

博士学位論文

宇宙機設計の上流工程に寄与する
音響励起ランダム振動応答解析に関する研究

Design Analysis Method for
Acoustically Induced Random Vibration
Contributing to Upstream Process of Spacecraft Design

2024年3月

赤城弘樹

東京都立大学

概要

本論文は、「宇宙機設計の上流工程に寄与する音響励起ランダム振動応答解析に関する研究」と題し、8章から構成されている。

宇宙機の開発は、ミッション要求に従い、概念設計、計画決定、詳細設計、製造、設計検証等、各フェーズに分割して進められる。また、計画決定時に宇宙機を実現するための搭載機器の設計要求が明示され、以降の設計・製造工程に進む。概念設計等の上流工程では開発に対する自由度が高く、設計変更には柔軟に対応できるが、計画決定後の変更は開発の手戻りが発生し、コストとスケジュールの両面で開発に大きな影響を与える可能性が高い。そのため、開発の上流工程において、戦略的かつ効率的に計画・設計を進めることが重要である。宇宙機設計の上流工程における搭載機器の開発課題の1つとして、ロケット打上げ時の音響励起ランダム振動環境に対する設計が挙げられる。従来、搭載機器の設計条件は、1960年代に行われた米国のアポロ計画以降の経験から多くの場合で過去の実績をもとにして設定され、機器に対し過剰な要求となっていた。一方、近年の宇宙機開発では軽量化や民生品利用によるコスト削減等が進められ、設計条件の緩和が積極的に議論されている。さらに、ミッションの多様化や高度化に伴い、搭載機器の開発が先行する場合が増えている。そのため、宇宙機の搭載機器の開発では、宇宙機が曝される実音響環境や支配的なランダム振動環境を適切に評価し、精度よく振動応答を予測し、再設計や再検証等の開発の手戻りに要するコストの削減とスケジュールの短縮化が喫緊の課題である。本論文は、宇宙機開発において肝要な技術である、宇宙機設計の上流工程に寄与する音響励起ランダム振動応答解析手法の提案と実用化を目指した研究を行った。

第1章「緒論」では、本研究の背景と意義について述べ、宇宙機開発における本研究の位置付けと目的を述べる。

第2章「フェアリング内部音圧の空間相関に着目した実音響環境における構造振動応答の評価手法の提案」では、ロケット打上げ時の実音響環境について、宇宙機が格納されるフェアリング内部の音圧観測点数の制約を考慮した音圧の空間相関の推定法を提案する。また、推定した空間相関に対し、音圧の観測点数を考慮した信頼区間の計算方法を提案し、これを構造振動応答への寄与度を表すジョイントアクセプタンスの計算過程に取り入れ、不確定量を含む振動応答の評価手法を提案する。さらに、提案手法をロケット打上げ時の実測音圧データへ適用し、宇宙機の検証手段としての拡散音場の妥当性について考察する。

第3章「宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法の提案」では、音響負荷と共に構造伝搬によるランダム振動も無視できない構造を有する宇宙機に対し、加振源であるフェアリング内部の音圧や機器取付点の加速度からの搭載機器の振動応答への寄与度が、ジョイントアクセプタンスや有効質量にて表現出来ることに着目し、搭載機器の設計の評価対象となる構造モード毎に支配的な環境条件を適切に判断するための比較手法を提案する。また、提案手法を人工衛星実機へ適用し、音響加振実験およびランダム振動実験による理論検証を行うとともに従来手法との比較により実用性を示す。

第4章「ジョイントアクセプタンスを用いた構造振動応答解析における数値積分の簡略化」では、ジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析について、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、音響放射効率と固有振動モード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、数値積分を簡略化したジョイントアクセプタンスの計算式を提案する。提案手法により、構造の固有振動モードを含む数値積分に起因する解析時間の短縮化および構造数学モデルに含まれる離散化誤差による数値積分への影響の低減を目指す。また、提案手法を宇宙機の構体パネルへ適用し、音響加振実験におけるランダム振動応答との周波数傾向の一致から有効性を示す。

第5章「一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時の構造振動応答解析手法の提案」では、ジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析の高効率化を目指し、拡散音場の加振力と一様デルタ相関力の類似性に着目し、各加振に対するジョイントアクセプタンスの関係性を波数変換にて表現し、一様デルタ相関加振を適用した拡散音場加振時の振動応答解析手法を提案する。また、提案手法を複数の境界条件を与えた平板の構造数学モデルへ適用し、従来手法との比較により構造設計における有効性を示す。

第6章「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」では、搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の低周波数から中周波数領域における振動応答解析の高精度化と高効率化を目的に、有限要素解析 (FEA) と統計的エネルギー解析 (SEA) を結合する FEA-SEA 統合法の宇宙機構造への適用に向けた理論検討を行う。まず、拡散音場加振を受ける平板構造の音響励起ランダム振動応答解析について、モード座標変換を用いた FEA-SEA 統合法の解析方法を示し、振動応答へ主に寄与する音響系動剛性行列の対角成分のみに着目した応答解析の効率化を提案する。また、提案手法を宇宙機の構体パネルへ適用し、音響加振実験による理論検証を行うとともに、SEA ベースの宇宙機設計開発ツールによる音響励起ランダム振動応答解析結果との比較により実用性を示す。

第7章「次世代赤外線天文衛星 SPICA 開発の上流工程における音響励起ランダム振動応答解析」では、SPICA 搭載機器のランダム振動環境条件の検討において、第6章までの研究成果に基づいた、音響励起ランダム振動応答の予測解析および設計条件設定の実機適用例を示し、検討初期に経験的に規定された環境条件に対し、より打上げ環境に即して緩和した設計条件を提案する。また、設計条件の緩和が求められている搭載機器について、機器の動質量および機器取付点の振動応答予測値を用いた、機器の重心相当点における振動応答値を算出し、ランダム振動試験時にフォースリミット手法を適用することによる負荷低減策を示す。

第8章「結論」では、本論文の各章で得られた結論を総括する。

学位論文に関連する発表論文一覧

章	学位論文に関連する発表論文（全て第一著者）
第 2 章	<u>赤城弘樹</u> , 安藤成将, 施勤忠, フェアリング内部音圧の空間相関に着目した宇宙機音響振動評価に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.839, DOI: 10.1299/transjsme.15-00638 (2016).
第 3 章	<u>赤城弘樹</u> , 安藤成将, 柳瀬恵一, 施勤忠, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.806, pp.3710-3720 (2013).
第 4 章	<u>赤城弘樹</u> , 安藤成将, 施勤忠, 音響放射効率とパネル質量を用いたジョイントアクセス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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.808, pp. 4880-4889 (2013).
第 5 章	<u>赤城弘樹</u> , 安藤成将, 施勤忠, 一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時の構造振動応答計算法, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.817, DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0269 (2014).
第 6 章	<u>赤城弘樹</u> , 安藤成将, 柳瀬恵一, 施勤忠, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.802, pp.1960-1969 (2013).
第 7 章	<u>H. Akagi, S. Ando, Q. Shi, T. Yamawaki</u> , Prediction of The Vibroacoustic Response of the Equipment Mounted on the Infrared Space Telescope “SPICA”, 13th European Conference on Spacecraft Structures, Materials and Environmental Testing, Braunschweig, Germany (2014).

(参考) 関連する共著者の学位論文

- 施勤忠, Nonlinear Structural Optimal Design with Holographic Neural Network, 東京工業大学, 乙第 3332 号, 1999.
- 安藤成将, 統計的エネルギー解析による音響励起ランダム振動解析の高精度化と宇宙機設計への応用に関する研究, 東京工業大学, 乙第 3893 号, 2006.
- 柳瀬恵一, 衝撃応答スペクトラムの調整および事前予測を可能とする宇宙機搭載機器用衝撃試験法の開発, 鳥取大学, 甲第 372 号, 2021.

目次

図目次		VII
表目次		XIII
主な記号		XV
第 1 章	緒論	2
1.1	研究の背景	2
	1.1.1 宇宙機の開発プロセス	2
	1.1.2 宇宙機設計の上流工程と音響励起ランダム振動環境	4
1.2	音響励起ランダム振動環境に対する宇宙機の開発課題	7
	1.2.1 ロケット打上げ時の実音響環境評価と設計検証	7
	1.2.2 宇宙機のランダム振動環境に対する主要伝達経路の評価	12
	1.2.3 音響負荷を受ける宇宙機のランダム振動応答予測	15
1.3	本研究の目的と本論文の構成	18
第 2 章	フェアリング内部音圧の空間相関に着目した実音響環境における構造振動応答の評価手法の提案	22
2.1	緒言	22
2.2	正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数とジョイントアクセプタンス	24
	2.2.1 正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数	24
	2.2.2 ジョイントアクセプタンスを用いた音響振動応答解析	26
2.3	実測音圧データに基づく音場音圧の空間相関の推定および音響振動応答計算法の提案	28

2.3.1	概要	28
2.3.2	数値シミュレーションによる理論拡散音場のランダム性評価	28
2.3.3	最小二乗法の適用による正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の近似計算法	32
2.3.4	非拡散音場における近似計算法の有効性評価	39
2.3.5	t分布の適用によるジョイントアクセプタンスに対する信頼区間の計算方法の提案	43
2.4	ロケット打上げ時の実測音圧データを用いた音響振動解析	46
2.4.1	概要	46
2.4.2	音響データの計測および解析条件	46
2.4.3	フェアリング内部音響環境における構造振動応答評価	50
2.4.4	複数の境界条件を与えた平板構造を対象としたフェアリング内部音響振動応答評価	54
2.4.5	考察	60
2.5	結言	63

第3章 宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法の提案 **66**

3.1	緒言	66
3.2	従来手法とその課題	68
3.2.1	搭載機器の質量に着目した評価手法	68
3.2.2	比表面積に着目した評価手法	68
3.2.3	面密度を用いた簡易評価手法	69
3.3	ジョイントアクセプタンスと有効質量を用いたランダム振動応答への寄与度の比較手法の提案	72
3.3.1	概要	72
3.3.2	ジョイントアクセプタンスを用いた音響振動応答解析	72
3.3.3	宇宙機構造の有効質量を用いたランダム振動応答解析	73
3.3.4	音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法	76
3.4	小型実証衛星を用いた提案手法の検証および実用性検討	78

	3.4.1	実験供試体の概要	78
	3.4.2	音響加振実験およびランダム振動実験の概要	78
	3.4.3	提案手法を用いた数値解析の概要	83
	3.4.4	実験結果と数値解析結果の比較による実用性検討	86
	3.4.5	考察	89
	3.5	結言	92
第 4 章		ジョイントアクセプタンスを用いた構造振動応答解析における 数値積分の簡略化	94
	4.1	緒言	94
	4.2	統計的エネルギー解析 (SEA) と宇宙機の音響振動解析システム (JANET)	95
	4.2.1	SEA の基礎理論	95
	4.2.2	音響振動解析システム (JANET) の予測手法	97
	4.2.3	ジョイントアクセプタンスを用いた簡易音響振動解析	100
	4.3	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 の簡易計算式の提案	101
	4.4	四辺単純支持平板の拡散音場応答の解析解を用いた提案手法の 検証	105
	4.4.1	拡散音場負荷時の振動応答の解析解	105
	4.4.2	四辺単純支持平板を対象とする解析解と提案手法の比 較による検証	107
	4.5	音響加振実験による提案手法の実用性検討	111
	4.5.1	実験供試体の概要	111
	4.5.2	音響加振実験の概要	113
	4.5.3	提案手法を用いた数値解析の概要	113
	4.5.4	実験結果と数値解析結果の比較による実用性検討	116
	4.5.5	考察	121
	4.6	結言	123
第 5 章		一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時の構造振動応 答解析手法の提案	126

5.1	緒言	126
5.2	拡散音場加振と一様デルタ相関加振の正規化音圧クロスパワー スペクトル密度関数	128
5.2.1	拡散音場加振	128
5.2.2	一様デルタ相関加振	128
5.3	拡散音場加振および一様デルタ相関加振における構造振動応答 の比較	129
5.4	一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振の振動応答解析 手法の提案	131
5.4.1	従来手法（変数分離による近似式）	131
5.4.2	正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の厳密式 を用いたジョイントアクセプタンスの関係式の導出 . . .	133
5.4.3	ジョイントアクセプタンスの漸近解の導出	137
5.5	平板構造モデルを用いた提案手法の有効性評価	140
5.5.1	提案手法を用いた数値解析の概要	140
5.5.2	従来手法との比較による提案手法の有効性評価	141
5.5.3	考察	143
5.6	結言	145

第 6 章 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 146

6.1	緒言	146
6.2	FEA-SEA 統合法の宇宙機適用法	147
6.2.1	理論展開	147
6.3	数値解析による統合法理論の妥当性検証	151
6.3.1	数値解析の概要	151
6.3.2	従来手法との比較による提案手法の妥当性検証	153
6.4	数値解析時間短縮の検討	156
6.5	音響加振実験による統合法の実用性検討	159
6.5.1	実験供試体の概要	159
6.5.2	音響加振実験の概要	159
6.5.3	提案手法を用いた数値解析の概要	160

	6.5.4	実験結果と数値解析結果の比較による実用性検討	160
	6.5.5	考察	164
	6.6	結言	165
第7章		次世代赤外線天文衛星 SPICA 開発の上流工程における音響励起ランダム振動応答解析	166
	7.1	緒言	166
	7.2	次世代赤外線天文衛星 SPICA および評価対象とする観測装置の概要	168
	7.2.1	次世代赤外線天文衛星 SPICA	168
	7.2.2	焦点面観測装置 FPIA および遠赤外線観測装置 SAFARI	171
	7.3	観測装置のランダム振動環境条件設定に向けた予測解析の方針 .	172
	7.3.1	概要	172
	7.3.2	音響励起ランダム振動応答の予測解析	172
	7.3.3	動質量を考慮した観測装置の入力フォース値の予測解析	173
	7.4	数値解析によるランダム振動環境条件の設定および評価	174
	7.4.1	固有値解析および音響励起ランダム振動応答解析の概要	174
	7.4.2	動質量を考慮した入力フォース値の予測解析の概要 . . .	178
	7.4.3	数値解析の結果および評価	180
	7.5	結言	186
第8章		結論	188
	8.1	本論文の結論	188
	8.2	今後の課題	190
		参考文献	192
		Appendix A ベータ関数を用いた t 分布の確率密度関数の導出	198
		学位論文に関連する業績一覧	200
		謝辞	205

図目次

1-1	An example of the spacecraft project life cycle based on the Phased Project Planning	3
1-2	The overview of the acoustic generation mechanism during the launch ©JAXA	5
1-3	An example of interface point of equipment on spacecraft panel ©JAXA	6
1-4	An example of random vibration specification with an acoustic test result	6
1-5	The launch of Falcon 9 for CRS26 Mission, November 2022 ©SpaceX .	8
1-6	The overview of the NASA’s Reverberant Acoustic Test Facility ©Jason Werling/NASA	10
1-7	The overview of the Direct Acoustic Field Testing ©MSI-DFAT Company	11
1-8	An example of the structurally-complex spacecraft; “GCOM-W1/AMSR2” ©JAXA	13
1-9	An example of the number of Non-Conformance from acoustic test [48]	18
1-10	An example of the number of Non-Conformance from random vibration test [48]	18
1-11	The overview of the design requirement mitigation process for spacecraft components	19
2-1	The overview of the DFAT for the Orion Spacecraft ©Dusty Volkel/Lockheed Martin	23
2-2	Plane acoustic waves from incident angles in infinite space	25
2-3	Rectangular plate for Joint Acceptance formulation in Diffuse Acoustic Field	26

2-4	The calculation result of the average of 6 kinds of C_p based on 10 Plane waves	30
2-5	The calculation result of the average of 100 kinds of C_p based on 10 Plane waves	30
2-6	The calculation result of the average of 6 kinds of C_p based on 100 Plane waves	31
2-7	The calculation result of the average of 100 kinds of C_p based on 100 Plane waves	31
2-8	The calculation result of the AIC based on the C_p with 10 Plane waves .	33
2-9	Rectangular plate in Diffuse Acoustic Field	34
2-10	Normalized cross-power spectrum density C_p (10 Plane waves)	37
2-11	Joint Acceptance for C_p on Figure 2-10	37
2-12	Normalized cross-power spectrum density C_p (100 Plane waves)	38
2-13	Joint Acceptance for C_p on Figure 2-12	38
2-14	Normalized cross-power spectrum density C_p (Progressive Acoustic Field)	41
2-15	Joint Acceptance for C_p on Figure 2-14	41
2-16	Normalized cross-power spectrum density C_p (Turbulent Boundary Layer)	42
2-17	Joint Acceptance for C_p on Figure 2-16	42
2-18	An example of t-distribution probability density function	44
2-19	The location of the microphones (H-IIB 5S-H Fairing) ©JAXA	47
2-20	The overview of the H-IIB fairing and H-IIB Test Flight for HTV1 ©JAXA	47
2-21	The normal probability plot of the normalized CPSD during Lift Off . .	49
2-22	The normal probability plot of the normalized CPSD during Transonic Speed	49
2-23	Normalized cross-power spectrum density C_p for Lift Off	52
2-24	Joint Acceptance for C_p on Figure 2-23 (Lift Off)	52
2-25	Normalized cross-power spectrum density C_p for Transonic Speed . . .	53
2-26	Joint Acceptance for C_p on Figure 2-25 (Transonic Speed)	53
2-27	The Finite Element Model for rectangular plate	55
2-28	Joint Acceptance for Lift Off (Boundary Condition : SSSS)	57
2-29	Joint Acceptance for Transonic Speed (Boundary Condition : SSSS) .	57

2-30	Joint Acceptance for Lift Off (Boundary Condition : SCSC)	58
2-31	Joint Acceptance for Transonic Speed (Boundary Condition : SCSC) .	58
2-32	Joint Acceptance for Lift Off (Boundary Condition : CCCC)	59
2-33	Joint Acceptance for Transonic Speed (Boundary Condition : CCCC)	59
2-34	Joint Acceptance for envelope of LO and TS (Boundary Condition : SSSS)	61
2-35	Joint Acceptance for envelope of LO and TS (Boundary Condition : SCSC)	61
2-36	Joint Acceptance for envelope of LO and TS (Boundary Condition : CCCC)	62
3-1	An example of acoustic and random vibration testing for spacecraft ©JAXA	67
3-2	The criteria of random vibration environment proposed by Forgrave et al.	69
3-3	The overview of the 1-DOF Model in Diffuse Acoustic Field and Base Excitation	70
3-4	Rectangular plate in Diffuse Acoustic Field	73
3-5	Rectangular plate in Base Excitation	74
3-6	The overview of the Small Demonstration Satellite-1 ©JAXA	79
3-7	The overview of the test measurement and control system configuration .	80
3-8	The measurement point and test configuration ©JAXA	81
3-9	The location of the SDS-1 mounted on the H-IIA launch vehicle ©JAXA	81
3-10	The acoustic test specification	82
3-11	The random vibration test specification	82
3-12	The overview of the SDS-1 finite element model	83
3-13	Comparison test results of SAP (20-500 Hz)	87
3-14	Comparison test results of SAP (100-2000 Hz)	87
3-15	Analysis results for factor value (20-500 Hz)	88
3-16	Analysis results for factor value (100-2000 Hz)	88
3-17	Coupling Factor (Joint Acceptance, Coupling Factor)	90
3-18	Mass Parameter (Effective Mass, Rigid Mass)	90

