⁾を元に、著者らが検討を進めてきた、音響加振を受ける構造表面の面密度が小さい構造ほど音響負荷の影響を受けやすいとする簡易計算手法である⁽⁴⁾。

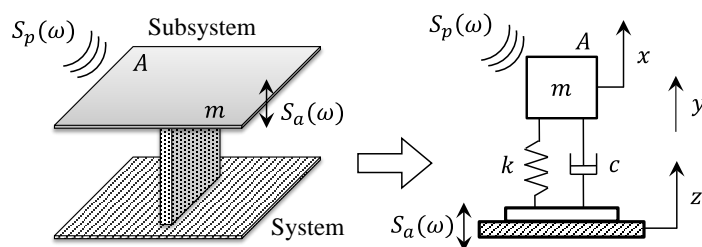


Fig.1 1DOF Model in Diffuse Acoustic Field and Base Excitation

図1において、 m を構造質量、 A を音響に曝される構造の表面積とする。同一モデルが音響加振とベース加振を受ける場合をそれぞれ考える。音響加振を受ける場合、構造の絶対変位を x 、ベース加振を受ける場合、構造のベース加振に対する相対変位を y 、ベースの絶対変位を z とする。共振時 (固有角周波数 ω_r) に着目すると、構造の応答変位は同等と見なせることから、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 $S_p(\omega_r)$ であるとする。音響加振と同等外力となるベース加振の等価加速度パワースペクトル密度 $S_{a_eq}(\omega_r)$ は式(1)で表されることが文献(4)にて示されている。

$$S_{a_eq}(\omega_r) = \left(\frac{C_r A}{m}\right)^2 S_p(\omega_r) \quad (1)$$

ここで、 C_r は構造と音場の連成度合いを表し、 $0 \leq C_r \leq 1$ を満たす係数（以下、「連成係数」）とし、 C_r が大きいほど構造振動応答が大きくなるものとして用いられている。次に、音響加振とベース加振の違いによるランダム振動環境の構造に対するクリティカルリティを判定するために、図1に示す1自由度振動系の応答実効値を求める。実効値の算出にはランダム応答スペクトラム(RRS, Random Response Spectrum)解析⁽⁶⁾を用いるが、式(2)に示すMilesの式⁽⁷⁾および式(3)に示す加速度-速度の関係を用いて、RRS解析による応答加速度実効値 \ddot{x}_{rms} 、速度実効値 \dot{x}_{rms} を近似的に計算することが可能である。ここで、 ζ_r を減衰係数比、 $S(\omega_r)$ を入力加速度パワースペクトル密度、 Q を共振倍率($=1/(2\zeta_r)$)とする。

$$\ddot{x}_{rms} \approx \sqrt{\frac{\omega_r}{4} Q \cdot S(\omega_r)} \quad (2)$$

$$\dot{x}_{rms} = \ddot{x}_{rms} / \omega_r \quad (3)$$

Milesの式を用いると、1自由度振動系で表される構造に対し、音響加振時とベース加振時の応答加速度実効値(\ddot{x}_{rms} , \ddot{y}_{rms})および速度実効値(\dot{x}_{rms} , \dot{y}_{rms})の比を、式(4)の様に表すことが出来る。この値が1より大きくなると、音響試験の負荷はベース加振の負荷を上回ると推測される。

$$\frac{\ddot{x}_{rms}}{\ddot{y}_{rms}} = \frac{\dot{x}_{rms}}{\dot{y}_{rms}} \approx \frac{\sqrt{\frac{\omega_r}{4} Q \cdot S_{a,eq}(\omega_r)}}{\sqrt{\frac{\omega_r}{4} Q \cdot S_a(\omega_r)}} = \frac{\sqrt{\frac{\omega_r}{4} Q \cdot S_p(\omega_r) \cdot \left(\frac{C_r \cdot A}{m}\right)^2}}{\sqrt{\frac{\omega_r}{4} Q \cdot S_a(\omega_r)}} = \frac{\sqrt{S_p(\omega_r)}}{\sqrt{S_a(\omega_r)}} \cdot \frac{C_r \cdot A}{m} \quad (4)$$

さらに、式(4)より、音響加振時の振動応答が最大となるケースを仮定すると、 $0 \leq C_r \leq 1$ より、音響加振がベース加振よりも構造へ大きな負荷を与える条件は式(5)となる。

$$\frac{m}{A} < C_r \frac{\sqrt{S_p(\omega_r)}}{\sqrt{S_a(\omega_r)}} < \frac{\sqrt{S_p(\omega_r)}}{\sqrt{S_a(\omega_r)}} \quad (5)$$

これは、音響に曝される構造の面密度が、音響試験の音圧パワースペクトル密度 $S_p(\omega_r)$ 、ランダム振動試験のベース加速度パワースペクトル密度 $S_a(\omega_r)$ および、連成係数 C_r から求まる値より小さければ、音響加振がベース加振よりも構造に大きな負荷を与えることを意味する条件である。