4-1	The overview of the power flow between SEA subsystems	95
4-2	Rectangular plate for Joint Acceptance formulation in Diffuse Acoustic Field	100
4-3	Rectangular plate in Diffuse Acoustic Field	105
4-4	Measurement points on the rectangular plate	107
4-5	Comparison of Joint Acceptance between proposed method and previous method	108
4-6	The error between proposed method and previous method	108
4-7	Comparison of the vibration response between equation (4-17) , (4-33) and (4-35)	109
4-8	The error between equation (4-17) , (4-33) and (4-35)	109
4-9	Test configuration in reverberant chamber	112
4-10	Measurement points of the honeycomb panel	112
4-11	The acoustic test specification for the honeycomb panel	113
4-12	Comparison of Joint Acceptance between proposed method and previous method	117
4-13	The error between proposed method and previous method	117
4-14	Comparison of the vibration response of A1	118
4-15	Comparison of the vibration response of A2	118
4-16	Comparison of the vibration response of A3	119
4-17	Comparison of the vibration response of A4	119
4-18	Comparison of the vibration response of A5	120
4-19	Comparison of the vibration response of A6	120
5-1	Comparison of Joint Acceptance for j_{rr}^{DAF} and j_{rr}^{UDD}	130
5-2	Ratio of Joint Acceptance ($j_{rr}^{DAF}/j_{rr}^{UDD}$)	131
5-3	The overview of the 3D C_p^{DAF} (Left: Separation of variables, Right: Exact formula)	132
5-4	Comparison of Joint Acceptance for diffuse acoustic excitation (SSSS) .	142
5-5	Comparison of Joint Acceptance for diffuse acoustic excitation (SCSC) .	142
5-6	Comparison of Joint Acceptance for diffuse acoustic excitation (CCCC) .	143

5-7	Comparison of radiation efficiency for the plate with three boundary conditions	144
6-1	Hybrid system consisting of statistical cavity and deterministic panel . .	147
6-2	Rectangular plate for FEA-SEA formulation in Diffuse Acoustic Field .	149
6-3	Measurement point on the rectangular plate	152
6-4	Comparison of the vibration response for diffuse acoustic excitation of A1(SSSS)	154
6-5	Comparison of the vibration response for diffuse acoustic excitation of A2(SSSS)	154
6-6	Comparison of the vibration response for Full Matrix and Diagonal Matrix of A1(SSSS)	157
6-7	Comparison of the vibration response for Full Matrix and Diagonal Matrix of A1(SCSC)	157
6-8	Comparison of the vibration response for Full Matrix and Diagonal Matrix of A1(CCCC)	158
6-9	Comparison of the vibration response of A1	161
6-10	Comparison of the vibration response of A2	161
6-11	Comparison of the vibration response of A3	162
6-12	Comparison of the vibration response of A4	162
6-13	Comparison of the vibration response of A5	163
6-14	Comparison of the vibration response of A6	163
7-1	Artistic view of the SPICA in orbit ©JAXA/ESA	167
7-2	The SPICA system diagram ©JAXA/ESA	169
7-3	The SPICA project life cycle including Risk Mitigation Phase	170
7-4	The mechanical interface of the SAFARI/FPIA ©JAXA/ESA	171
7-5	Comparison of flight environment and test environment	173
7-6	The finite element model of the FPIA ©JAXA/ESA	175
7-7	Sound pressure level inside fairing with acoustic blanket (H-IIA204) . .	176
7-8	The finite element model of the FPIA/SAFARI ©JAXA/ESA	179
7-9	Comparison of the analysis results of three interface points by FEA-SEA	181

7-10	Comparison of the analysis results by FEA-SEA, BEM and proposed specification	181
7-11	The RRS results of FEA-SEA, BEM and proposed specification	183
7-12	Apparent Mass of Load (SAFARI + IOB)	184
7-13	Comparison of the interface environment (interface force)	184
7-14	Comparison of the interface environment (interface force) with limit load	185
8-1	Research results and examples of application to spacecraft development	191

表目次

1-1	Examples of the Maximum Expected Flight Level	7
1-2	The requirements of environment test for spacecraft (JAXA, JERG-2-130D) [8]	11
1-3	The previous analysis methods for determination of random vibration environment	15
2-1	Parameter used for CPSD and Joint Acceptance analysis employing the fairing acoustics	35
2-2	Eigenvalue analysis result by Analytical Solution	35
2-3	Parameter used for CPSD and Joint Acceptance analysis in PAF and TBL	40
2-4	The t-distribution table	45
2-5	Eigenvalue analysis result for Boundary Condition SSSS	55
2-6	Eigenvalue analysis result for Boundary Condition SCSC	56
2-7	Eigenvalue analysis result for Boundary Condition CCCC	56
3-1	Parameter used for analysis employing Joint Acceptance and Effective Mass	84
3-2	Eigenvalues of the System	85
3-3	Eigenvalues of the SAP (Subsystem)	85
4-1	The mode density of the rectangular plate model	110
4-2	Parameter used for the honeycomb panel analysis	114
4-3	Eigenvalues of the honeycomb panel	115
4-4	The mode density of the honeycomb panel	122

表目次

6-1	The error between FEA-SEA and BEM for A1	155
6-2	The error between FEA-SEA and BEM for A2	155
6-3	The mode density of finite element model	155
6-4	Comparison of the calculation time for Full Matrix and Diagonal Matrix	158
7-1	Specification of the SPICA Mission	168
7-2	The initial random vibration specification for the FPIA design (Qualifi- cation Level)	170
7-3	The eigenvalues and effective masses of the FPIA	175
7-4	Parameter used for the SPICA vibroacoustic analysis	177
7-5	The mode density of the FPIA	177
7-6	The eigenvalues and effective masses of load structure	180
7-7	The analysis results of COG acceleration and reduction	185

主な記号

主な記号を次に示す. 特殊な記号の使い方については本文中に随時示す.

a	: 加速度
$\langle \bar{a}^2 \rangle$: 加速度の空間二乗平均値
A	: 構造物の面積
c_0	: 空気中の音速
C_p	: 正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数
C_r	: 連成係数
D	: 曲げ剛性
\mathbf{D}	: 動剛性行列
E	: ヤング率
f	: 周波数
f_c	: コインシデンス周波数
F_b	: インターフェースフォース
F_{spec}	: フォースリミット条件
h	: 厚さ
H	: 伝達関数
I_r	: 音響インテンシティ
j	: 虚数単位 $j = \sqrt{-1}$
j_{rr}	: ジョイントアクセプタンス
k_0	: 音波の波数
k_b	: 曲げ波の波数
k_l	: 縦波の波数

m_{er}	: 有効質量
\hat{m}	: 面密度
M	: 構造物の質量
\underline{M}	: 動質量
n_a	: モード密度
p	: 音圧
$\langle \bar{p}^2 \rangle$: 拡散音場の二乗平均音圧
P	: パワー
q_r	: モード変位
\dot{q}_r	: モード速度
\ddot{q}_r	: モード加速度
Q	: 共振倍率
r	: 2点間距離
sinc	: sinc 関数
s^2	: 標本普遍分散
S_a	: 加速度パワースペクトル密度関数
S_p	: 音圧パワースペクトル密度関数
t	: 時間
T_r	: 刺激係数
\mathbf{x}	: 構造表面の物理座標
\dot{x}_{rms}	: 速度実効値
\ddot{x}_{rms}	: 加速度実効値
α	: 信頼水準
δ	: デルタ関数
ζ_r	: 減衰比
η_a	: 損失係数
η_{ab}	: 結合損失係数
θ	: 入射仰角
λ	: 波長
Λ_r	: モード質量
μ	: 母平均
ν	: ポアソン比

ρ_0	: 空気密度
σ_{rad}	: 音響放射効率
σ^2	: 母分散
ϕ	: 入射方位角
$\phi_r(\mathbf{x})$: r 次固有振動モード
ω	: 角周波数
ω_r	: 固有角周波数
ω_c	: コインシデンス角周波数
$\Delta\omega$: 角周波数バンド幅

第 1 章

緒論

1.1 研究の背景

1.1.1 宇宙機の開発プロセス

人工衛星や惑星探査機等の宇宙機の開発は、ミッション要求（宇宙機のシステムが達成すべき目的）に従い、概念検討・設計、計画決定、基本設計、詳細設計、製造、設計検証、打上げ・運用等、各フェーズ（Phase, 段階）に分割して進められる。この様に、宇宙機の開発プロセスを複数のフェーズに分割し、各フェーズ毎に作業内容を定義し、また、フェーズ完了時に作業結果を評価（Review）し、次フェーズへの移行可否を判断しながら開発・運用の全体を進める手法を、段階的プロジェクト計画法（Phased Project Planning, PPP）と呼ぶ [1]。PPP は、アメリカ航空宇宙局（National Aeronautics and Space Administration, NASA）が 1960 年代に行なったアポロ計画（Apollo Program）において、惑星探査機やロケット等の大規模な宇宙機システムを、信頼性を維持しながら、効率よく開発するために考案されたプロジェクト管理手法であり、国内外問わず現代の宇宙機開発において一般的に使用されている手法である [2][3]。PPP を取り入れた宇宙機の開発プロセス例を図 1-1 に示す。まず、概念検討（Concept Studies）では、ミッション要求を定義するための検討を行い、概念設計（Concept Design）では、ミッションを実現するために必要となるシステムの要求事項を識別し、システム要求と制約条件から宇宙機の機能を、サブシステム、コンポーネント（搭載機器）等のハードウェア要素で段階的に機能分割し、要素間における機能性能を検討し、システムとしての成立性を評価する。計画決定（Approval

for Project Implementation) では、ミッション要求を満たす複数の宇宙機のシステム候補から、コストやスケジュール等を考慮して基本設計以降に進むシステムを選定する。また、基本設計 (Preliminary Design) や詳細設計 (Critical Design) では、ハードウェア毎の詳細な仕様決定や設計を行うとともに試作モデルや機能モデルの試験結果を参照し、製品となるフライトモデル (Flight Model, FM) の設計、製造工程および検証計画を確定する。その後、フライトモデルの製造、製品品質の検証等を行ない、ロケットによる打上げに向けて射場へ出荷される。開発期間は宇宙機の規模により異なるが、一例として、国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (Japan Aerospace Exploration Agency, JAXA) が開発した 2 トン級の人工衛星である「水循環変動観測衛星 (GCOM-W)」の場合は、計画決定時から約 5 年間の開発期間を経て開発を完了し、ロケットにより打上げられている [4]。

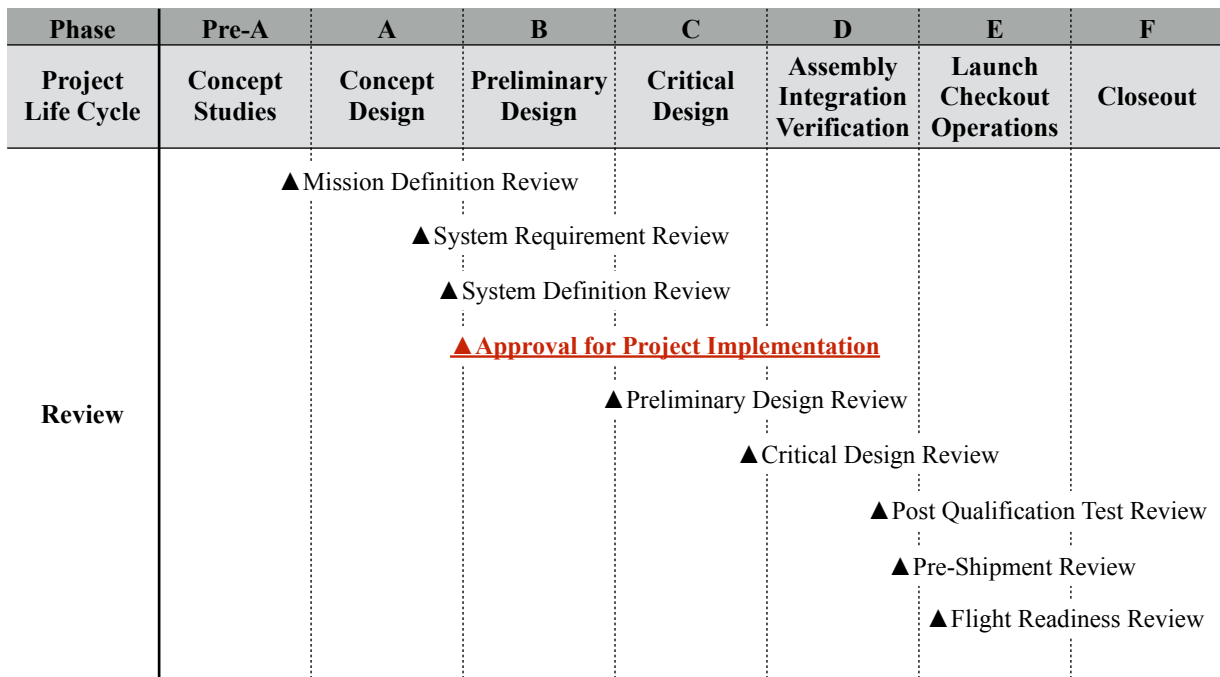


Figure 1-1. An example of the spacecraft project life cycle based on the Phased Project Planning

1.1.2 宇宙機設計の上流工程と音響励起ランダム振動環境

前述したとおり、PPP を取り入れた宇宙機の開発では、概念設計後の計画決定時にミッション要求を満たす複数の宇宙機のシステム候補から、基本設計以降に進むシステムを選定する。また、計画決定時にはシステムを実現するためのハードウェア毎の基本設計要求が明示され、以降の設計・製造工程に進むこととなる。したがって、システム選定以前の概念設計等の上流工程では、開発に対する設計の自由度が高く、計画・設計変更柔軟に対応できるが、詳細設計や製造フェーズ以降の計画・設計変更は開発の手戻りが発生し、コストとスケジュールの両面で宇宙機の開発に大きな影響を与える可能性が高い。そのため、開発の上流工程において、戦略的かつ効率的に計画・設計を進めることが重要である。

宇宙機設計の上流工程における搭載機器の開発課題の1つとして、ロケット打上げ時の音響励起ランダム振動環境に対する耐環境設計が挙げられる。この音響励起ランダム振動環境は、図 1-2 に示す様にロケット打上げ時のエンジン排気流等に起因する音響が地上で反射され、ロケット機体や宇宙機を格納しているフェアリング（アルミハニカムサンドイッチ構造）を加振し、フェアリング内部に格納される宇宙機に対し過酷な音響負荷を与えること等が寄与している [5]。宇宙機の構成品のうち、構体パネル等に使用される軽量かつ大表面積を有するハニカムサンドイッチ構造は、音響による面圧荷重の影響を受けやすい [6]。図 1-3 に示すような構体パネル上の搭載機器については、構体パネルが音響加振されることにより発生するランダム振動が搭載機器へ負荷される。そのため、搭載機器に対しては、ロケット打上げ時の音響負荷時に発生する機器取付点のランダム振動環境（振動応答予測値の包絡値）が設計条件として規定され、音響試験またはランダム振動試験にて設計および製品品質の検証が行われる [7][8]。従来、設計条件として規定される機器取付点のランダム振動環境については、1960 年代に行われた米国のアポロ計画以降の経験から多くの場合で過去の実績をもとにして設定されており、機器に対し過剰な要求となっていた [9]。一方、近年の宇宙機開発では、ミッション機器の高度化や宇宙機の軽量化、民生品利用によるコスト削減等が進められており [10]、搭載機器のランダム振動環境に対する設計条件の緩和が積極的に議論されている。図 1-4 に示す様に、設計条件に対し試験結果が逸脱または乖離することがない様に、ランダム振動環境を適切に見積もることが重要であ

る。さらに、近年ではミッションの多様化や高度化に伴い、システム選定以前に搭載機器の開発が先行するケースが増えている。そのため、宇宙機の搭載機器の開発では、フェアリング内部の宇宙機が曝される実音響環境や支配的なランダム振動環境を適切に評価し、精度よく振動応答を予測し、再設計や再検証等の開発の手戻りに要するコストの削減とスケジュールの短縮化が喫緊の課題である。この課題解決に向けて、宇宙機開発において肝要な技術である、ランダム振動環境に対する搭載機器の設計条件の緩和に寄与する、音響励起ランダム振動応答解析手法の開発と確立が必要とされている。

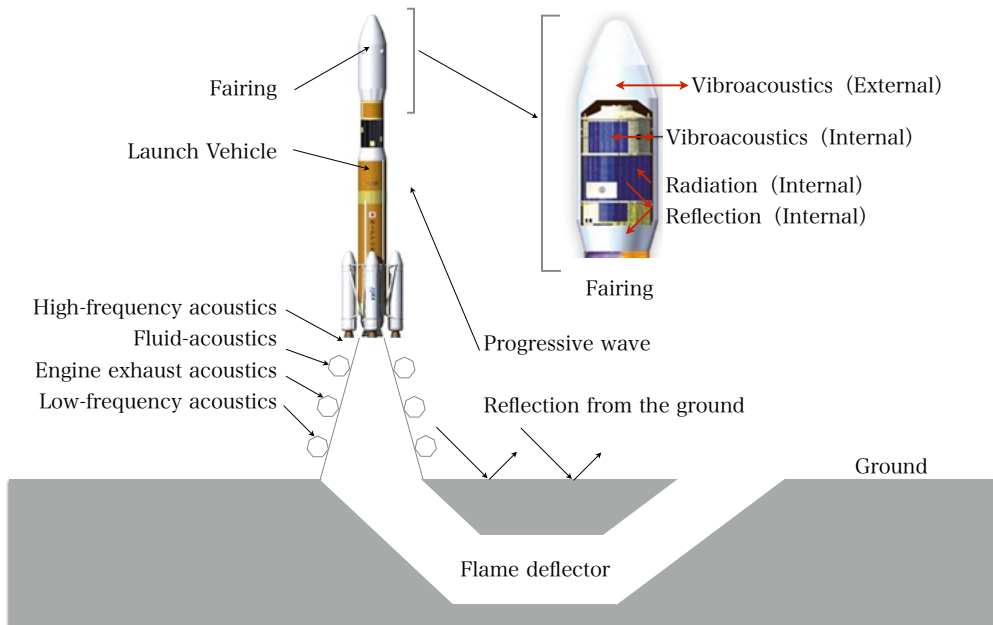


Figure 1-2. The overview of the acoustic generation mechanism during the launch ©JAXA

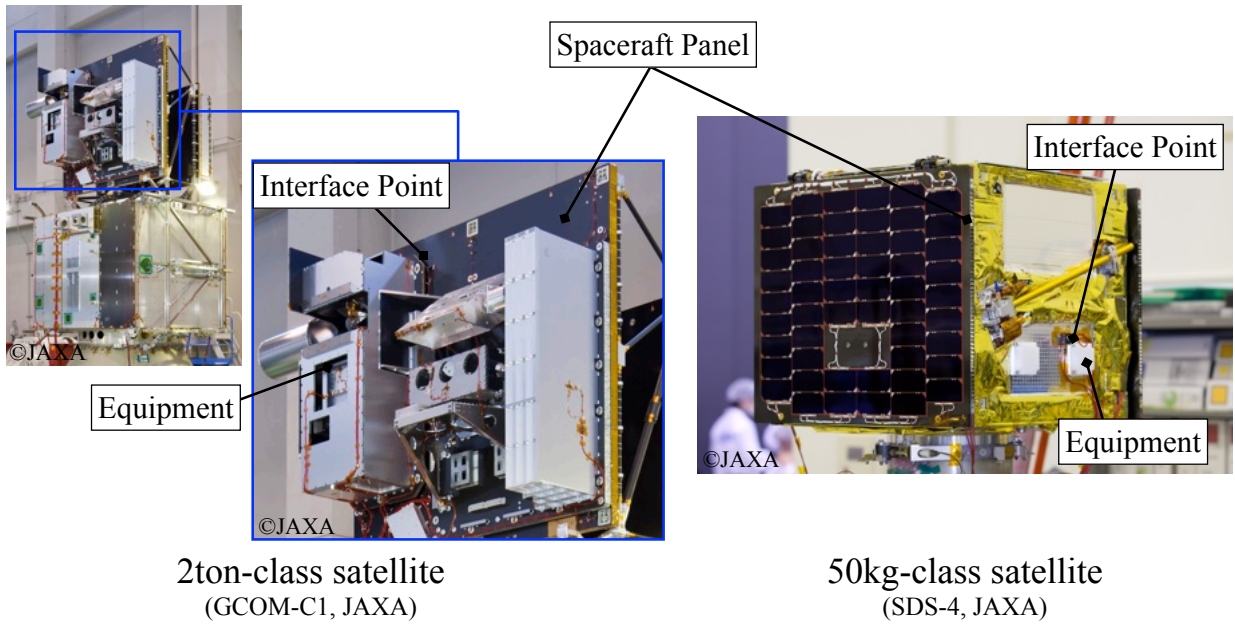


Figure 1-3. An example of interface point of equipment on spacecraft panel ©JAXA

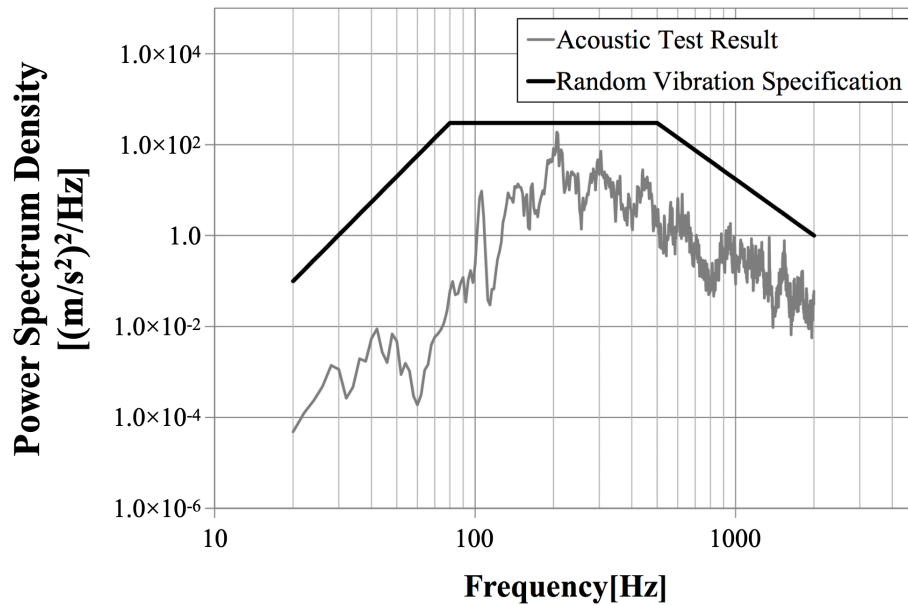


Figure 1-4. An example of random vibration specification with an acoustic test result

1.2 音響励起ランダム振動環境に対する宇宙機の開発課題

1.2.1 ロケット打上げ時の実音響環境評価と設計検証

ロケットのフェアリングに格納される宇宙機は、ロケット打上げ後数秒のリフトオフ時 (Lift Off) と、ロケットが遷音速 (Transonic Speed) に到達する打上げ後 30 秒前後に特徴的な音響環境に曝される。この音響環境は、130 dB を超える高い音圧レベル (Sound Pressure Level, SPL) であり、リフトオフ時が最も大きくなる。ロケット打上げ直後よりフェアリング内部での音圧の大きさは時間と共に変化し、周波数スペクトルは低周波から高周波成分を有しており、非定常かつランダムな現象である。ロケットに搭載される宇宙機は、宇宙機が曝される音圧レベル (実効値および周波数スペクトル) に対して、最大予測フライト環境 (Maximum Expected Flight Level, MEFL) が設計条件として規定される。表 1-1 に、代表的なロケットの最大予測フライト環境 (実効値) の比較を示す。

Table 1-1. Examples of the Maximum Expected Flight Level

Launch Vehicle	MEFL(Overall SPL)
H-IIA 202 (Japan)	137.5 dB* ¹ [13]
H-IIB (Japan)	142.7 dB* ¹ [14]
Epsilon (Japan)	135.0 dB* ¹ [15]
Falcon 9 (United States)	131.4 dB* ¹ * ² * ³ [16]
Falcon Heavy (United States)	135.6 dB* ¹ * ² * ³ [16]
Ariane 5 (Europe)	139.5 dB* ¹ [17]
Vega C (Europe)	138.7 dB [18]

*¹ フェアリング内部に防音ブランケットを装着している前提での音響環境が定義されている。

*² 米国フロリダ州ケネディ宇宙センター 39A 射点からの打上げ時の音響環境を示している。

*³ 宇宙機とフェアリング壁面間の局所空間で発生する音圧上昇 (フィルエフェクト [11]) に対して、宇宙機体積とフェアリング内の体積比 60% までを考慮した音響環境が User's Guide に定義されている。

最大予測フライト環境は、打上げ時に計測されたフェアリング内部の音圧データより求めた各時間帯の音圧の周波数スペクトルの包絡値として定義されている [11][12]. ただし、フェアリング内部の音圧観測点数や計測回数に制約があり、実際には詳細な音場特性は把握されておらず、表 1-1 はマージン（設計余裕※各社詳細は非公開）を含めた値となっている。図 1-5 に、一例として表 1-1 において最大予測フライト環境が最も低い米国民間企業 SpaceX 社（Space Exploration Technologies Corporation）の主力ロケット Falcon 9 のリフトオフ時の様子を示す。



Figure 1-5. The launch of Falcon 9 for CRS26 Mission, November 2022 ©SpaceX

また、宇宙機の搭載機器に対しては、最大予測フライト環境下での音響負荷時に発生する機器取付点のランダム振動環境（振動応答予測値の包絡値）に耐え得るよう設計する必要があり、多くの場合で過去の実績をもとにして設定されている。従来、音響励起ランダム振動環境に対する宇宙機の設計検証手段として、規定した音響環境条件（音圧レベルと試験時間）に対し、音のエネルギー密度が空間的に一様で、空間内全方向のエネルギー流れが等確率で分布する拡散音場（Diffuse Acoustic Field）の適用が要求されてきた [11][12]. これは、拡散音場ではあらゆる角度から音波が入射するため構造モードが均一に加振され、安定した再現性のある試験を実現出来るためで

ある。したがって、宇宙機設計における音響問題の数値解析では、入力条件は拡散音場音圧が前提とされているが、前述したとおり、ロケット打上げ時の実音響環境について、詳細な音場特性（音圧の空間分布や空間相関）や宇宙機の構造振動応答への影響は把握されていないことから、実音響環境に対し多くの場合過剰な入力条件となっている可能性がある。宇宙機の設計検証で用いられている拡散音場を作り出す方法として、壁面の音響反射率を可能な限り大きくし、各周波数帯域で多くの固有音響モードを励起する反響室（Reverberant Chamber）を使用する方法が一般的である。反響室の一例として、NASA Glenn Research Center/Neil A. Armstrong Test Facility（旧称 Plum Brook Station）にある音響試験設備（Reverberant Acoustic Test Facility, RATF）を図 1-6 に示す [19]。拡散音場となる反響室の容積は $2,860 \text{ m}^3$ であり、供試体の無い空音場時の最大音圧レベルは 163 dB である。36 式の音響発生装置を組み合わせた設備であり、2011 年に完成した世界最大級の音響試験設備である。反響室を用いた音響試験の目的は以下 3 点で、解析では困難な搭載機器の不具合モード（特に、コネクタ緩みや基板破損等の電气的不具合）の洗い出しが可能である。

音響試験の目的

- (1) 搭載機器に対し規定したランダム振動環境の妥当性の評価
- (2) ランダム振動環境に対する機器耐性の設計検証
- (3) 機器製造に欠陥（ワークマンシップエラー）が無いことの確認

表 1-2 に、JAXA が宇宙機に対し規定する「宇宙機一般試験標準（JERG-2-130）」[8] に基づく試験要求項目を、試験対象の構成品レベル、試験目的および試験手段（音響試験、ランダム振動試験等）に分類した一覧を示す。ここで、試験目的については、認定試験（Qualification Test, QT）、受入試験（Acceptance Test, AT）、プロトフライト試験（Proto-Flight Test, PFT）に大別される。認定試験は、設計要求が満足していることを保証するためにフライト品に適切なマージン（設計余裕）を含むことを検証するもの、受入試験は、各対象品目がフライトに値する製品として受入れ可能であることを実証するもの、プロトフライト試験は、ハードウェアおよびコンピュータソフトウェアの設計および製造方法を認定し、製品として受入れるための試験であり「認定」と「受入」を同一供試体で実施するものである。表 1-2 から読み取れるとおり、音響



Figure 1-6. The overview of the NASA's Reverberant Acoustic Test Facility ©Jason Werling/NASA

試験またはランダム振動試験は、全ての構成品レベルおよび試験目的に対して要求されており、宇宙機の設計および製品品質の検証として重要な手段と考えられている。

しかし、近年は新規に宇宙開発業界に参入する企業が増えてきていることもあり、拡散音場を作り出す反響室の整備や試験実施に対するコストが課題となり、より簡易な設計検証手段が求められている。欧米では、この課題を解決するために DFAT (Direct Field Acoustic Testing) と呼ばれる音響試験手法が検討されている [20][21]. DFAT は、大型スピーカを人工衛星等の試験対象に向かって放射状に複数個設置し、擬似的な拡散音場環境を作り出す簡易的な試験手法である。DFAT による音響試験の一例を図 1-7 に示す。これは、大型の反響室を必要としないため、効率的な試験手法として注目されているが、DFAT にて作り出される音響環境は、スピーカから作り出される進行波を組み合わせることによる疑似的な拡散音場であるため、実音響環境との差異や、規定した試験条件を作り出すための音波の入射角等、スピーカのコンフィギュレーション管理について議論されている [22]. しかし、前述したとおり、ロケット打上げ時の実音響環境は非定常かつランダムな音響環境であり、詳細な音場特性および宇宙機の構造振動応答への影響は把握されていない。このため、DFAT の評価において拡散音場を前提とした議論は、実音響環境に対し過剰な入力条件となる可能性がある。音場特性の一つである音圧の空間相関を表す正規化音圧クロスパワースペク

Table 1-2. The requirements of environment test for spacecraft (JAXA, JERG-2-130D) [8]

	JAXA GENERAL TEST STANDARD (JERG-2-130D)					
	COMPONENT/SUBSYSTEM			SYSTEM		
	QT	AT	PFT	QT	AT	PFT
Functional Testing	R	R	R	R	R	R
Thermal vacuum	R/ER	R/ER	R/ER	R	R	R
Thermal cycle	ER/-	ER/-	ER/-	-	-	-
Modal Survey	R/ER/-	R/ER/-	R/ER/-	R	ER	R
Sinusoidal	R/ER	ER/-	R/ER	R	R	R
Random or Acoustic	R	R	R	R	R	R
Shock	ER/-	ER/-	ER/-	R	ER	R
Accerelation	ER/-	ER/-	ER/-	-	-	-
Static Load	R/ER/-	ER/-	ER	-	-	-
Magnetic	R/ER/-	R/ER/-	R/ER/-	ER	ER	ER
Plessure	R/ER/-	R/ER/-	R/ER/-	-	-	-
Leakage	R/ER/-	R/ER/-	R/ER/-	R	R	R
EMC	R/ER/-	-	R/ER/-	R	ER	R
Alignment	-	-	-	R	R	R
Mass property	-	-	-	R	R	R

Note: R (required), ER (evaluation required), - (not required)



Figure 1-7. The overview of the Direct Acoustic Field Testing ©MSI-DFAT Company

トル密度関数は、音響励起の構造振動応答に大きく寄与することが知られているが [23], Kolaini や Larkin らが実施してきたロケット打上げ時や音響試験時の実音響環境評価に関する先行研究では、音圧レベルのみを統計評価したものが多く [24][25], 空間相関に基づく音場特性の評価や宇宙機の構造振動応答についての検討は十分に行われていない。この理由として、音場音圧の空間相関を表す正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数を用いて評価する場合、観測点毎の音圧変動を考慮して空間にわたる平均値（期待値）を求める必要があるが [26], 実音響環境評価における技術的課題として音圧観測点数に制約があり、期待値の推定が困難であることが挙げられる。そこで、従来の拡散音場に代わる DFAT に代表される効率的な設計検証手段の確立へ向けて、限られた音圧観測点数からの音場音圧の空間相関の推定法と音響励起の構造振動応答評価法の確立が必要とされている。

1.2.2 宇宙機のランダム振動環境に対する主要伝達経路の評価

ロケット打上げ時に宇宙機が曝される広帯域ランダム振動環境は、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、宇宙機の全機構造からの構造振動伝搬によるものである。従来、中大型の宇宙機の主構造（一次構造）は、音響環境よりもロケット打上げ時の準静的加速度や正弦波振動等、100 Hz 以下の構造伝搬による機械環境が設計評定となっていた。一方、宇宙機の構体パネルに搭載される機器のランダム振動環境は、宇宙機の主構造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てきた [7][8]。しかし、昨今の宇宙機は、観測性能の高精度化やミッションの多様化に伴い、通信アンテナや高性能マイクロ波放射計などの音響負荷の影響を受けやすい大表面積の構造を有し、かつ構造振動伝搬によるランダム振動も無視できない複雑な構造となっている。この様な構造を有する場合、音響励起のランダム振動環境と共に、主構造からの構造振動伝搬によるランダム振動環境が規定されることが多い。図 1-8 に、複雑構造の一例として、JAXA が開発した水循環変動観測衛星 GCOM-W1 [27] の高性能マイクロ波放射計 2 (Advanced Microwave Scanning Radiometer 2, AMSR2) を示す。

Global Change Observation Mission - Water "SHIZUKU" (GCOM-W1)

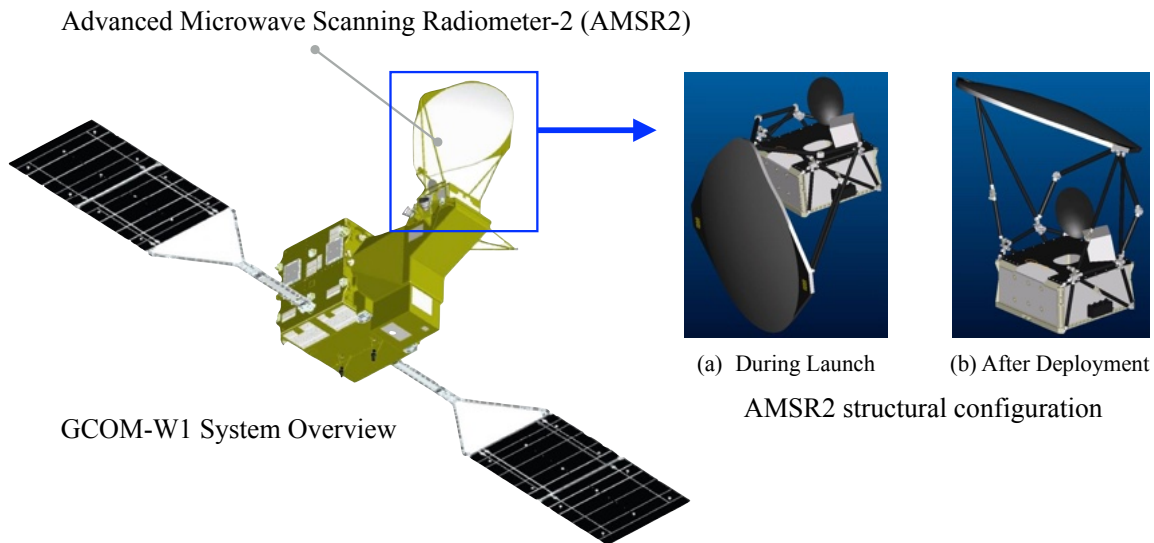


Figure 1-8. An example of the structurally-complex spacecraft; “GCOM-W1/AMSR2” ©JAXA

しかし、これらの環境に対する検証手段として、音響負荷（音響試験による音響加振）とランダム振動負荷（振動試験によるベース加振）の有効性については直ちには明らかではない。この様な場合、宇宙機設計の上流工程において、音響環境に曝される宇宙機の構成品について、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、音響加振とベース加振によるランダム振動環境に対する振動応答を数値解析により比較し、評価対象の構造物に対し厳しい環境条件を適切に判断し、設計条件を与える必要がある。従来、この問題に対しては、宇宙機の打上げ時の質量がある閾値以下であればランダム試験負荷を要求するとした規定が設けられていた [28][29]。例えば、NASA のゴダード宇宙飛行センター（Goddard Space Flight Center, GSFC）で実施される宇宙開発プログラムに適用する「General Environmental Verification Standard (GSFC-STD-7000A)」 [28] では、454 kg (1000 lb) を閾値としており、また、アメリカ合衆国防務省（United States Department of Defense, DoD）が航空宇宙プログラムに適用する「Test Requirements for Launch, Upper-Stage, and Space Vehicles (MIL-STD-1540E)」 [29] では、180 kg を閾値としているが、その根拠については明確にされておらず、規格によって閾値も異なる。また、閾値以下の小型の宇宙機であっても、音響負荷の影響を受けやすい大表面積を有する構造物を搭載する場合には、音響試験が有効となる場合もあると考えられている。したがって、昨今

の宇宙機開発では、質量のみで検証手段の有効性を判断することは必ずしも適切ではないと考えられる。また、加振源となる音圧および加速度の宇宙機の振動応答への寄与度（クリティカルリティ）を比較する簡易手法として、過去の実機データをもとにした経験則、構造の比表面積に着目する手法 [30]、そして、構造表面の面密度を用いた手法 [31] が提案されているが、それぞれ以下に示す適用上の課題がある。表 1-3 に、各手法に対する新規構造への適用性や適用課題等を纏めて示す。

経験則

対象構造と類似の構造に対する過去の検証データが存在する場合に、実績をもとに、設計条件を設定する簡易手法であり、宇宙機で共通的に搭載される同等機器に対しては有効であるが、新規構造に対しては、一般的に適用が困難である。

比表面積に着目する手法

Forgrave らにより提案された、ランダム振動応答の実効値および音響加振を受ける構造の比表面積（単位質量あたりの表面積）に着目し、比表面積が閾値（ $150 \text{ inch}^2/\text{lb}$ ）以上であれば、音響負荷が有効であるとする簡易手法である [30]。本手法は、対象構造を 1 自由度振動系と仮定して閾値を算出しているため、構造上の機器取付点に対して評価ができない。

面密度を用いた手法

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加速度パワースペクトル密度関数の等価化 [31] をもとにした簡易手法であり、音響加振を受ける構造表面の面密度（単位面積あたりの質量）が小さい構造ほど、音響負荷時の構造振動応答が大きくなる。本手法は、負荷条件に関わらず振動応答が最大となる仮定を含む手法であり、対象構造を 1 自由度振動系と仮定して計算するため、クリティカルな構造モード毎の応答比較ができない。

上記の適用課題はあるが、昨今の宇宙機開発の設計現場では、新規構造に対しても類似性を仮定して経験則を適用している例も見られ、搭載機器に対して過剰な設計要

求や本来不要な検証手段を適用してしまう可能性がある。そこで、宇宙機が曝されるランダム振動環境に対して、加振源である音圧および加速度の宇宙機の振動応答への寄与度を構造モード毎に比較し、支配的な環境を適切に判断するための簡易手法が求められている。

Table 1-3. The previous analysis methods for determination of random vibration environment

Analysis method in early stage of design	Empirical Method	Comparison of Specific Surface Area[30]	Comparison of Surface Density[31]
Applicability to New Design Structure	No	Yes	Yes
Numerical Modeling of Acoustic Field	No	No	No
Note	It requires a large amount of past testing data for similar structures.	It can not evaluate the interface point of equipment on the structure.	It can not evaluate based on each critical structural modes.