3. ジョイントアクセプタンスと有効質量を用いた簡易検討法

従来手法では、サブシステム構造を1自由度振動系と仮定し、構造を剛質点、連成係数 C_r に最大値1を与え、構造数学モデルを用いた詳細解析は省略していた。本稿では、音響加振およびベース加振に対する構造の応答のし易さを、音場のクロススペクトルと構造のモード形状を用いたジョイントアクセプタンスや、構造の振動応答に寄与するパラメータである有効質量により表現し、これらを用いた音響加振とベース加振に対する応答指標を比較することで、加振方法の違いによるランダム振動環境の構造に対するクリティカルリティの違いを見積る手法を提案する。実構造では、構造数学モデルの不確かさが存在するため、手法適用にあたっては全構造モードに対して解析するのではなく、振動応答に寄与する有効質量の大きいモードのみを取り出して解析を行う。詳細理論は、3.1節以降に示す。

3.1 ジョイントアクセプタンスを用いた簡易音響振動応答解析

図1と同サブシステムに対し、図2に示す、音響加振を受けるサブシステム構造のみ取り出したモデルを考える。構造の r 次モードについて、 Λ_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と、拡散音場中の構造の点 x における応答加速度パワースペクトル密度 $S_{a,jrr}^{diff}(x, \omega)$ は式(6), (7)で求められる⁽⁵⁾。

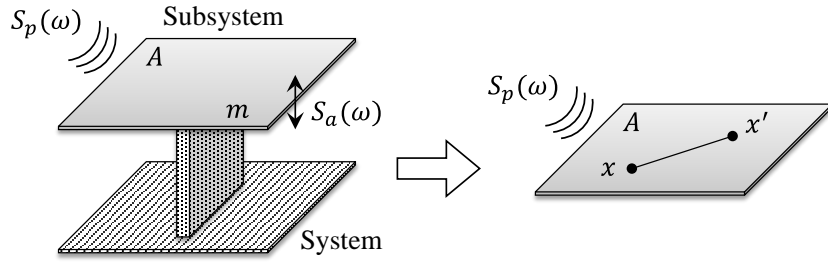


Fig.2 Flat Panel in Diffuse Sound Field

$$S_{a,jrr}^{diff}(x, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{4A^2 S_p(\omega) j_{rr}(\omega)}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x) \omega^4 \quad (\omega = \omega_1, \omega_2 \dots) \quad (6)$$

$$Z_r(\omega) = -\omega^2 + j2\zeta_r \omega_r \omega + \omega_r^2 \quad (7)$$

式(6)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 $C_p(x, x', \omega)$ 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。

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

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

ここで、 k_0 は音場の波数($=\omega/c_0$)、 c_0 は空気中の音速である。以上より、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(6)により構造の応答加速度パワースペクトル密度が求まる。本稿では、固有角周波数 ω_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は隣接モードの影響を受けないと仮定し、式(6)のモード重ね合わせを無視すると式(10)が成り立つ。なお、式(10)は音響と構造の非連成モデルであり、音場の回折を無視したモデルである。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。

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

3・2 有効質量を用いたランダム振動解析

図1と同サブシステムに対し、図3に示すベース加振を受けるサブシステム構造のみ取り出したモデルを考える。本節では、ベース部が加速度パワースペクトル密度 $S_a(\omega)$ （面外方向加振のみ）を受ける場合を考える⁽⁸⁾。構造の r 次モードについて、モード加速度応答 \ddot{q}_r は式(11)で表される⁽⁸⁾。

$$\ddot{q}_r(\omega) = \frac{\omega^2 T_r}{\Lambda_r Z_r(\omega)} S_a(\omega) \quad (11)$$

ここで、 T_r は面外方向のベースの剛体運動と構造の r 次モードの加速度応答との連成度合いを表す刺激係数 (Modal Participation Factor) である⁽⁹⁾。このモード加速度応答 $\ddot{q}_r(\omega)$ を用いて、ベース加振 $S_a(\omega)$ を受ける構造の点 x における応答変位 $W(x)$ 、応答変位パワースペクトル密度 $S_{w,me}^{rand}(x, \omega)$ は式(12)、(13)で求められる。

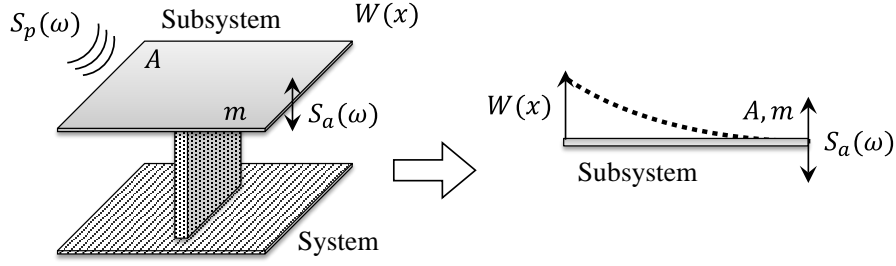


Fig.3 Flat Panel excited by Base Plate

$$W(x, \omega) = \varphi_R^z(x) S_a(\omega) + \sum_{r=1}^{\infty} \dot{q}_r(\omega) \varphi_r(x) \cong \sum_{r=1}^{\infty} \dot{q}_r(\omega) \varphi_r(x) \quad (12)$$

$$S_{w,me}^{rand}(x, \omega) \cong \sum_{r=1}^{\infty} S_{q_r}(\omega) \varphi_r^2(x) + \sum_{r \neq s} S_{q_r q_s}(\omega) \varphi_r(x) \varphi_s(x) \quad (13)$$