1.2.3 音響負荷を受ける宇宙機のランダム振動応答予測

ロケットに搭載される宇宙機は、図 1-4 に示した様に、ロケットから規定される音響環境条件に耐え得るように設計を行わなければならない。宇宙機に搭載される機器の一次共振周波数は 120 Hz 以上と規定される場合が多く [32]、共振周波数を含む音響環境条件下（通常、20 Hz～2000 Hz）における機器取付点のランダム振動環境（振動応答）を予測し、機器開発時に設計条件として反映する必要がある。特に、1.1.2 項で述べた様に、近年ではミッションの多様化や高度化に伴い、システム選定以前に搭載機器の開発が先行する場合が多く、概念設計等の上流工程において、限られた情報から効率的に音響負荷時の振動応答を予測し、設計を進めることが求められている。

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った [33][34][35]。この理由の 1 つとして、宇宙機が曝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 と広帯域であることが挙げられる。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解析手法の一つとして、高周波数に適した統計的エネルギー解析（Statistical Energy Analysis, SEA） [36]

がある。SEA は 1970 年代に Lyon により提案され、1980 年代後半から 1990 年代には、NASA およびアメリカ合衆国国防総省主導のもとに開発された VAPEPS プログラム (VibroAcoustic Payload Environment Prediction System) [37] や、ESI 社により開発された汎用解析プログラム Auto SEA[38] 等、米国において SEA が汎用化されたツールとして確立した。さらに、2000 年代以降は、SEA の分散に関する研究が活発に行われ、宇宙機開発への適用としては、安藤により、搭載機器の簡易モデル化法や、振動応答の分散評価を取り入れた、個別の搭載機器の振動応答の上限値を算出する予測手法 [39] が確立された。この手法は、JAXA が運用している、宇宙機パネルの音響振動解析システム (Jaxa Acoustic analysis NETwork system, JANET) へ反映されている [40]。これらの手法・システムについては、SEA をベースとしていることから、モード密度が高い高周波数において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してしまう。特に、搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の周波数領域では、宇宙機構造のモード密度が低いため、SEA の適用が困難である。一方、低周波数の音響振動解析には、対象構造 (例えば、宇宙機パネルと搭載機器) を有限要素解析 (Finite Element Analysis, FEA) [41] により詳細にモデル化し、音場を有限要素解析または境界要素法 (Boundary Element Method, BEM) [42] によりモデル化し、これらの結合解析を行う手法が適用できる。有限要素解析や境界要素法を用いた結合解析は、低周波数領域において個別の搭載機器の予測精度の向上が期待できるが、宇宙機のランダム振動環境が規定される高周波数領域までこの解析を実行することは、主として音場の膨大なモード数や境界要素法上の積分演算により極めて長い計算時間を要し、概念設計等の上流工程では不適切である。以上の理由から、特に SEA や FEA, BEM による単独の解析では適用範囲外である搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の低周波数から中周波数領域において、効率的にランダム振動応答を予測する手法が求められている。1990 年代後半より、Langley や Bremner らにより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 (後にハイブリッド法と呼ばれる) の検討が始められた [43][44]。また、2000 年代以降になると、Shorter や Langley らにより、波動論を取り入れ、直接場への放射と反響場負荷の相反性を利用したハイブリッド法の構築に関する理論を発表・ソフトウェアの開発が行われた [45][46][47]。しかし、宇宙機的设计解析へ向けた適用や計算の効率化等の検討は十分に行われていない。

宇宙機開発の設計現場では、1.2.2項と同様に、ランダム振動環境に対する設計条件は経験的に予測されていることが多く、ミッション機器に対し過剰な要求となっている場合が多いと考えられる。設計時にランダム振動応答の予測精度が低い場合には、音響試験時の機器搭載位置のランダム振動応答値に対し、搭載機器のランダム振動条件が過大または過小となる可能性がある。過大なランダム振動条件の設定は、宇宙機の機能性能やミッションの高度化に対し、不要な制約を与えてしまう。また、過小なランダム振動条件の設定は、設計条件の見直しにより、再設計および再試験が要求され、コストの増加およびスケジュールへの影響が発生する。

ここで、図 1-9、図 1-10 に、丹羽らの先行研究にて示されている JAXA 不具合情報システム (JAXA Problem Reporting and Corrective Action System, JAPCAS) のデータを利用した宇宙機の音響試験およびランダム振動試験の不具合分析例を示す [48]。本分析では、「試験対象の構成品レベルによる不具合発生率」「不具合原因」「不具合事象」の3つの項目に従い、不具合発生数 (Number of Non-Conformance) を整理している。分析項目の「不具合原因」については、環境条件の見積り不良等の設計不備 (Imperfect design) および製造工程欠陥 (Workmanship)、「不具合事象」については、外観欠損 (Appearance damage)、機械性能 (Mechanical performance) および電気性能 (Electrical performance) について識別している。この分析例から、「試験対象の構成品レベルによる不具合発生率」については、ランダム振動試験では一部を除きコンポーネント (搭載機器) の試験で不具合が発生していることがわかる。「不具合原因」について着目すると、音響試験およびランダム振動試験ともに、環境条件の見積り不良等の設計不備 (Imperfect design) による不具合発生数が多いことがわかる。特にランダム振動試験では、解析にてモデル化困難な電気性能 (Electrical performance) の不具合事象が多く発生し、再設計および再試験が発生していることが読み取れる。

以上より、再設計および再試験によるコストの増加およびスケジュールへの影響を低減させるため、概念設計等の上流工程において、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、効率的にランダム振動応答を予測し、経験的に予測される過剰な設計条件に対し、より打上げ環境に即して緩和する定量的手法が求められている。

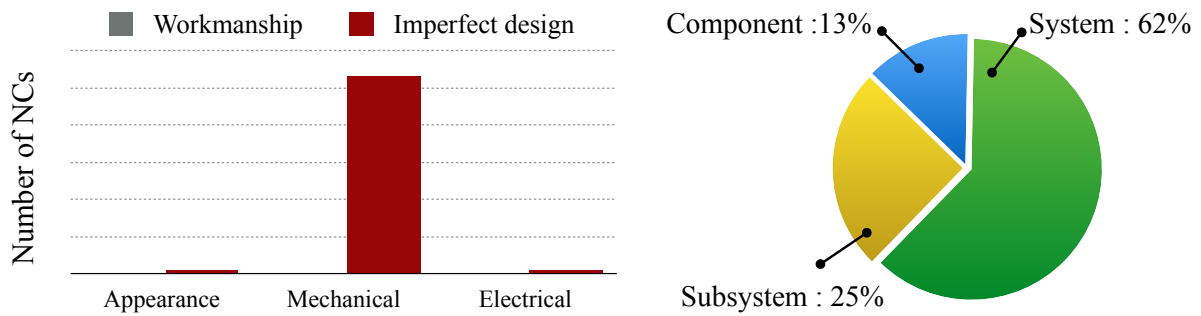


Figure 1-9. An example of the number of Non-Conformance from acoustic test [48]

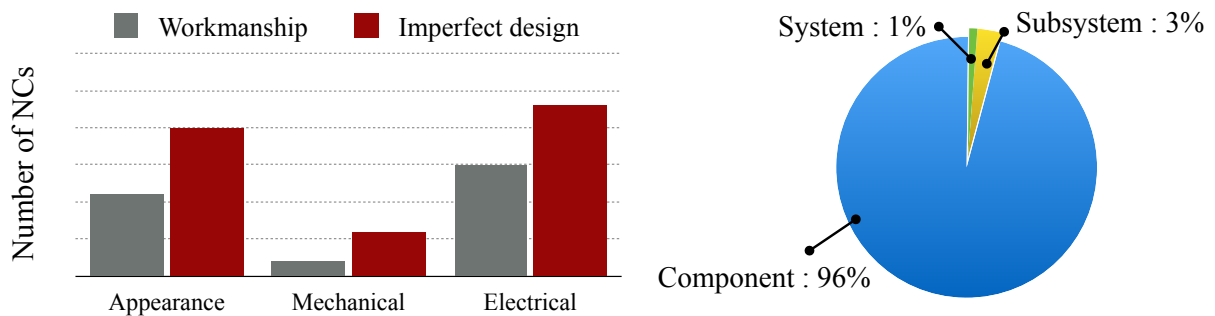


Figure 1-10. An example of the number of Non-Conformance from random vibration test [48]

1.3 本研究の目的と本論文の構成

1.2 節で述べたように、近年の宇宙機開発ではミッションの多様化や高度化に伴い、搭載機器の開発が先行する場合が増えている。また、宇宙機の軽量化や民生品利用によるコスト削減等が進められており、搭載機器のランダム振動環境に対する設計条件の緩和が積極的に議論されている。そのため、宇宙機の搭載機器の開発では、宇宙機が曝される実音響環境や支配的なランダム振動環境を適切に評価し、精度よく振動応

答を予測し、再設計や再検証等の開発の手戻りに要するコストの削減とスケジュールの短縮化が喫緊の課題である。本論文は、宇宙機開発において肝要な技術である、宇宙機設計の上流工程に寄与する音響励起ランダム振動応答解析手法の開発と確立を目的とし、主に宇宙機構体パネル上の搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の低周波数から中周波数領域を対象に、フェアリング内部音圧の空間相関に着目した実音響環境における構造振動応答の評価手法と、宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する構造モード毎の振動応答への寄与度の比較手法と、音響環境下における構造振動応答の簡易予測手法について研究し、宇宙機開発における実機適用例を示す。図 1-11 に本研究で目指す宇宙機構体パネル上の搭載機器の設計条件緩和の概要を示す。なお、本研究で対象とする構造は平板として模擬可能な宇宙機構体パネル（サイズ約 0.5 m × 0.5 m から約 2 m × 1 m 程度）とし、曲率を有する円筒形等の構造は対象としない。

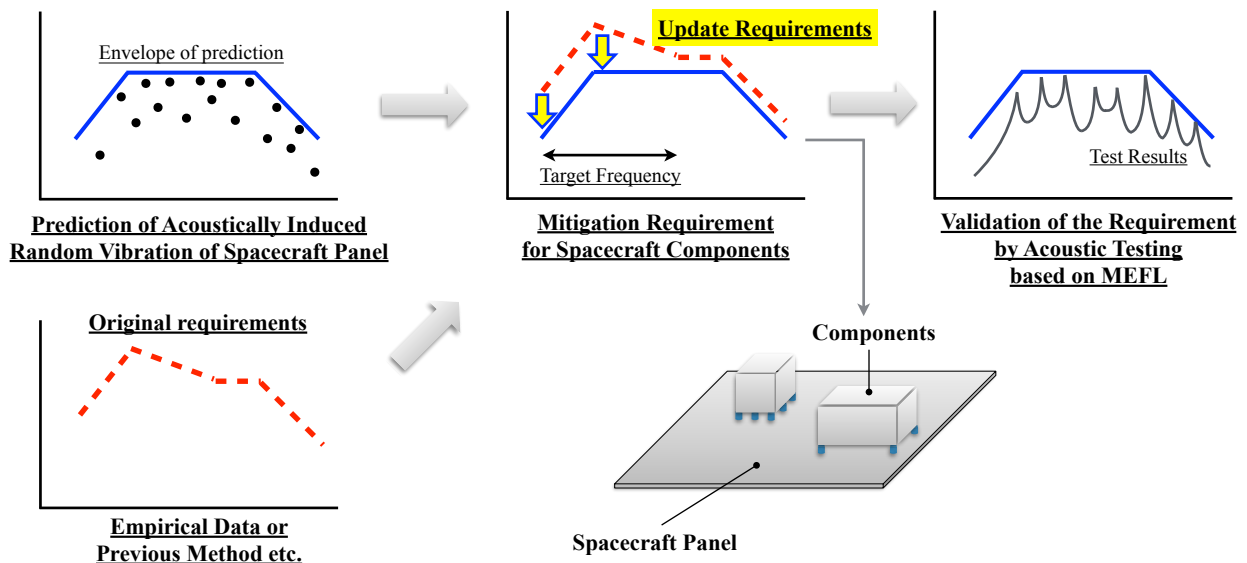


Figure 1-11. The overview of the design requirement mitigation process for spacecraft components

本論文は、全 8 章から構成されており、各章の概要は以下のとおりである。

第 1 章「緒論」では、宇宙機開発における本研究の背景と意義について述べ、宇宙機の開発プロセスおよび設計の上流工程における音響励起ランダム振動環境に対する

搭載機器の設計の課題について述べ、本研究の目的と論文の構成を示した。

第 2 章「フェアリング内部音圧の空間相関に着目した実音響環境における構造振動応答の評価手法の提案」では、宇宙機が曝されるロケット打上げ時の実音響環境について、フェアリング内部の音圧観測点数の制約を考慮した音圧の空間相関の期待値推定法を提案し、理論拡散音場を用いた数値シミュレーションにて提案手法を検証する。また、推定した空間相関に対し、音圧の観測点数を考慮した信頼区間の計算方法を提案し、これを構造振動応答への寄与度を表すジョイントアクセプタンスの計算過程に取り入れ、不確定量を含む振動応答の評価手法を提案する。さらに、提案手法をロケット打上げ時の実測音圧データへ適用し、実音響環境における計算結果と拡散音場を用いた理論解の比較により、宇宙機の検証手段としての拡散音場の妥当性について考察する。

第 3 章「宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法の提案」では、音響負荷と共に構造伝搬によるランダム振動も無視できない構造を有する宇宙機に対し、加振源であるフェアリング内部の音圧や機器取付点の加速度からの搭載機器の振動応答への寄与度がジョイントアクセプタンスや有効質量にて表現出来ることに着目し、搭載機器の設計時に評価対象となる構造モード毎に支配的な環境条件を適切に判断するための比較手法を提案する。また、提案手法を人工衛星実機へ適用し、音響加振実験およびランダム振動実験による理論検証を行うとともに従来手法との比較により実用性を示す。

続いて、第 4 章から第 6 章では、宇宙機設計の上流工程において限られた情報から計算可能となる音響励起ランダム振動応答の簡易予測手法について研究を行った。

第 4 章「ジョイントアクセプタンスを用いた構造振動応答解析における数値積分の簡略化」では、第 3 章までに示したジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析について、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、音響放射効率と固有振動モード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、数値積分を簡略化したジョイントアクセプタンスの計算式を提案する。提案手法により、構造の固有振動モードを含む数値積分に起因する解析時間の短縮化および構造数学モデルに含まれる離散化誤差による数値積分への影響の低減を目指す。また、提案手法を宇宙機の構体パネルへ適用し、コインシデンス周波数以上において 1 dB 以内で従来手法と一致すること、また音響加振実験におけるランダム振動応答との周波数傾向の一致から有効性を示す。

第 5 章「一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時の構造振動応答解析手法の提案」では、ジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析の高効率化を目指し、拡散音場の加振力と一様デルタ相関力の類似性に着目し、各加振に対するジョイントアクセプタンスの関係性を波数変換による理論展開にて表現し、一様デルタ相関加振を適用した拡散音場加振時の応答解析手法を提案する。また、提案手法を複数の境界条件を与えた平板の構造数学モデルへ適用し、従来手法との比較により構造設計における有効性を示す。

第 6 章「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」では、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の低周波数から中周波数領域における振動応答解析の高精度化と高効率化を目的に、Langley らにより提案された有限要素解析 (FEA) と統計的エネルギー解析 (SEA) を結合する FEA-SEA 統合法 (ハイブリッド法) の宇宙機構造への適用に向けた理論検討を行う。まず、拡散音場加振を受ける平板構造の音響励起ランダム振動応答解析について、モード座標変換を用いた FEA-SEA 統合法の解析方法を示し、振動応答へ主に寄与する音響系動剛性行列の対角成分のみに着目した応答解析の効率化を提案する。また、提案手法を宇宙機の構体パネルへ適用し、音響加振実験による理論検証を行うとともに、SEA ベースの宇宙機設計開発ツールによる音響励起ランダム振動応答解析結果との比較により実用性を示す。

第 7 章「次世代赤外線天文衛星 SPICA 開発の上流工程における音響励起ランダム振動応答解析」では、SPICA 搭載機器のランダム振動環境条件の検討において、第 6 章までの研究成果に基づいた、音響励起ランダム振動応答の予測解析および設計条件設定の実機適用例を示し、検討初期に経験的に規定された環境条件 (加速度実効値 21.1 Grms) に対し、10.3 Grms まで低減可能であることを解析結果から示し、より打上げ環境に即して緩和した設計条件を提案する。また、設計条件の緩和が求められている搭載機器について、機器の動質量および機器取付点の振動応答予測値を用いた、機器の重心相当点における振動応答値を算出し、ランダム振動試験時にフォースリミット手法を適用することにより、搭載機器の重心相当点における加速度実効値についてリミット制御無しの条件と比較し、約 6 dB の負荷低減が可能であることを解析結果から示す。

第 8 章「結論」では、第 2 章から第 7 章で得られた主要な研究成果についてまとめ、研究目的が達成されたことを示す。

第 2 章

フェアリング内部音圧の空間相関に着目した実音響環境における構造振動応答の評価手法の提案

2.1 緒言

ロケットのフェアリングに格納される宇宙機は、ロケット打上げ後数秒のリフトオフ時 (Lift Off) と、ロケットが遷音速 (Transonic Speed) に到達する打上げ後 30 秒前後に特徴的な音響環境に曝される。この音響環境は、130dB を超える高い音圧レベル (Sound Pressure Level, SPL) であり、非定常かつランダムな現象である。

従来、音響励起ランダム振動環境に対する宇宙機の設計検証手段として、規定した音響環境条件 (音圧レベルと試験時間) に対し、音のエネルギー密度が空間的に一様で、空間内全方向のエネルギー流れが等確率で分布する拡散音場 (Diffuse Acoustic Field) の適用が要求されてきた [11][12]。しかし、近年は新規に宇宙開発業界に参入する企業が増えてきていることもあり、拡散音場を作り出す反響室の整備や試験実施に対するコストが課題となり、より簡易な設計検証手段が求められている。欧米では、この課題を解決するために DFAT (Direct Field Acoustic Testing) と呼ばれる音響試験手法が検討されている [20][21]。DFAT は、大型スピーカを人工衛星等の試験対象に向かって放射状に複数個設置し、擬似的な拡散音場環境を作り出す簡易的な試験手法である。DFAT による音響試験の一例を図 2-1 に示す。これは、大型の反響室を必要としないため、効率的な試験手法として注目されているが、DFAT にて作り出される

音響環境は、スピーカから作り出される進行波を組み合わせることによる疑似的な拡散音場であるため、実音響環境との差異や、規定した試験条件を作り出すための音波の入射角等、スピーカのコンフィギュレーション管理について議論されている [22].



Figure 2-1. The overview of the DFAT for the Orion Spacecraft ©Dusty Volkel/Lockheed Martin

1.2.1 項で述べたとおり、ロケット打上げ時の実音響環境は非定常かつランダムな音響環境であり、詳細な音場特性（音圧の空間分布や空間相関）および宇宙機の構造振動応答への詳細な影響は把握されていない。このため、DFAT の評価において拡散音場を前提とした議論は実音響環境に対し過剰な入力条件となる可能性がある。また、音場特性の一つである音圧の空間相関を表す正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数は、音響励起の構造振動応答に大きく寄与することが知られているが [23], Kolaini や Larkin らが実施してきたロケット打上げ時や音響試験時の実音響環境評価に関する先行研究では、音圧レベルのみを統計評価したものが多く [24][25], 空間相関に基づく音場特性の評価や宇宙機の構造振動応答についての検討は十分に行われていない。この理由として、音場音圧の空間相関を表す正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数を用いて評価する場合、観測点毎の音圧変動を考慮して空間にわたる平均値（期待値）を求める必要があるが [37], 実音響環境評価における技術的課題として音圧観測点数に制約があり、期待値の推定が困難であることが挙げられる。したがって、従来の拡散音場に代わる DFAT に代表される効率的な設計検証手段の確立へ

向けて、限られた音圧観測点数からの音場音圧の空間相関の推定法と音響励起の構造振動応答評価法の確立が必要とされている。

本章では、宇宙機が曝されるロケット打上げ時の実音響環境について、フェアリング内部の音圧観測点数の制約を考慮した音圧測定値から算出する空間相関の期待値の推定法を提案し、理論拡散音場を用いた数値シミュレーションにて提案手法を検証する。また、推定した空間相関の期待値に対し、従来検討されていなかった音圧観測点数を考慮した空間的な信頼区間の計算方法を新たに提案し、これを音響加振における構造モード毎の振動応答への寄与度を表すジョイントアクセプタンスの計算過程に取り入れ、不確定量を含む振動応答の評価手法を提案する。さらに、提案手法をロケット打上げ時の実測音圧データへ適用し、実音響環境における計算結果と拡散音場を用いた理論解の比較により、宇宙機が曝される音響振動環境に対する検証手段としての拡散音場の妥当性について考察する。

2.2 正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数とジョイントアクセプタンス

2.2.1 正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数

図 2-2 に示す様に、無限空間に配置された構造系に振幅 P_i の平面音波が偏角 θ , ϕ により入射する音場を考える。構造系の点 \mathbf{x} , 固有角周波数 ω における音圧パワースペクトル密度関数 (Power Spectrum Density, PSD) を $S_p(\mathbf{x}, \omega)$, 構造系の点 \mathbf{x} , \mathbf{x}' の 2 点間の音圧クロスパワースペクトル密度関数 (Cross Power Spectrum Density, CPSD) を $S_{cp}(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)$ とする。構造系の点 \mathbf{x} , \mathbf{x}' へ、波数 k , 偏角 θ , ϕ ($=0$ [rad]) の平面音波が入射する場合、2 点間の正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数 (以下、正規化音圧 CPSD と呼ぶ) $C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)$ は式 (2-1) にて表される [49]。 j を虚数単位, $r = |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|$ を音場内の 2 点間距離, $\text{Re}(\)$ は複素数実部とする。

$$\begin{aligned} C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) &= \text{Re} \left(\frac{S_{cp}(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)}{\sqrt{S_p(\mathbf{x}, \omega) S_p(\mathbf{x}', \omega)}} \right) \\ &= \text{Re} \left(e^{-jkr \cos(\theta)} \right) \end{aligned} \quad (2-1)$$

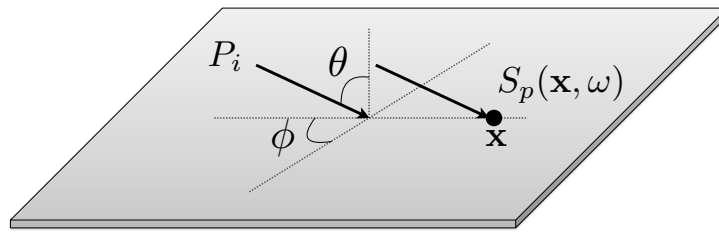


Figure 2-2. Plane acoustic waves from incident angles in infinite space

ここで、宇宙機設計の前提条件となる拡散音場について考える。まず、音波が平面内に広がる「二次元拡散音場」では、平面内において音波の偏角に対するランダム性が高い音響環境を考えることになり、音波が平面内のあらゆる方向から等確率で入射する場合を考えることと等しい。この場合、音場内2点間の正規化音圧 CPSD C_p は、式 (2-1) において偏角 θ が 0 から 2π の範囲で変化した際の入射角に関する平均演算により式 (2-2) にて求められる [49]。 J_0 は第1種0次ベッセル関数 (Bessel function of the first kind, order zero) を表す。

$$\begin{aligned} C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \text{Re} \left(e^{-jkr \cos(\theta)} \right) d\theta \\ &= J_0(kr) \end{aligned} \quad (2-2)$$

さらに、音波が空間内に広がる「三次元拡散音場」では、空間内において音波の偏角に対するランダム性が高い音響環境を考えることになり、音圧分布空間から等確率で入射する場合を考えれば良い。この場合、音場内2点間の C_p は、(2-1) において偏角 θ が 0 から 2π 、 ϕ が 0 から π の範囲で変化した際の入射角に関する平均演算により式 (2-3) にて求められる [49]。式 (2-3) は sinc 関数と呼ばれ、正弦関数をその変数で割ることで値が得られる関数である。以下、特に断りが無い場合、「拡散音場」とは三次元拡散音場を意味するものとする。

$$\begin{aligned} C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) &= \frac{1}{4\pi} \int_0^{2\pi} \int_0^{\pi} \cos(kr \cos(\theta)) \sin \theta d\phi d\theta \\ &= \frac{\sin(kr)}{kr} \\ &= \text{sinc}(kr) \end{aligned} \quad (2-3)$$

2.2.2 ジョイントアクセプタンスを用いた音響振動応答解析

図 2-3 に示す様に、構造系の点 \mathbf{x} ，角周波数 ω における音圧 PSD $S_p(\mathbf{x}, \omega)$ を受ける表面積 A の平板構造を考える．構造系の r 次モードについて， Λ_r をモード質量， $\phi_r(\mathbf{x})$ を構造系の点 \mathbf{x} における固有振動モード， ζ_r を減衰比とすると，拡散音場中においてバッフルされた平板構造の点 \mathbf{x} における応答加速度 PSD $S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega)$ は式 (2-4)，(2-5) から求められる [23]．なお，拡散音場においては，音圧 PSD $S_p(\mathbf{x}, \omega)$ は場所に依らず均質であることから $S_p(\mathbf{x}, \omega) = S_p(\omega)$ とした． Z_s^* は， Z_s の複素共役を表す．

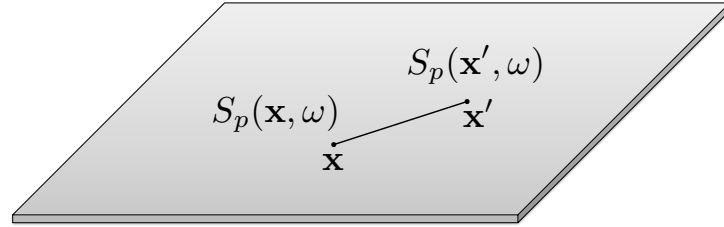


Figure 2-3. Rectangular plate for Joint Acceptance formulation in Diffuse Acoustic Field

$$S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega) = \left(\sum_{r=1}^{\infty} \frac{4A^2 S_p(\omega) j_{rr}(\omega)}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) + \sum_{r=1}^{\infty} \sum_{s=1}^{\infty} \frac{4A^2 S_p(\omega) j_{rs}(\omega)}{\Lambda_r \Lambda_s Z_r(\omega) Z_s^*(\omega)} \phi_r(\mathbf{x}) \phi_s(\mathbf{x}) \right) \omega^4 \quad (r \neq s) \quad (2-4)$$

$$Z_r(\omega) = -\omega^2 + j2\zeta_r \omega_r \omega + \omega_r^2, \quad Z_s(\omega) = -\omega^2 + j2\zeta_s \omega_s \omega + \omega_s^2 \quad (2-5)$$

式 (2-4) 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 (2-6)，(2-7) で表される [23]．ジョイントアクセプタンスは，拡散音場中におけるモーダルフォース PSD と考えることができ，対象となる構造がどの程度音響加振されやすいかを各構造モードに対して示している．数値積分区間の A ， A' は，対象とする平板構造の表面積区間を意味する．

$$j_{rr}(\omega) = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (2-6)$$

$$j_{rs}(\omega) = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) \phi_s(\mathbf{x}') d\mathbf{x}d\mathbf{x}' \quad (2-7)$$

ここで、式 (2-4) において、ジョイントアクセプタンスのクロスモード成分である $j_{rs}(\omega)$ を含む項が、 $j_{rr}(\omega)$ を含む項に比べ十分に小さく無視できると仮定すると、式 (2-8) が成り立つ。

$$S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega) \simeq \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4A^2 S_p(\omega) j_{rr}(\omega)}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \omega^4 \quad (2-8)$$

また、固有角周波数 ω_r について、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、さらに、構造振動による放射音圧は、構造が剛体である場合の表面音圧（これをブロック音圧と呼び、遠方音圧の 2 倍である）に比べて無視できると仮定すると、式 (2-9) が成り立つ。平板モデルに対する本仮定の妥当性については、安藤らにより文献 [23] にて示されている。なお、式 (2-9) は音響と構造の非連成モデルにおける強制加振問題での簡易音響振動解析であり、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。

$$S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r) \simeq \frac{4A^2 S_p(\omega_r) j_{rr}(\omega_r) \phi_r^2(\mathbf{x})}{4\Lambda_r^2 \zeta_r^2} \quad (2-9)$$

以上より、構造系の固有振動モードを用いて式 (2-6) の数値積分によりジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ が得られ、式 (2-9) により構造系の応答加速度 PSD $S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r)$ が求められる。なお、同一構造に異なる音場音圧が負荷された場合の構造振動応答を比較評価するためには、振動応答のし易さの指標となるジョイントアクセプタンス (式 (2-6)) を比較すればよく、応答加速度 PSD (式 (2-9)) を計算する必要はない。

2.3 実測音圧データに基づく音場音圧の空間相関の推定および音響振動応答計算法の提案

2.3.1 概要

実測音圧データから推定する正規化音圧 CPSD C_p を用いて音響環境を評価する際には、観測点毎の音圧変動を考慮して、複数の観測点から選択した音場内 2 点間の C_p^N (これを標本と呼び、 N は標本数) に対し、期待値 (空間にわたる平均値、空間平均) を求める必要があるが、ロケット打上げ時の実音響環境では音圧観測点数に制約があるため十分な標本数に対する空間平均が行えず、期待値の推定が適切でない可能性がある。本節では、平面音波の重ね合わせによる理論拡散音場モデルを用いた数値シミュレーションを行い、正規化音圧 CPSD C_p の期待値 (空間平均) には、音圧観測点数の制約に起因する推定誤差が含まれることを示す。次に、推定誤差を含む C_p の期待値に対し、最小二乗法を用いた多項式近似による誤差の最小化を検討し、多項式次数をパラメータとする数値実験により、空間相関の推定に適切な多項式次数を決定する。また、決定した多項式次数を最小二乗法へ適用し、近似関数として得られた正規化音圧 CPSD の推定値を用いてジョイントアクセプタンス (音響励起ランダム振動応答) を算出する。さらに、推定した期待値に対し、音圧観測点数を考慮した空間的な信頼区間の計算方法を提案し、これを音響加振における構造モード毎の振動応答への寄与度を表すジョイントアクセプタンスの計算過程に取り入れ、構造振動応答予測値の不確定量を定量的に算出する評価手法を提案する。

2.3.2 数値シミュレーションによる理論拡散音場のランダム性評価

図 2-3 に示す様に、無限空間に配置された構造系に振幅 P_i の平面音波が偏角 θ , ϕ により入射する音場を考える。拡散音場とは、互いに無相関で様々な入射角を持つ平面音波が一様に入射する音場のことであり、空間内の音圧分布は平面音波の入射角に関する平均演算にて求められる。本項では、平面音波の数を 10, 100 と変化させるこ

とにより音場のランダム性を変化させ、対象音場における2点間の正規化音圧 CPSD C_p の期待値（空間平均）の変動を確認した。まず、10個および100個の互いに異なる入射角を一様分布ランダムに与えた平面音波を作成し、各平面音波に対する個別の正規化音圧 CPSD C_p^N を式(2-1)にて求め、それらの入射角平均を行うことにより2点間の正規化音圧 CPSD C_p を推定する。数値シミュレーションでは1波長内のサンプリング点数を考慮し、波数 k とマイクロホン2点間の距離 r の積である無次元波数 kr を0から 16π まで 0.05π 刻みで変化させて、これを満たす様に不作為に抽出した2個のマイクロホンの組合せに対する正規化音圧 CPSD C_p^N を計算し、同様の操作を100回繰り返した。また、求めた100通りの C_p のうち、ランダムに算出した6通り、および100通り全てに対する空間平均を算出し、これを対象音場における2点間の C_p の期待値として、拡散音場における正規化音圧 CPSD の理論解（sinc 関数、式(2-3)）と比較した。図2-4から図2-7に比較結果を示す。本結果より、平面音波の数を増やすことにより、正規化音圧 CPSD C_p の期待値（空間平均）推定に対するランダム性が高くなり、理論解（sinc 関数）に対する追従性が高くなることがわかる。また、平面音波の数が一意に確定している場合においては、正規化音圧 CPSD C_p の期待値には、音圧観測点数の制約に起因する推定誤差が含まれることがわかる。

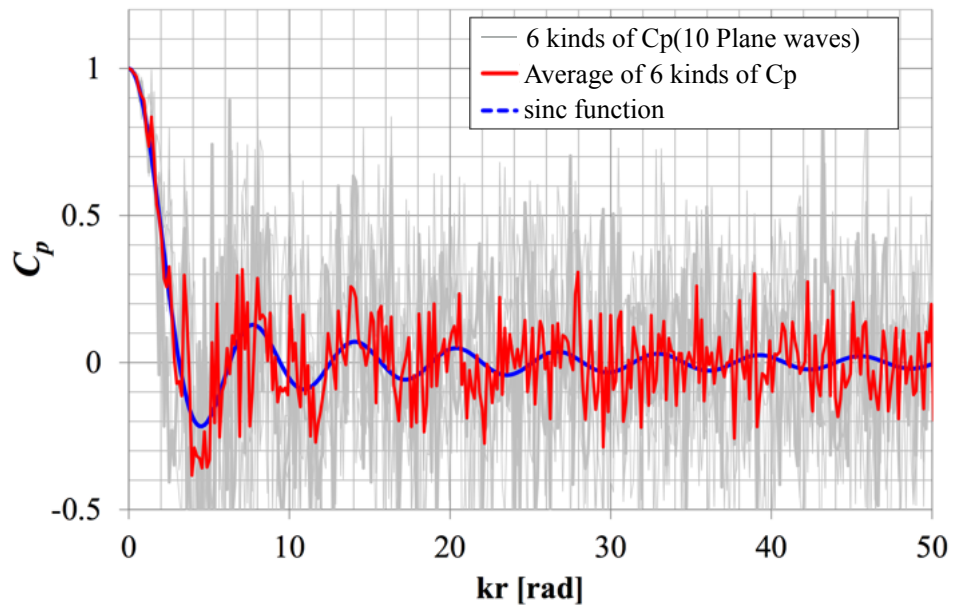


Figure 2-4. The calculation result of the average of 6 kinds of C_p based on 10 Plane waves

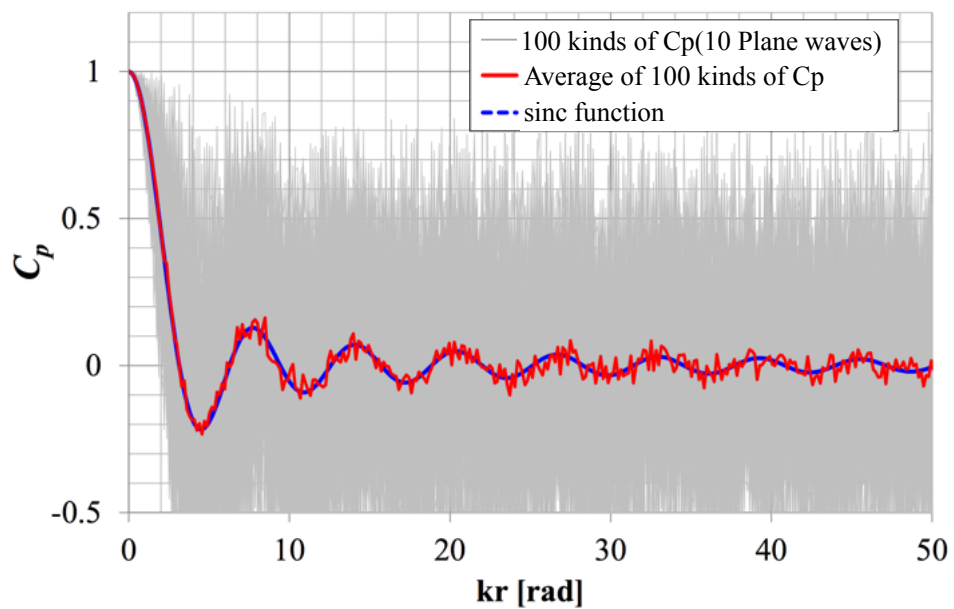


Figure 2-5. The calculation result of the average of 100 kinds of C_p based on 10 Plane waves