$\varphi_R^z(x)$ は拘束モード (constraint mode) のモード形状であり、以下では、弾性モードが励起されている状態を考慮する為、応答変位に対して拘束モードが無視出来るほど小さいと仮定すると、式(12)の近似が成り立つ。ここで、 S_{q_r} は r 次モードの応答変位パワースペクトル密度、 $S_{q_r q_s}$ は r, s 次のクロススペクトル密度である。 S_{q_r} は、式(14)に示す有効質量 m_{er} 、式(15)、(16)に示す伝達関数 $H(\omega)$ を用いて、式(17)で求められる。

$$m_{er} = T_r^2 / \Lambda_r \quad (14)$$

$$H(\omega) = \frac{T_r}{\Lambda_r Z_r(\omega)} \quad (15)$$

$$|H(\omega)|^2 = \frac{T_r^2}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} = \frac{m_{er}}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \quad (16)$$

$$S_{q_r}(x, \omega) = |H(\omega)|^2 S_a(\omega) \quad (17)$$

r 次モードの応答変位のクロススペクトル密度が無視出来るほど小さいと仮定すると、ベース加振による応答変位パワースペクトル密度および応答加速度パワースペクトル密度は式(18)、(19)と表される。

$$S_{w,me}^{rand}(x, \omega) \cong \sum_{r=1}^{\infty} (S_{q_r}(\omega) \varphi_r^2(x)) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega)}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x) \quad (18)$$

$$S_{a,me}^{rand}(x, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega)}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x) \omega^4 \quad (19)$$

3.1節と同様に、固有角周波数 ω_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は隣接モードの影響を受けないと仮定し、式(19)のモード重ね合わせを無視すると式(20)が成り立つ。

$$S_{a,me}^{rand}(x, \omega_r) \cong \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega_r)}{\Lambda_r \cdot 4\zeta_r^2} \varphi_r^2(x) \cong \frac{m_{er} S_a(\omega_r)}{\Lambda_r \cdot 4\zeta_r^2} \varphi_r^2(x) \quad (20)$$

3・3 ベース加振ランダム振動試験による設計検証要否を検討するための計算手法

音響加振とベース加振による構造振動伝搬との違いによる、サブシステム構造に対するランダム振動環境のクリティカルリティを比較検討するため、ジョイントアクセプタンスを用いた簡易音響振動解析による応答加速度パワースペクトル密度 (式(10)) と有効質量を用いた振動解析による応答加速度パワースペクトル密度 (式(20)) を用いた計算手法を提案する。式(21)に示す様に、双方の応答加速度パワースペクトル密度の比を求めると、共通項 ($\varphi_r^2(x)$, Λ_r , $4\zeta_r^2$) を約分すること出来る。この結果、式(22), (23)に示す音響加振とベース加振に対する応答指標 I_a , I_r を比較することで、構造に対応するランダム振動環境のクリティカルリティを比較することが出来る。

本稿では、式(22), (23)に示す音響加振とベース加振に対応する応答指標 I_a , I_r の比較による、構造に対するランダム振動環境のクリティカルリティの判定手法を実験結果を用いて検証する。

$$\frac{S_{a,jrr}^{diff}(x, \omega_r)}{S_{a,me}^{rand}(x, \omega_r)} \cong \frac{\frac{4j_{rr}(\omega_r)A^2S_p(\omega_r)\varphi_r^2(x)}{\Lambda_r^2 \cdot 4\zeta_r^2}}{\frac{m_{er}S_a(\omega_r)}{\Lambda_r \cdot 4\zeta_r^2}\varphi_r^2(x)} = \frac{I_a}{I_r} \quad (21)$$

$$I_a = 4j_{rr}(\omega_r)A^2S_p(\omega_r) \quad (22)$$

$$I_r = m_{er}\Lambda_rS_a(\omega_r) \quad (23)$$

次に、従来手法との手法の比較を行うため、応答速度実効値での比較を考える。式(6), (19)より、音響加振及びベース加振を受ける構造の応答速度パワースペクトル密度 $S_{v,jrr}^{diff}(x, \omega)$, $S_{v,me}^{rand}(x, \omega)$ は式(24), (25)で表される。

$$S_{v,jrr}^{diff}(x, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{4A^2j_{rr}(\omega)S_p(\omega)}{\Lambda_r^2|Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x)\omega^2 \quad (24)$$

$$S_{v,me}^{rand}(x, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er}S_a(\omega)}{\Lambda_r|Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x)\omega^2 \quad (25)$$

応答速度実効値は、応答速度パワースペクトル密度の周波数積分 (区間 $[0, \infty]$) から求められる。数学公式⁽¹⁰⁾より導かれる式(26)を用いて、音響加振及びベース加振を受ける構造の応答速度実効値の二乗値は式(27), (28)となる。

$$\int_0^{\infty} \left| \frac{j\omega}{Z_r(\omega)} \right|^2 d\omega = \int_0^{\infty} \left| \frac{j\omega}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega\omega_r} \right|^2 d\omega = \frac{\pi}{4\zeta_r\omega_r} \quad (26)$$

$$\{S_{v,jrr}^{diff}(x)\}_{rms}^2 \cong \int_0^{\infty} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{4A^2j_{rr}(\omega)S_p(\omega)}{\Lambda_r^2|Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x)\omega^2 d\omega = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\pi A^2j_{rr}(\omega_r)S_p(\omega_r)}{\Lambda_r^2\zeta_r\omega_r} \varphi_r^2(x) \quad (27)$$

$$\{S_{v,me}^{rand}(x)\}_{rms}^2 \cong \int_0^{\infty} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er}S_a(\omega)}{\Lambda_r|Z_r(\omega)|^2} \varphi_r^2(x)\omega^2 d\omega = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\pi m_{er}S_a(\omega_r)}{4\Lambda_r\zeta_r\omega_r} \varphi_r^2(x) \quad (28)$$

式(27), (28)より、構造の r 次モードに着目し応答速度実効値を比較すると、式(29)となる。

$$\frac{\{S_{v,jrr}^{diff}(x, \omega_r)\}_{rms}}{\{S_{v,me}^{rand}(x, \omega_r)\}_{rms}} = \frac{\sqrt{\frac{\pi A^2j_{rr}(\omega_r)S_p(\omega_r)}{\Lambda_r^2\zeta_r\omega_r} \varphi_r^2(x)}}{\sqrt{\frac{\pi m_{er}S_a(\omega_r)}{4\Lambda_r\zeta_r\omega_r} \varphi_r^2(x)}} = \sqrt{\frac{4A^2j_{rr}(\omega_r)S_p(\omega_r)}{m_{er}\Lambda_rS_a(\omega_r)}} = \frac{\sqrt{S_p(\omega_r)}}{\sqrt{S_a(\omega_r)}} \cdot \frac{2\sqrt{j_{rr}(\omega_r)} \cdot A}{\sqrt{m_{er}\Lambda_r}} \quad (29)$$

式(4), (29)を比較すると, ジョイントアクセプタンスおよび有効質量の概念を用いた提案手法は, 面密度を用いた従来手法と比較し, 式(30), (31)に示す対応関係があり, 剛質量 m を有効質量とモード質量を用いて表現, 連成係数 C_r をジョイントアクセプタンスを用いて表現することにより, 式(21)~(23)では, 従来手法では不十分であった, 構造のクリティカルなモードでの評価が可能になることがわかる.

$$m \cong \sqrt{m_{er}A_r} \tag{30}$$

$$C_r \cong 2\sqrt{j_{rr}(\omega_r)} \tag{31}$$

4. 実験結果を用いた提案手法の理論検証

4.1 音響加振実験およびランダム振動実験

提案手法の理論検証, 実用性検討のため, 小型実証衛星 1 型 (SDS-1, Small Demonstration Satellite) の熱構造モデル (STM, Structural Thermal Model) を供試体とする, 音響加振実験及びランダム振動実験を行った. SDS-1 は, 軌道上での様々な技術実証を目的とした人工衛星であり, 2009 年 1 月 23 日に H-IIA ロケット 15 号機によって打上げられた. 形状は 70cm×70cm×60cm の直方体であり, 質量約 100kg の小型衛星である.

音響加振実験は, 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 141.5dB であり, SDS-1 太陽電池パネル (SAP, Solar Array Panel) の面外方向加速度の計測を行った (SAP1-Y). 音響加振実験では, ペイロードアタッチフィッティング (PAF, Payload Attach Fitting) を用いて SDS-1 を固定し, ロケット打上げ時の境界条件を模擬している.

一方, ランダム振動実験は, 同センター構造試験棟 13.6 トン振動試験設備で行った. 本試験での加振周波数範囲は 20Hz から 2000Hz, 加振軸は Z 軸, 加振レベルは 7.8Grms であり, 音響加振実験と同計測点の SAP 上の面外方向加速度の計測を行った. 振動試験では, 振動台に供試体取付治具 (JIG) を用いて SDS-1 を固定し, 境界条件を模擬している. 加速度計測位置, 試験コンフィギュレーション, 試験条件を図 4, 5, 6 に示す.