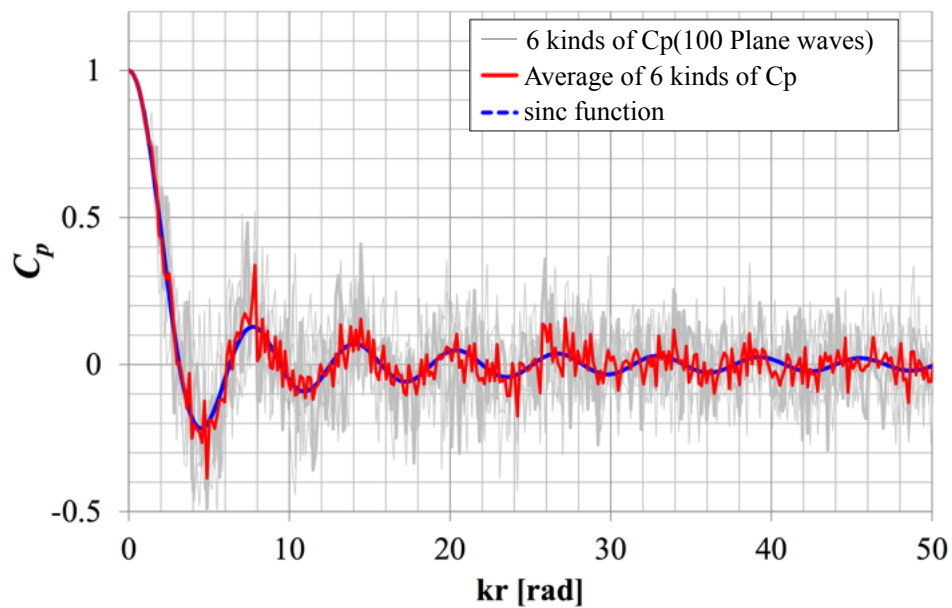


Figure 2-6. The calculation result of the average of 6 kinds of C_p based on 100 Plane waves

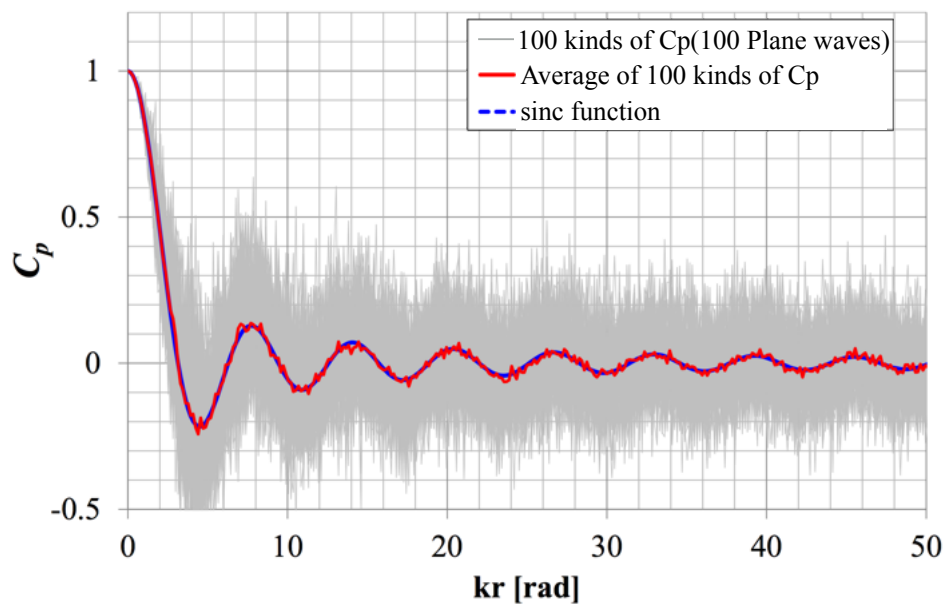


Figure 2-7. The calculation result of the average of 100 kinds of C_p based on 100 Plane waves

2.3.3 最小二乗法の適用による正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の近似計算法

本項では、推定誤差を含む正規化音圧 CPSD C_p の期待値に対し、最小二乗法を用いた多項式近似（ベキ級数近似）により、推定誤差を最小とする近似解を求めることを考える。一般に、最小二乗法では、被近似関数を $f(x)$ 、近似関数を $g(x)$ 、近似区間を $[a, b]$ とすると、式 (2-10) に示す残差平方和 S^2 を最小にする様に、式 (2-11) における各項の係数 a_i を求め、近似関数 $g(x)$ を決定する [50].

$$S^2 = \sum_{i=0}^m \{f(x_i) - g(x_i)\}^2, (a \leq x_0, x_i, \dots, x_m \leq b) \quad (2-10)$$

$$g(x) = \sum_{i=0}^n a_i x^i \quad (2-11)$$

ランダム誤差を含む測定データに対して最小二乗法を用いた多項式近似を行う場合、多項式次数を増加させると残差平方和は減少するが、近似関数は振動成分を多く含むことで複雑になり、近似精度が低下する。一方、多項式次数を減少させると、近似関数はより単純化され近似精度は向上するが、残差平方和が増加する [50]。これらの問題に対応する手法の1つに AIC (Akaike Information Criterion, 赤池情報量規準) [51] があり、式 (2-12) で示される AIC が最小となる次数を選択することで精度良い近似関数を推定できる [52]。ここで、 m を測定データ数、 n を多項式次数とする。本項では、多項式次数をパラメータとする数値実験を行い、最小二乗法と AIC を適用し、近似関数を決定するための多項式次数を評価した。

$$AIC = m \ln S^2 + 2n \quad (2-12)$$

多項式近似における数値計算では、対象とする平板構造の2点間距離および解析対象周波数を考慮し、正規化音圧 CPSD の対象区間 (kr) を0から 16π までとし、対象区間における離散点 $(x_1, y_1), \dots, (x_m, y_m)$ に対し、 $n+1$ 列のヴァンデルモンド行列 V を含む線形方程式を解き、係数行列 A を求め、近似関数を決定した。さらに、近似関数

を用いて離散点 (x_1, \dots, y_m) に対する最小二乗近似値を求めた。線形方程式の詳細を式 (2-13), (2-14) に示す。ここで, V^\dagger は長方形行列 V の擬似逆行列を表す。この計算については, 汎用数値解析ソフトウェア MATLAB を用いて, MATLAB に含まれる標準関数 (polyfit および polyval) を適用した。

$$VA = Y, A = V^\dagger Y \quad (2-13)$$

$$V = \begin{pmatrix} x_1^n & x_1^{n-1} & \cdots & 1 \\ x_2^n & x_2^{n-1} & \cdots & 1 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ x_m^n & x_m^{n-1} & \cdots & 1 \end{pmatrix}, A = \begin{pmatrix} a_n \\ a_{n-1} \\ \vdots \\ a_0 \end{pmatrix}, Y = \begin{pmatrix} y_n \\ y_{n-1} \\ \vdots \\ y_0 \end{pmatrix} \quad (2-14)$$

多項式次数をパラメータとする数値実験では, 図 2-4 に示すランダム性の低い音場 (平面音波の数: 10) から算出した C_p に対し, 最小二乗法にて多項式次数 n を 1 から 100 まで変化させた多項式近似を行い, 求めた 100 通りの C_p に対して AIC を適用し, 多項式近似における最適次数を検討した。100 通りの C_p に対して AIC を算出した結果を図 2-8 に示す。この結果より, C_p の多項式近似として 25 次を選択することで, 近似関数は理論解である sinc 関数に最も近い結果を得ることがわかる。

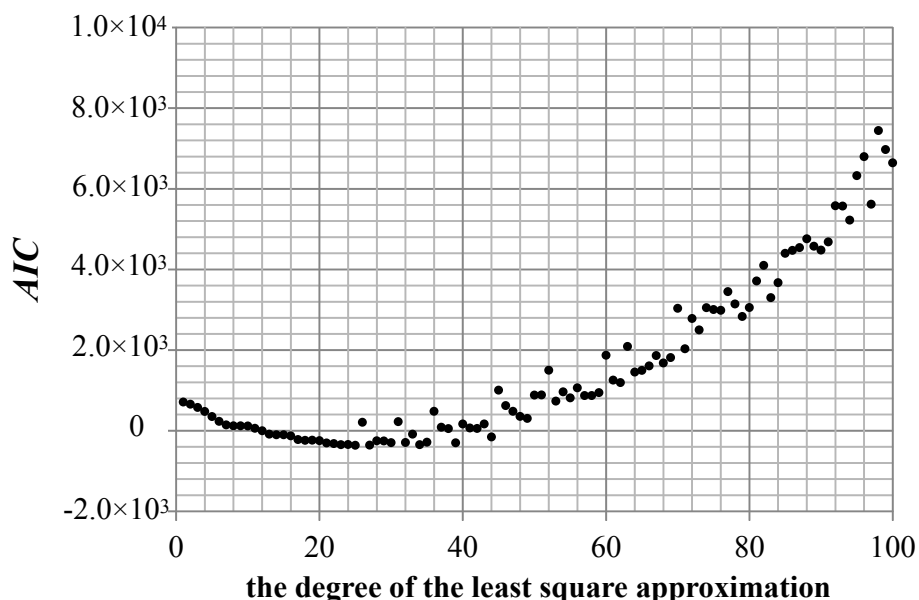


Figure 2-8. The calculation result of the AIC based on the C_p with 10 Plane waves

続いて、音場のランダム性を変動させた場合にも、近似計算法（最小二乗法を用いた25次の多項式近似）が構造振動応答の評価に対して有効であることを示す。ここでは、平面音波の数を10および100とし、 C_p の標本数は、ロケット打上げ時および音響試験時における音場内に設置可能なマイクロホンの個数（通常4~6個程度）を考慮し6とした。最小二乗法を用いて C_p の空間平均に対する近似関数を求め、求めた近似関数を用いてジョイントアクセプタンスを算出し、理論解と比較した。ジョイントアクセプタンスの算出では、図2-9に示す四辺単純支持平板を対象モデルとして、表2-1に示す解析用パラメータを用いた。固有角周波数 ω_{mn} と固有振動モード ϕ_{mn} は、式(2-15)、(2-16)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。ここで、 D は平板の曲げ剛性であり、式(2-17)にて求められる。また、 \hat{m} は構造の面密度、 L_x 、 L_y は平板の二辺の長さ、 ω_{mn} と ϕ_{mn} は、それぞれ x 方向 m 次、 y 方向 n 次の固有角周波数と固有振動モードである。なお、宇宙機の構体パネルは平板形状が多く、大きさも対象モデルと同程度である。対象モデルの共振周波数（36次、2000 Hzまで）を表2-2に示す。

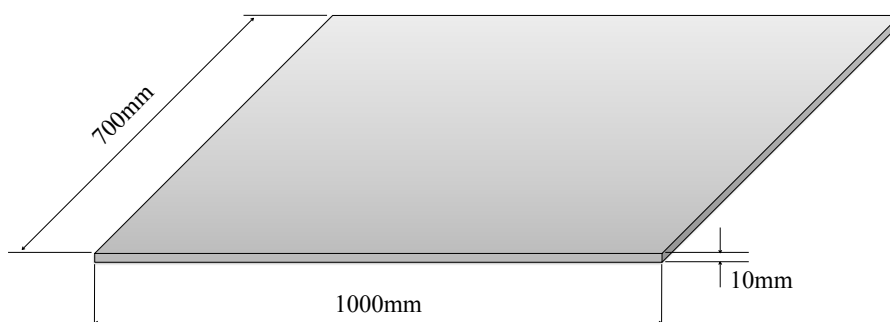


Figure 2-9. Rectangular plate in Diffuse Acoustic Field

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{D}{\hat{m}}} \left\{ \left(\frac{m\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L_y} \right)^2 \right\} \quad (2-15)$$

$$\phi_{mn}(x, y) = \frac{2}{\sqrt{L_x L_y \hat{m}}} \sin\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right) \quad (2-16)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (2-17)$$

Table 2-1. Parameter used for CPSD and Joint Acceptance analysis employing the fairing acoustics

Parameter	Symbol	Value
Area	A	1.0×0.7 m
Mass	M	18.76 kg
Material	-	Aluminum
Thickness	h	0.01 m
Poisson's ratio	ν	0.33
Young's modulus	E	$7.06e+10$ Pa
Structural density	ρ_s	$2.68e+3$ kg/m ³
Sonic speed	c_0	340 m/s
Air density	ρ_0	1.21
Element length	-	0.02 m
Frequency range	-	20-2000 Hz
Boundary condition	-	Simple support
Coincidence Frequency	f_c	1172 Hz

Table 2-2. Eigenvalue analysis result by Analytical Solution

Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]
1	75.0	11	666.7	21	1199.5	31	1660.9
2	148.9	12	674.7	22	1258.4	32	1692.6
3	225.9	13	817.6	23	1282.6	33	1779.2
4	272.2	14	829.7	24	1340.4	34	1836.0
5	299.9	15	847.3	25	1356.5	35	1874.3
6	423.2	16	903.7	26	1409.3	36	1910.0
7	444.8	17	937.9	27	1421.4		
8	477.5	18	1026.9	28	1479.8		
9	551.5	19	1069.2	29	1628.2		
10	595.7	20	1088.8	30	1652.4		

図 2-10, 2-11 に平面音波の数を 10 とした際の正規化音圧 CPSD およびジョイントアクセプタンスの比較結果を示す。また同様に, 図 2-12, 2-13 に平面音波の数を 100 とした際の正規化音圧 CPSD およびジョイントアクセプタンスの比較結果を示す。図 2-11, 図 2-13 に示すジョイントアクセプタンスの算出結果より, ランダム性の低い音響環境 (平面音波の数: 10) においても, ランダム性の高い拡散音場環境 (平面音波の数: 100) と同等に, 近似計算法を適用した C_p を用いて算出したジョイントアクセプタンスは理論解と比較し, 平均して 0.5 dB 未満の精度で一致しており, 同等の結果が得られることがわかる。この結果より, 最小二乗法を用いた 25 次の多項式近似を行うことで, 空間平均回数に起因する推定誤差を含め, 構造振動応答を評価するにあたり十分な近似を行うことが可能であることがわかる。本手法を実音響環境の評価へ適用するにあたり, 拡散音場のみならず, 進行波音場および乱流境界層においても有効な手法であることを次項にて示す。

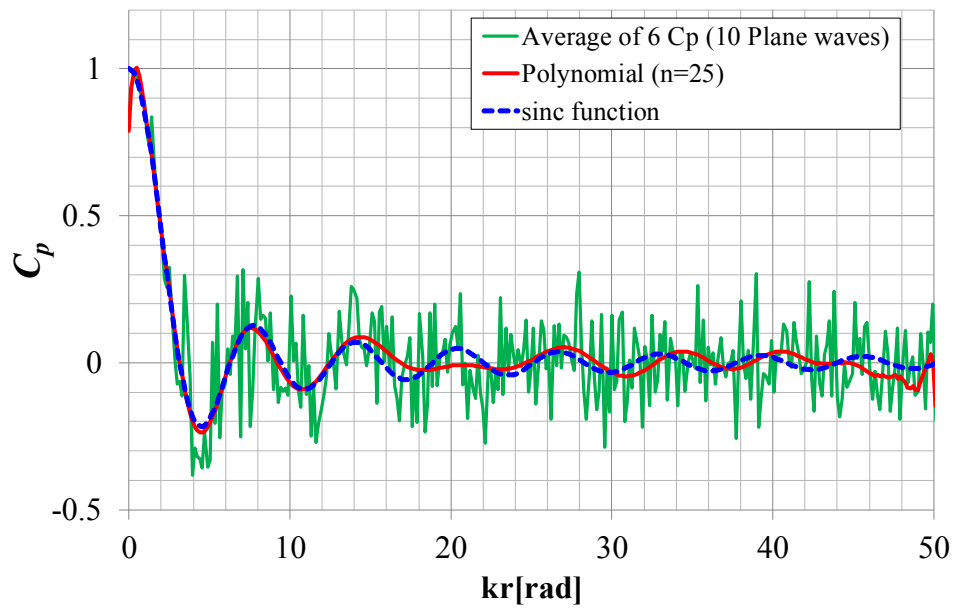


Figure 2-10. Normalized cross-power spectrum density C_p (10 Plane waves)

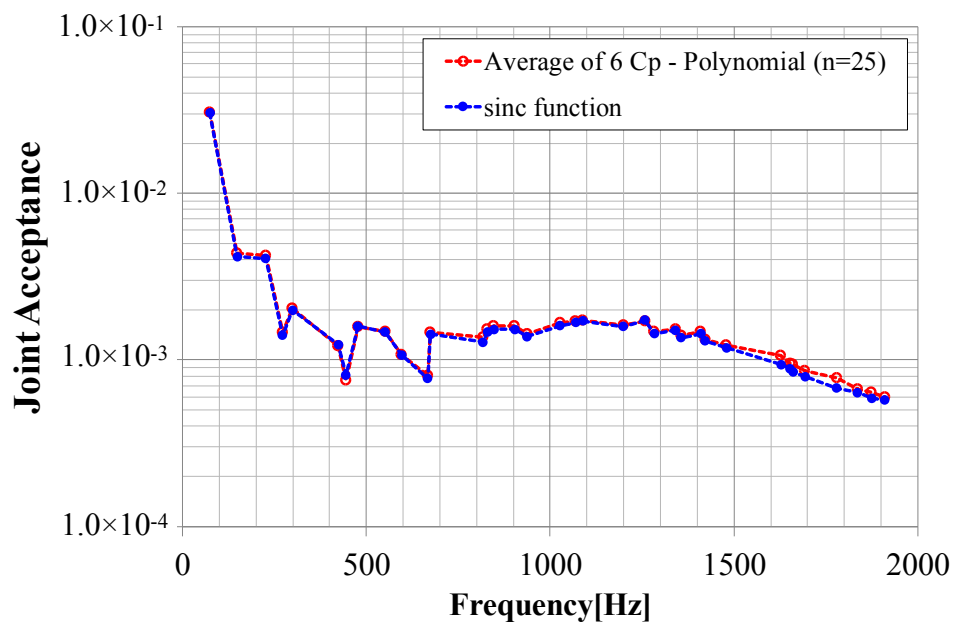


Figure 2-11. Joint Acceptance for C_p on Figure 2-10

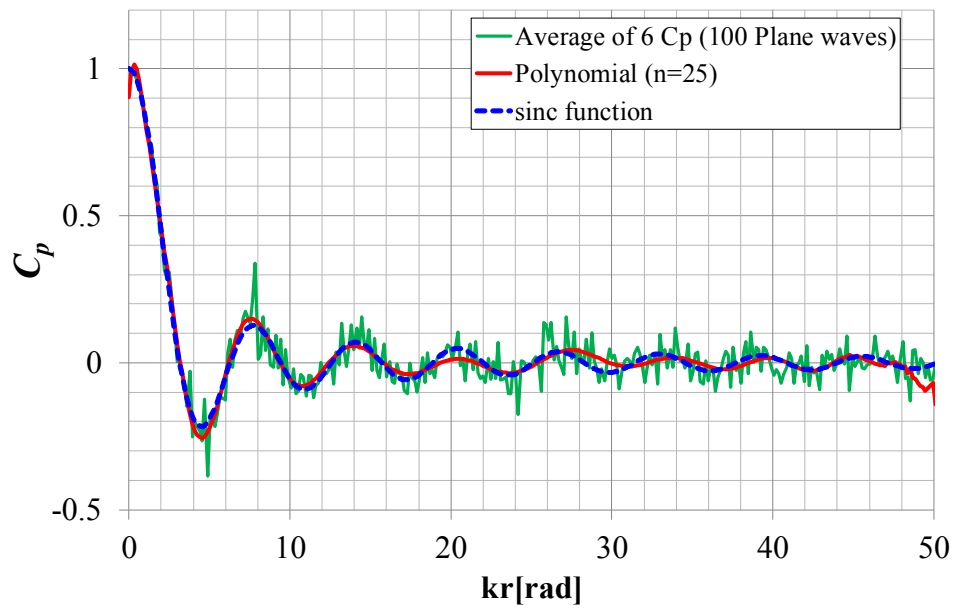


Figure 2-12. Normalized cross-power spectrum density C_p (100 Plane waves)