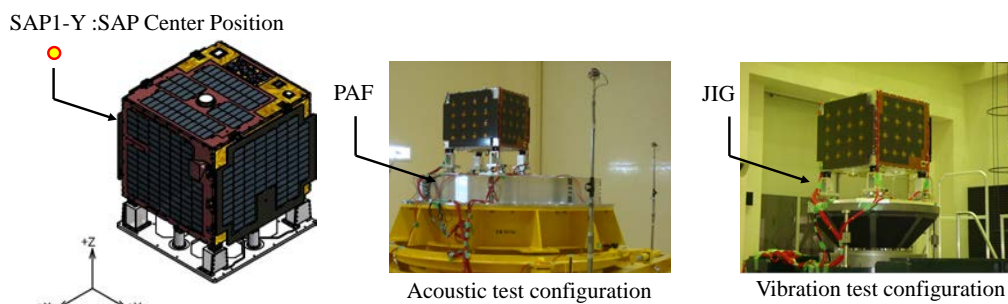


Fig.4 Measurement Point and Test Configuration

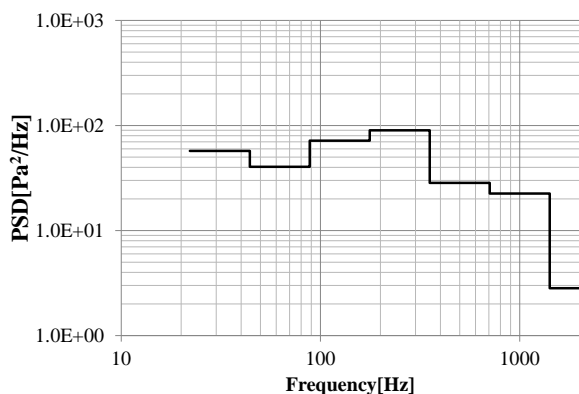


Fig.5 Acoustic Test Specification

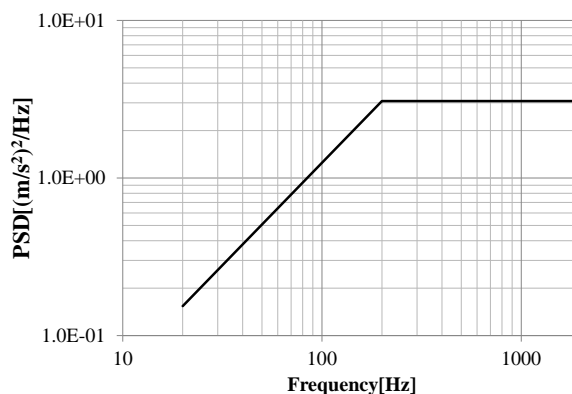


Fig.6 Random Vibration Test Specification

4・2 提案手法を用いた解析

SDS-1 構造数学モデルに提案手法を適用・解析を実施し、実験結果と比較する。解析対象である SDS-1 構造数学モデルは、物理定数の定義や STM との補正は実施済みである。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。宇宙機的设计現場では、ベース加振に対して、全機固有値を元に構造振動伝搬による SAP の振動励起モードを評価することと、音響加振では SAP 単体のみを対象として単体固有値を元に設計条件を設定していることを考慮し、本稿では、SDS-1 全機解析(System)と SAP 単体解析(SAP(Subsystem))の 2 通りの解析結果を用いて理論検証を行った。構造数学モデルおよび境界条件設定位置(BC1, 2, 3)を図 7 に示す。境界条件は、System では衛星固定部(足フランジ部 4 か所)のネジ固定部を 6 自由度固定(計 28 箇所、図 7 BC1)、SAP (Subsystem)では展開機構及び保持解放機構のネジ固定部をそれぞれ並進 3 自由度固定(6 箇所、図 7 BC3)、6 自由度固定(計 1 箇所、図 7 BC2)とした。提案手法の理論検証にて必要となる構造数学モデルの解析結果は、固有値、有効質量、各物理座標におけるモード形状である。構造数学モデルの固有値、有効質量比を表 1, 2 に、モデル諸元、解析用パラメータを表 3 に示す。有効質量比については、1%未満のものは検証対象外とし、表中[-]にて標記している。対象周波数は、宇宙機的设计条件と同じ 20-2000Hz までとするが、System では 21 次以降、SAP (Subsystem)では 14 次以降の有効質量は 1%未満であるため、この段階で検討を行う対象周波数を絞ることができる。これらの条件を用いて、ジョイントアクセプタンスを用いた振動応答解析では、固有値、モード形状、解析用パラメータ、図 5 に示す音響試験条件を用いて、式(8)の数値積分により $j_{rr}(\omega)$ を算出し、式(22)により応答加速度レベルの指標となる I_a を算出する。また、有効質量を用いた振動応答解析では、式(23)により応答加速度レベルの指標となる I_r を算出する。

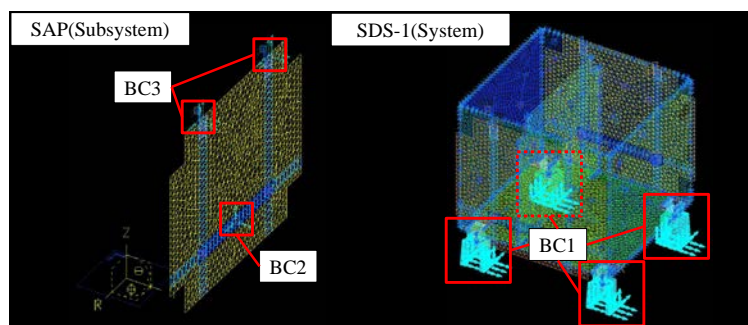


Fig.7 SDS-1 Finite Element Model

Table1 Eigenvalue analysis result by System

Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]	Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]	Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]	Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]
1	67.3	3.63	7	176.9	-	13	218.3	1.88	19	279.7	-
2	72.8	84.35	8	182.7	-	14	230.9	-	20	282.8	-
3	113.7	-	9	190.6	2.77	15	241.3	-	21	287.2	-
4	129.9	-	10	197.8	3.92	16	246.9	-	22	290.6	-
5	150.4	-	11	203.6	-	17	252.6	-	23	302.5	-
6	156.9	-	12	207.4	-	18	254.3	-	24	313.4	-

Table2 Eigenvalue analysis result by SAP(Subsystem)

Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]	Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]	Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]	Mode No.	Freq. [Hz]	Effe.Mass Ratio[%]
1	152.6	-	7	477.8	-	13	691.1	-	19	1025.4	-
2	157.6	69.4	8	504.8	2.3	14	750.5	-	20	1065.1	1.75
3	271.0	1.7	9	528.9	-	15	779.0	1.9	21	1101.0	-
4	314.3	-	10	635.8	-	16	895.9	-	22	1133.7	-
5	350.4	11.2	11	673.3	-	17	938.1	-	23	1192.8	-
6	418.1	-	12	678.1	-	18	986.8	-	24	1194.1	-

Table3 Parameters used for analysis

Parameters	Symbol	Value	Parameters	Symbol	Value
Area (SAP)	A	0.435 m ²	Element number	-	2223
Mass (SAP)	m	2.55 kg	Frequency range	-	20 – 2000 Hz
Sonic speed	c ₀	340 m/s	Boundary condition 1	BC1	Cramp
Air density	ρ ₀	1.21	Boundary condition 2	BC2	Cramp
Node number	-	1132	Boundary condition 3	BC3	Ball joint

4・3 実験結果と解析結果の比較

実験結果および解析結果を用いて、提案手法の理論検証、実用性検討を行う。本節では、固有値解析結果から、振動応答に寄与すると考えられるモード（有効質量の大きいモード、1%以上）を取り出し、このモードについて4.2節に示す解析を実施する。Systemの固有値解析結果を用いる際には、Systemでの固有値解析後に、構造数学モデルのノード情報から、SAP(Subsystem)に対応するノード点のモード形状を取り出し、計算へ反映する。

音響加振実験およびランダム振動実験の結果を、周波数別に図8、9に示す。ここでは、同一試験結果を周波数を分けて比較している。また、提案手法を用いたランダム振動環境の応答指標 I_a 、 I_r の比較を図10、11に示す。 I_a 算出には、直接的な音響負荷を評価するために、設計条件の設定と同様にSAP(Subsystem)の固有値解析結果を用いている。一方、 I_r 算出には2通りの固有値解析結果を用いている。まず、図10に示す I_r の算出には、構造振動伝搬によるSAPの振動励起の評価を含めた比較を行うため、Systemの固有値解析結果を用いた。次に、直接的な音響加振に対する設計条件との比較評価のため、図11では I_r 算出にSAP(Subsystem)の固有値解析結果を用いている。表1、2に示す比較対象とする有効質量を考慮し、図10では20-500Hz、図11では100Hzから2000Hzの比較結果を示す。従来手法との比較のため、図10、11には従来手法（Old Method、式(5)）の結果を載せている。

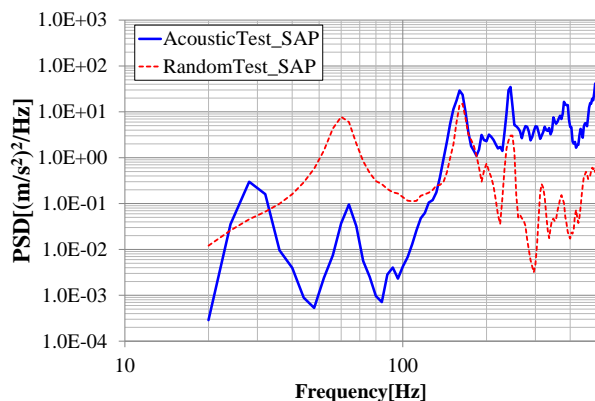


Fig.8 Comparison test results of SAP (20-500Hz)