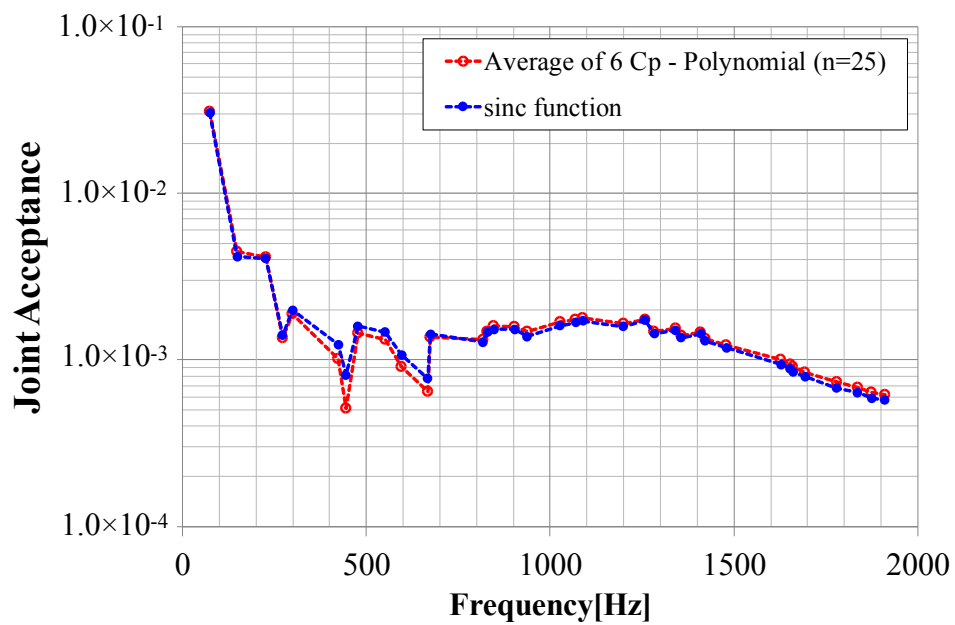


Figure 2-13. Joint Acceptance for C_p on Figure 2-12

2.3.4 非拡散音場における近似計算法の有効性評価

本項では、2.3.3項で示した正規化音圧 CPSD C_p の近似計算法について、進行波音場 (Progressive Acoustic Field, PAF) および乱流境界層 (Turbulent Boundary Layer, TBL) に対する有効性評価を行う。まず、進行波音場および乱流境界層における C_p の理論解に対し、3.1節と同様に波数 k とマイクロホン2点間の距離 r の積である無次元波数 kr を0から 16π まで 0.05π 刻みで離散化する。次に、この離散化された C_p に対し、25次の多項式近似による近似関数を求め、求めた近似関数を用いてジョイントアクセプタンスを算出し、理論解と比較し有効性を評価する。各音場における C_p については、進行波音場は図2-2における偏角 θ , ϕ を一意に固定した平面音波を複数作成し、各平面音波に対する個別の C_p を式(2-1)にて求め、それらの入射角平均を行うことにより、2点間の正規化音圧 CPSD とした。乱流境界層については、Corcosにより示された乱流境界層上の圧力変動に着目した経験的な解析モデルを適用し [53]、式(2-18)にて表される乱流境界層における音場内2点間の正規化音圧 CPSD C_p^{corcos} を用いた。

$$\begin{aligned} C_p^{corcos} &= e^{-\alpha_x \left| \frac{\omega r_x}{U_c} \right|} e^{-\alpha_y \left| \frac{\omega r_y}{U_c} \right|} e^{j \left(\frac{\omega r_x}{U_c} \right)} \\ &= e^{-\alpha_x k_c |r_x|} e^{-\alpha_y k_c |r_y|} e^{j k_c r_x} \end{aligned} \quad (2-18)$$

ここで、 U_c は乱流中の平均移動速度を、 k_c は U_c に対する波数 (ω/U_c) を、 r_x , r_y は2点間距離 r の x , y 方向成分 ($r = \sqrt{r_x^2 + r_y^2}$) を示す。また、 α_x , α_y は x , y 方向の減衰係数であり、Hwangらにより滑らかな剛壁上の乱流境界層ではそれぞれ、0.11~0.12, 0.7~1.2程度の大きさであることが示されている [54]。本項では、表2-3におけるパラメータを用いて算出した結果を一例として示す。なお、簡単のため乱流境界層については、 r_x 方向成分のみを対象 ($r_y = 0$) に計算した。ジョイントアクセプタンスの算出では、四辺単純支持平板を対象モデルとして表2-1に示す解析用パラメータを用いた。

Table 2-3. Parameter used for CPSD and Joint Acceptance analysis in PAF and TBL

Parameter	Symbol	Value
Elevation	θ	$(pi \times i)/6, (ii = 1 \sim 6)$
Azimuth	ϕ	$(2\pi \times ii)/3, (ii = 1 \sim 3)$
Spatial correlation decay	c_x	0.11

図 2-14, 2-15 に進行波音場に対する正規化音圧 CPSD およびジョイントアクセプタンスの比較結果を示す。また同様に, 図 2-16, 2-17 に乱流境界層に対する正規化音圧 CPSD およびジョイントアクセプタンスの比較結果を示す。図 2-15, 図 2-17 に示すジョイントアクセプタンスの算出結果より, 音響環境に依らず, 近似計算法を適用した C_p を用いて算出したジョイントアクセプタンスは理論解と同等の結果が得られることがわかる。この結果より, 最小二乗法を用いた 25 次の多項式近似による C_p の近似計算法は, 対象とする無次元数 kr (または, k_cr) の範囲において, 構造振動応答の評価に対し有効な手法であると考えられる。

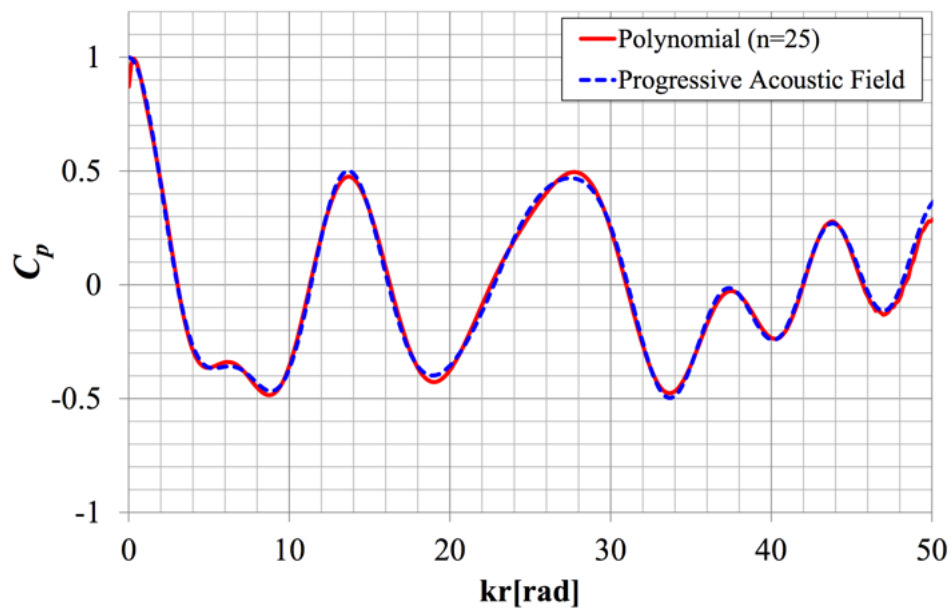


Figure 2-14. Normalized cross-power spectrum density C_p (Progressive Acoustic Field)

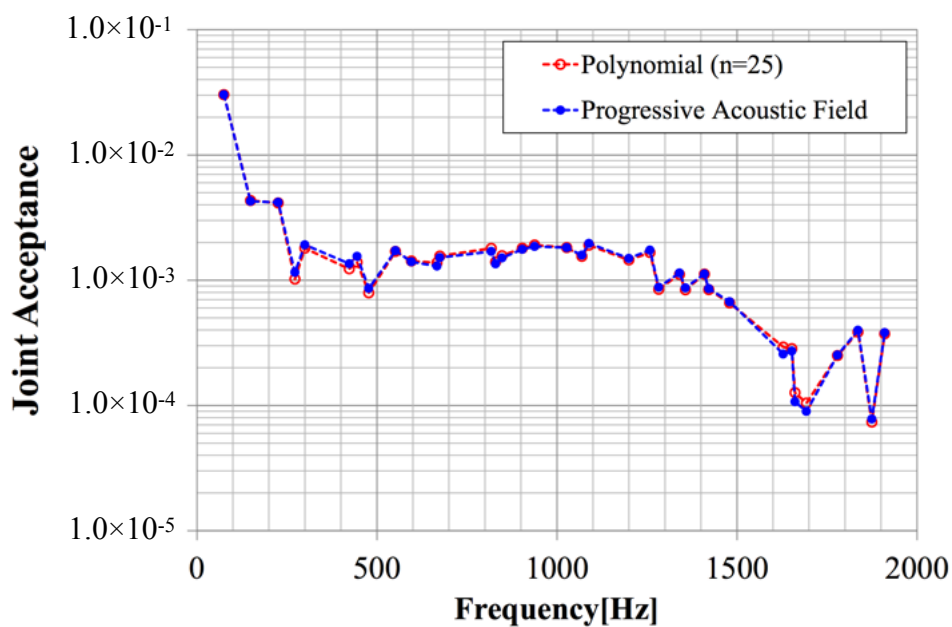


Figure 2-15. Joint Acceptance for C_p on Figure 2-14

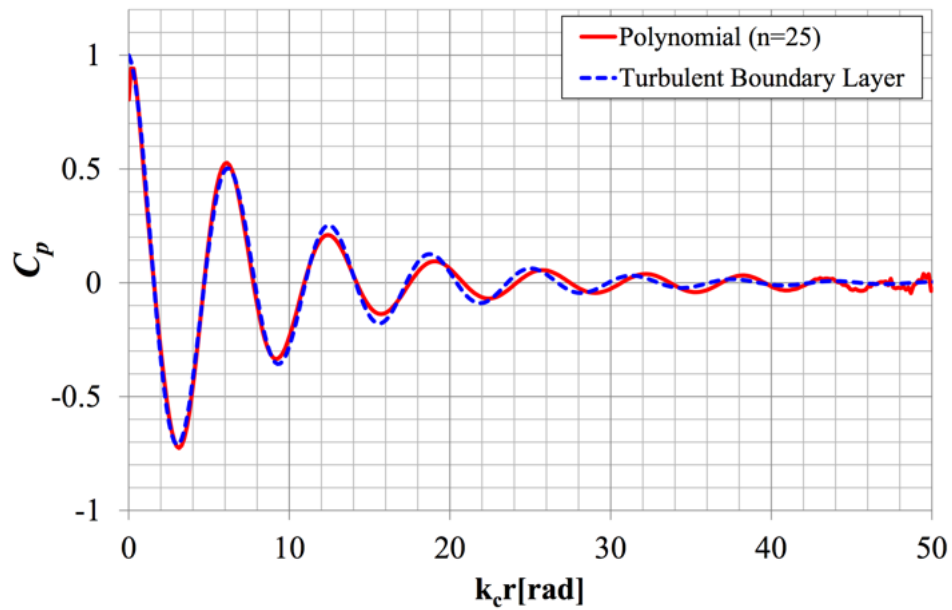


Figure 2-16. Normalized cross-power spectrum density C_p (Turbulent Boundary Layer)

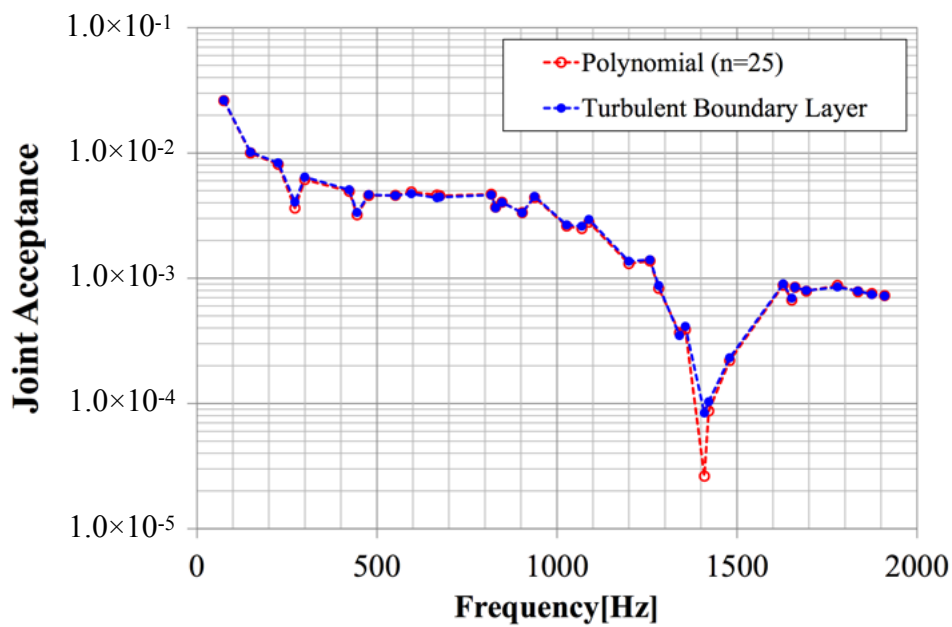


Figure 2-17. Joint Acceptance for C_p on Figure 2-16

2.3.5 t分布の適用によるジョイントアクセプタンスに対する信頼区間の計算方法の提案

2.3.3節では、推定誤差を含む C_p の期待値に対し、最小二乗法を用いた多項式近似による近似計算法を多項式次数をパラメータとする数値実験により検討した。本節では、近似関数として得られた正規化音圧 CPSD の推定値を用いて算出するジョイントアクセプタンスに対し、音圧観測点数を考慮した信頼区間 (Confidence Interval) の計算方法を示す。信頼区間とは、統計学で母数 (真値) がどのような数値の範囲にあるのか、確率論的に示す方法である。一般に、確率変数 X の母平均 μ 、母分散 σ^2 の真値は不明であり、有限の標本数 n か統計分布を検定し、母数の確率密度関数 (Probability Density Function) を決定する。標本数 n が少なく (一般に $n < 30$)、かつ、母数の確率密度関数が正規分布に従う場合には、標本は Student の t 分布 (以下、t 分布) に従うとされている。t 分布の確率密度関数 $f_n(t)$ は式 (2-19) にて表される [55]。

$$f_n(t) = \frac{\Gamma[(n+1)/2]}{\Gamma[(n/2)]\sqrt{\pi n}} \left(1 + \frac{t^2}{n}\right)^{-(n+1)/2} \quad (2-19)$$

ここで、 $\Gamma[]$ はガンマ関数を表している。また、ベータ関数 B を用いて、式 (2-19) は式 (2-20) と表すことができ、取り扱いが容易になる。導出については、Appendix A に示す。

$$f_n(t) = \frac{1}{\sqrt{n} B[1/2, n/2]} \left(1 + \frac{t^2}{n}\right)^{-(n+1)/2} \quad (2-20)$$

自由度 p は、標本数 n から 1 を引いた値 $n-1$ で表され、自由度 p を無限に大きくすると t 分布は正規分布になることが証明されている [55]。図 2-18 に自由度を変化させた t 分布の確率密度関数を示す。N(0,1) は母平均 0、母分散 1 の正規分布を示している。

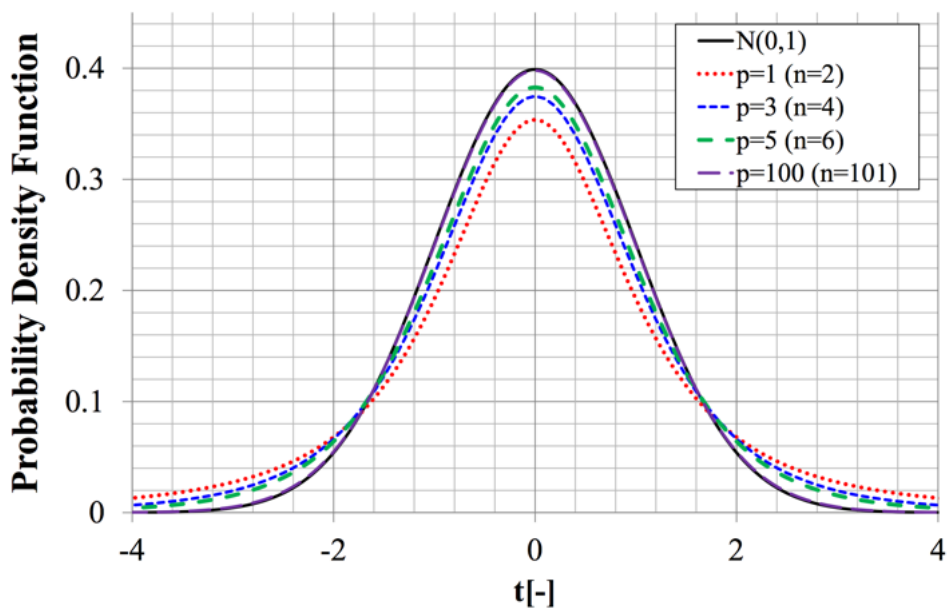


Figure 2-18. An example of t-distribution probability density function

母平均の信頼区間の検討を行う際には、式 (2-21) に示す t 値を用いる。式 (2-21) における標本平均 \bar{x} と標本不偏分散 s^2 は、式 (2-22), (2-23) を用いて標本から算出する。

$$t = \frac{\bar{x} - \mu}{s/\sqrt{n}} \quad (2-21)$$

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (2-22)$$

$$s^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2 \quad (2-23)$$

また、自由度 p 、信頼水準 α (信頼区間における確率を表す) に対応する t 値は、表 2-4 の t 分布表を用いることで、両側確率として母平均の信頼区間を求めることが出来る。