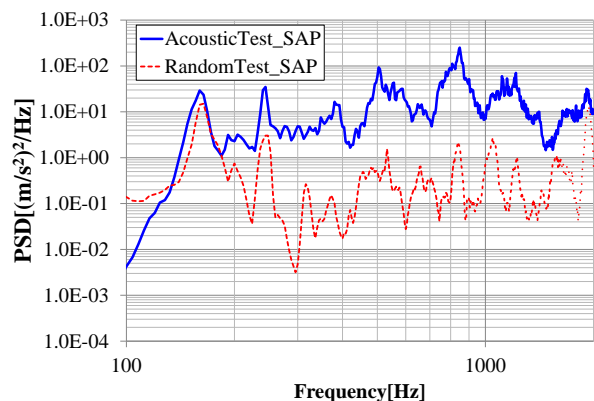
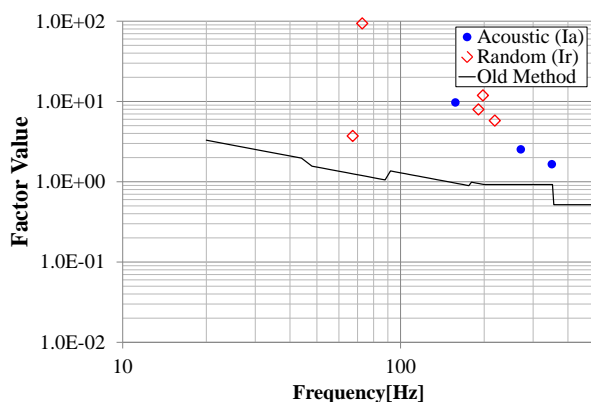
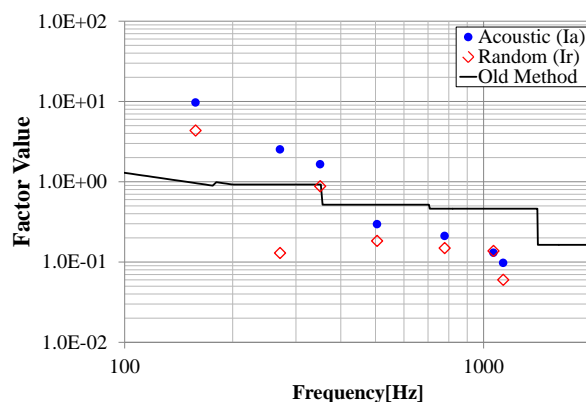


Fig.9 Comparison test results of SAP (100-2000Hz)

Fig.10 Analysis results of factor value (20-500Hz)
 I_a Model:SAP(Subsystem), I_r Model: SystemFig.11 Analysis results of factor value (100-2000Hz)
 I_a and I_r Model : SAP(Sub System)

まず、図 8, 9 の実験結果から、ベース加振では構造の低次モードが支配的に現れ、音響加振では高次モードが支配的に現れていることがわかる。これは、ベース加振による構造振動伝搬では、構造の低次固有振動数以上では有効質量が低下し、応答加速度が低下するためと推測できる。また、音響加振の場合、入力 は構造の表面に直接作用するため、ベース加振時の様な高周波数に対する有効質量の低下が顕著には現れず、高周波数まで負荷を与えていると推測できる。これは、表 1, 2 に示す構造数学モデルの固有値解析結果とも一致している。

次に、図 10, 11 の提案手法を用いた解析結果に着目すると、構造振動伝搬により励起されると推測される低次モードでは、推測通り、ベース加振によるランダム振動環境が支配的であることを示しており、高次モードでは音響加振がベース加振によるランダム振動環境よりも支配的であることを示している。図 10, 11 の 2 つの解析結果が重なる 100Hz から 500Hz について、図 10 の結果では 200Hz 近傍の周波数における応答指標は I_a , I_r 同等レベル ($I_a(157.6\text{Hz}) : 9.72$, $I_r(197.8\text{Hz}) : 11.93$) を示しており、振動応答も同等レベルであると推測できる。一方、図 11 の結果では 150Hz 以上では音響加振がクリティカルであることが読み取れることから、それぞれの結果を元に、150Hz を基準として低次モードはベース加振が、高次モードは音響加振が支配的であると判断できる。したがって、提案手法を用いたランダム振動環境のクリティカルリティの違いと、実験結果が同様の傾向を示していることから、理論の妥当性が確認できる。

また、従来手法を用いた比較では、図 10, 11 に示すグラフ上の数値が 1 以上の周波数がベース加振が支配的となる結果を示しているが、構造のクリティカルなモード毎の評価ができないことがわかる。そこで、従来手法と提案手法の相違点について考察するため、SAP(Subsystem)の固有値解析結果を用いて、式(30), (31)に示す各パラメータ、連成係数 C_r (Coupling Factor) と $2\sqrt{j_{rr}(\omega_r)}$ (Joint Acceptance), 剛質量 m (Rigid Mass) と $\sqrt{m_{er}\Lambda_r}$ (Effective Mass) の比較を図 12, 13 に示す。この結果、モード毎に各パラメータの値を比較してみると、従来手法では各パラメータ一律の値を与えていることに対し、提案手法では構造数学モデルを用いることで、クリティカルなモード毎にパラメータ設定を行うことが可能となっていることがわかる。また、従来手法と提案手法では、各パラメータの値が近くなる振動モードは少なく、特に高次モードでは従来手法が過大な見積りとなっており、従来手法に用いるパラメータ設定では各振動モードに対して粗い見積りとなっていたことがわかる。以上より、提案手法では、解析に用いるパラメータの見積り精度を改善したといえる。

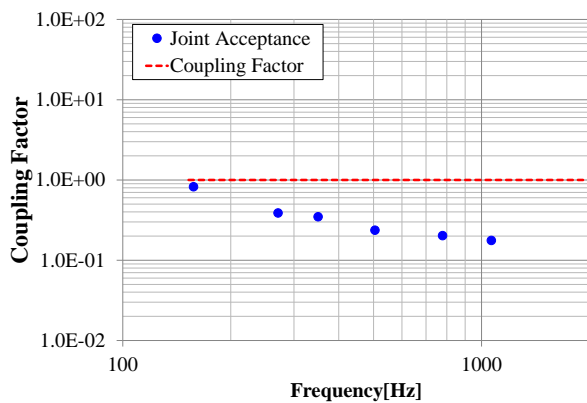


Fig.12 Coupling Factor (Joint Acceptance, Coupling Factor)

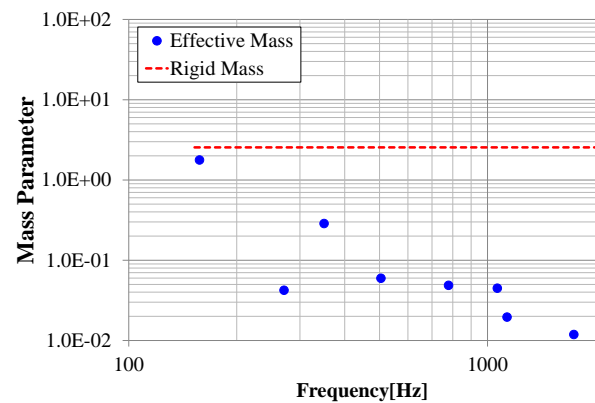


Fig.13 Mass Parameter (Effe. Mass, Rigid Mass)

5. 結 論

本稿では、従来手法や数値解析に代わる手法として、ジョイントアクセプタンスおよび有効質量の概念を用いた、大型サブシステム構造のランダム振動環境に対する設計条件を検討するための簡易計算手法を研究した。本研究の成果として結論を以下の通りまとめる。

- (1) ジョイントアクセプタンスおよび有効質量の概念を用いて、大型サブシステム構造のランダム振動環境に対する設計条件を検討するための、振動モード別の応答に対する評価指標を算出し、音響加振とベース加振によるランダム振動環境を比較可能な簡易計算手法を提案した。

- (2) 提案手法を小型技術実証衛星 1 型の拡散音場加振およびベース加振ランダム振動に適用し、音響加振実験結果およびランダム振動実験結果と比較し、理論検証を行った。その結果、提案手法を用いることで、構造数学モデルの情報のみで、構造にクリティカルなモードに対するランダム振動環境のクリティカリティの違いを判定し、設計条件を簡易に検討できることを示した。

文 献

- (1) Japan Aerospace Exploration Agency, *General Test Standard for Spacecraft*, JERG-2-130 NOTICE-1(2013).
- (2) U.S. Department of Defense, *Test Requirements for Launch, Upper-Stage, and Space Vehicles*, MIL-STD-1540E(2004).
- (3) William, F., “A Comparison of Acoustic and Random Vibration Testing of Spacecraft”, *Proc. of Institute of Environmental Sciences*.(1974), pp 44-53.
- (4) Japan Aerospace Exploration Agency, *Handbook of Acoustic Test*, JERG-2-130-HB002-NOTICE-1(2013).
- (5) 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.
- (6) Spanos, P.D. et al., “Spectral Representation of High-Frequency Space Shuttle Data”, *Journal of Aerospace Engineering*, Vol. 7, No. 3 (1994), pp. 314-326.
- (7) Miles, J.W., “On Structural Fatigue Under Random Loading”, *Journal of the Aeronautical Sciences*, November (1954), p. 753.
- (8) J.Wijker, *Spacecraft Structures*, Springer(2008).
- (9) Japan Aerospace Exploration Agency, *Handbook of Force Limit Test*, JERG-2-130-HB004 (2011).
- (10) D.E.Newland, *An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis: Third Edition*, Prentice Hall (1996).