Table 2-4. The t-distribution table

p	$\alpha = 95\%$	$\alpha = 99\%$
1	12.706	63.657
3	3.182	5.841
5	2.571	4.032
100	1.984	2.626
∞	1.960	2.576

実音響環境における正規化音圧 CPSD C_p の確率密度関数が正規分布に従うと仮定すると、式 (2-24) を用いて C_p の信頼区間が求められる。本仮定の妥当性については、2.4.2 項にて示す。信頼区間の計算に必要な t 値は、自由度 p 、信頼水準 α に応じて表 2-4 を参照する。ここで、 $E [C_p]$ は C_p の期待値を表す。

$$E [C_p] - t \frac{s}{\sqrt{n}} \leq C_p \leq E [C_p] + t \frac{s}{\sqrt{n}} \quad (2-24)$$

さらに、構造振動応答の評価指標となるジョイントアクセプタンスに対し、t 分布の適用による信頼区間の計算方法を以下に示す。式 (2-24) を式 (2-6) へ代入すると、信頼区間を考慮したジョイントアクセプタンス $j_{rr,CI}(\omega_r)$ は式 (2-25) となる。

$$\begin{aligned} j_{rr,CI}(\omega_r) &= \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) \left\{ E [C_p] \pm t \frac{s}{\sqrt{n}} \right\} \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x}d\mathbf{x}' \\ &= \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) E [C_p] \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x}d\mathbf{x}' \\ &\quad \pm t \frac{s}{\sqrt{n}} \left(\frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x}d\mathbf{x}' \right) \\ &= E [j_{rr}(\omega_r)] \pm t \frac{s}{\sqrt{n}} J_r \end{aligned} \quad (2-25)$$

ここで、 $E [j_{rr}(\omega_r)]$ は $E [C_p]$ を用いた $j_{rr}(\omega_r)$ の期待値であり式 (2-26) にて求められる。また、 J_r は式 (2-27) にて求められる。

$$E [j_{rr}(\omega_r)] = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) E [C_p] \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x}d\mathbf{x}' \quad (2-26)$$

$$J_r = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (2-27)$$

以上より、実測音圧データから算出した正規化音圧 CPSD に t 分布を適用した場合、ジョイントアクセプタンスの期待値に対する信頼区間は式 (2-28) にて求められる。

$$E[j_{rr}(\omega_r)] - t \frac{s}{\sqrt{n}} J_r \leq j_{rr,CI}(\omega_r) \leq E[j_{rr}(\omega_r)] + t \frac{s}{\sqrt{n}} J_r \quad (2-28)$$

2.4 ロケット打上げ時の実測音圧データを用いた音響振動解析

2.4.1 概要

本節では、2.3.5 項にて提案した、音圧観測点数を考慮した正規化音圧 CPSD の推定方法およびジョイントアクセプタンスに対する信頼区間の計算方法を、ロケット打上げ時の実測音圧データに適用し、実音響環境における計算結果と拡散音場を用いた理論解を比較し、宇宙機が曝される音響振動環境について考察する。

2.4.2 音響データの計測および解析条件

対象とするロケット打上げ機会は、平成 21 年 9 月 11 日 2 時 1 分 46 秒（日本時間）に打ち上げられた、宇宙ステーション補給機「こうのとり」（H-II Transfer Vehicle, HTV）技術実証機を搭載した H-IIB ロケット試験機（H-IIB TF1）とする。HTV が格納されるフェアリングは 5S-H 型（直径 5.1 m、長さ 15 m）であり、音響計測用マイクロホンをフェアリング内部に 4 個設置した。ロケット打上げ時のフェアリング内部の HTV 格納状態およびマイクロホン設置位置を図 2-19 に示す。また、HTV 搭載および H-IIB 打上げ時の様子を図 2-20 に示す。フェアリング内部は大部分を HTV が占めており、対象とする音響空間はフェアリング壁と HTV 構体間の狭い隙間である。ここでは、フェアリング内径を 5000 mm として計算し、フェアリング壁の厚みおよびマイクロホン設置位置に対するバイアス誤差は無視した。本節で用いる実測音圧データ

第2章 フェアリング内部音圧の空間相関に着目した実音響環境における構造振動応答の評価手法の提案

は、計測点毎に異なるサンプリング周波数で計測されているため、解析時は 9600 Hz でリサンプリングし統一した。

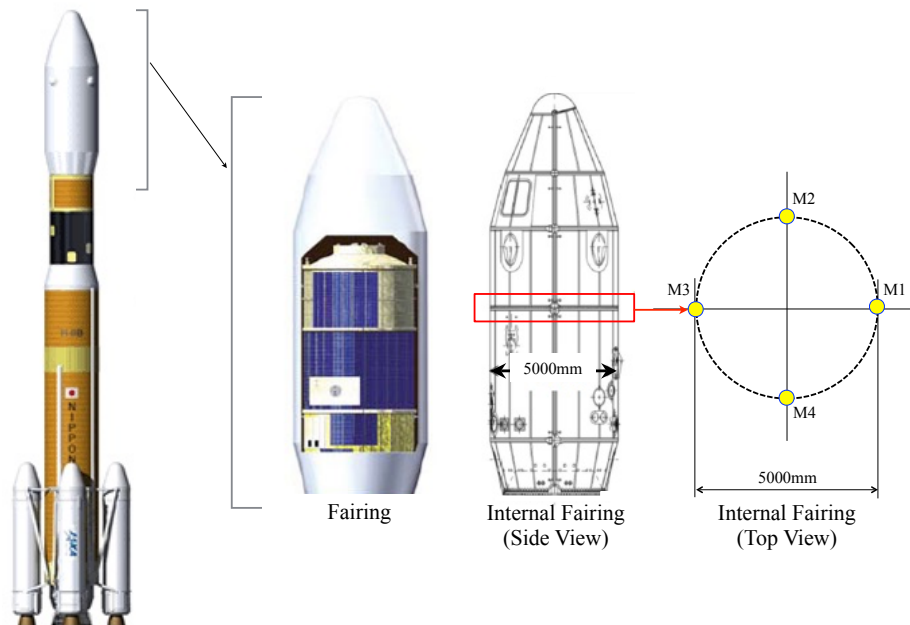


Figure 2-19. The location of the microphones (H-IIB 5S-H Fairing) ©JAXA

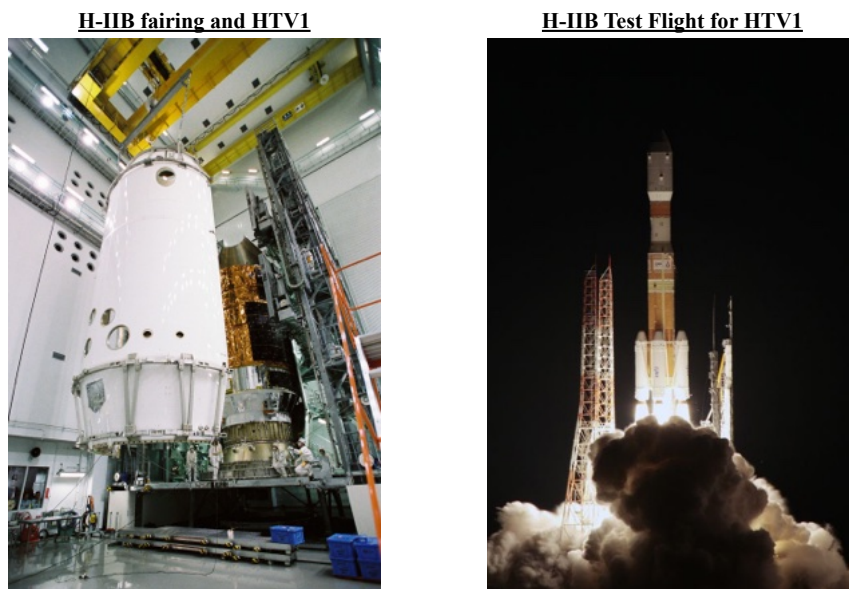


Figure 2-20. The overview of the H-IIB fairing and H-IIB Test Flight for HTV1 ©JAXA

一般に、フェアリング内部に格納された宇宙機は、ロケット打上げ後数秒（リフトオフ時、Lift Off）と、ロケットが遷音速に到達する前後（遷音速時、Transonic Speed）に特徴的な音響環境を受ける。本節では、リフトオフ時（LO、打上げ-3～10秒）と、遷音速時（TS：打上げ後20～40秒）を対象に、フェアリング内部音響環境における音圧の空間相関を表す正規化音圧 CPSD C_p を推定し、音響環境の評価を行った。図 2-19 に示す通り、各マイクロホンに M1～M4 まで番号付けを行い識別し、マイクロホン間距離が 3.5 m となる 4 通りのマイクロホンの組合せ（M1-M2, M2-M3, M3-M4, M4-M1）に対して C_p^N （標本）を計算し、それらを平均化処理することでフェアリング内部音響環境における C_p の期待値（空間平均）とした。次に、2.3.5 項で示した、実音響環境における C_p^N （標本）の確率密度関数が正規分布に従うとする仮定の妥当性を判断するため、リフトオフ時と遷音速時の C_p について、正規確率プロットを用いた検定を行った。ここでは、一例として $kr = 2\pi$ における検定結果を示す。正規確率プロット（Normal probability plot）は、標本数が少ない統計処理を行う場合に有効な手法であり、標本が正規分布にどの程度近いかを、グラフに示されたデータの直線性から判断することが出来る [55]。図 2-21、図 2-22 に正規確率プロットを示す。図 2-21、図 2-22 は正規確率紙と呼ばれ、縦軸を累積確率、横軸を正規化音圧 CPSD C_p とし、正規分布でプロットが直線（赤破線）になるように、縦軸の刻み幅を調整した表示方法である。本検定は、MATLAB に含まれる標準関数（normplot）を適用した。本結果より、実音響環境における正規化音圧 CPSD C_p の確率密度関数は正規分布に従うと判断した。

続いて、求めた期待値に対し、2.3.3 項で提案した多項式近似により正規化音圧 CPSD の推定値（式 (2-11), $n = 25$ ）を算出した。計算に必要となる、フェアリング内部音響環境における音圧 PSD、音圧 CPSD は、MATLAB を用いて計算し、式 (2-1) を用いて正規化音圧 CPSD を算出した。なお、解析条件は宇宙機の音響環境評価にて一般的に使用される条件を参考に、解析刻み時間を 0.2 秒、周波数分解能は 4.8Hz、オーバーラップを 75 % とし、窓関数としてハニング（Hanning）を適用した。また、ジョイントアクセプタンスの算出では、四辺単純支持平板を対象モデルとして、表 2-1 に示す解析用パラメータを用いた。実測音圧データから推定した正規化音圧 CPSD をジョイントアクセプタンスの計算に適用する際には、3.2 節で提案した計算と同様に、波数とマイクロホンの 2 点間距離の積 kr に着目し、式 (2-6) に示す数値積分にて該当する kr に対応する正規化音圧 CPSD を適用した。

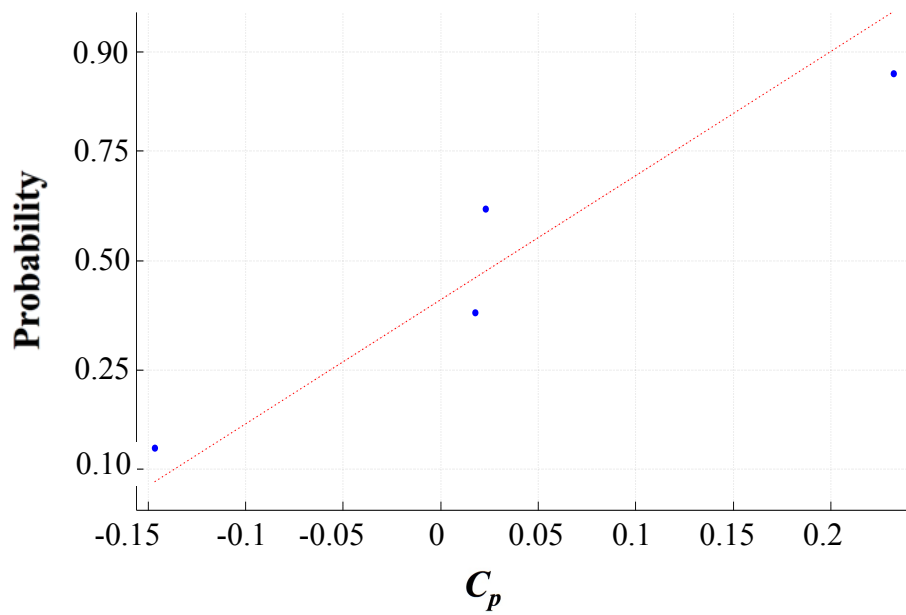


Figure 2-21. The normal probability plot of the normalized CPSD during Lift Off

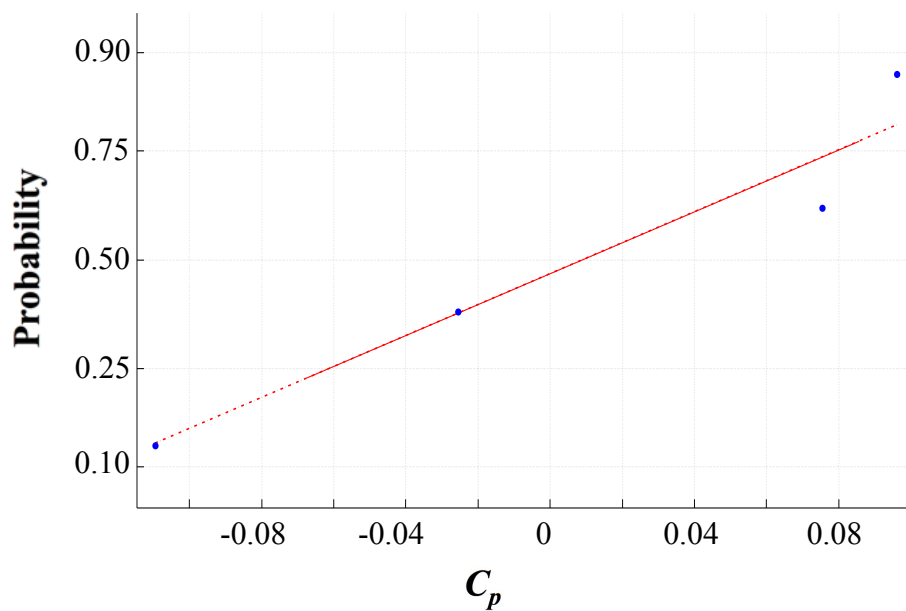


Figure 2-22. The normal probability plot of the normalized CPSD during Transonic Speed

2.4.3 フェアリング内部音響環境における構造振動応答評価

本項では、2.4.1 項にて実測音圧データから推定した正規化音圧 CPSD および、推定した正規化音圧 CPSD を用いて算出した四辺単純支持平板を対象モデルとしたジョイントアクセプタンスを用いて、実音響環境における計算結果と拡散音場を用いた理論解を比較し、宇宙機が曝される音響振動環境について考察する。

まず、ロケット打上げ時の音響振動環境について、リフトオフ時は、エンジン排気流と周辺空気や建物の干渉および反射により生じる音響が地上で反射され、宇宙機を格納しているフェアリングを加振し、フェアリング内部の宇宙機に対し過酷な音響励起ランダム振動環境を与える。一方、遷音速時には、フェアリング外壁に発生する非定常な乱流や、衝撃波による流体加振が要因となり、フェアリング壁にランダム振動を励起し、フェアリング内部の宇宙機に音響励起ランダム振動環境を与える。したがって、リフトオフ時と遷音速時ではフェアリング内部の宇宙機に対するランダム振動の発生メカニズムが異なっており、その結果は、振動応答のし易さを表すジョイントアクセプタンスに現れると考えられる。図 2-23 に、リフトオフ時のフェアリング内部音響環境における正規化音圧 CPSD の期待値 (4 Average of Cp (H2B Flight LO))、多項式近似により得られる推定値 (式 (2-11), Polynomial ($n = 25$)) および拡散音場における正規化音圧 CPSD の理論解 (式 (2-3), sinc function) の比較結果を示す。また、フェアリング内部音響環境および拡散音場における正規化音圧 CPSD を用いて算出したジョイントアクセプタンスの比較結果を図 2-24 に示す。ここで、ジョイントアクセプタンス (Polynomial ($n = 25$)) については、式 (2-28) を用いて信頼区間を算出し、構造振動応答が微小である 1×10^{-4} 以下は評価対象外として無視した。同様に、遷音速時 (H2B Flight TS) における正規化音圧 CPSD およびジョイントアクセプタンスの比較を図 2-25, 2-26 に示す。信頼区間の算出に必要な標本不偏分散 s^2 については、構造設計における安全側評価を実施するため、正規化音圧 CPSD の標本から算出した標本不偏分散 s^2 の包絡値を与え、その他のパラメータについては、自由度 $p = 3$ 、信頼水準 95%、t 値は表 2-3 を参照した。この結果より、図 2-24、図 2-26 の信頼区間算出では、それぞれ、標本不偏分散を 0.19 および 0.33 とした。図 2-24 より、リフトオフ時のフェアリング内部音響環境におけるジョイントアクセプタンスは、拡散音場環境と比較して低周波から中周波数では同等の周波数傾向であるが、高

周波数では減少し振動が励起されにくい傾向がある。ここで、式(2-6)におけるジョイントアクセプタンスの数値積分に着目すると、同一の構造(固有振動モードが同一)に対しては、 C_p の差異のみが振動応答の周波数成分に影響することがわかる。また、拡散音場では空間内の2点間距離が近い程相関が強く、sinc関数の減衰特性を考慮するとジョイントアクセプタンスの数値積分では C_p の第一周期($kr < 2\pi$)が支配的な成分になっていると考えられる。次に、図2-23に着目すると、リフトオフ時における C_p はsinc関数と比較して振動周期が速い。また、特定の無次元波数 kr に着目すると波数 k が大きい程、より近距離の2点間に対する C_p の差異が現れることがわかる。したがって、理論解と比較すると、高周波数において数値積分に有効となる C_p の成分が少なく、振動応答が低い傾向にあると考えられる。一方、図2-26に示す遷音速時のジョイントアクセプタンスは、拡散音場と比較して全体的に振動が励起されにくい傾向にある。これは、図2-25に示す遷音速時の正規化音圧CPSDにおいて、sinc関数と比較して第一周期($kr < 2\pi$)の成分が少ないことに起因すると考えられ、フェアリング外壁に発生する非定常な乱流や衝撃波による流体的加振による遷音速時特有の現象であると考えられ、実音強環境としては拡散音場ではないことが推察できる。さらに、図2-24、図2-26におけるジョイントアクセプタンスの信頼区間に着目すると、一部の周波数では拡散音場よりも励起される可能性が示されているが、この点については構造設計時のマージン(設計余裕)の検討指標になると考えられる。なお、信頼区間の上下幅が周波数により異なるが、これは、式(2-27)にて求められる固有振動モードの数値積分に依存することによる。また、信頼区間については式(2-28)から明らかな様に、評価対象である構造の形状により変動することに注意する。

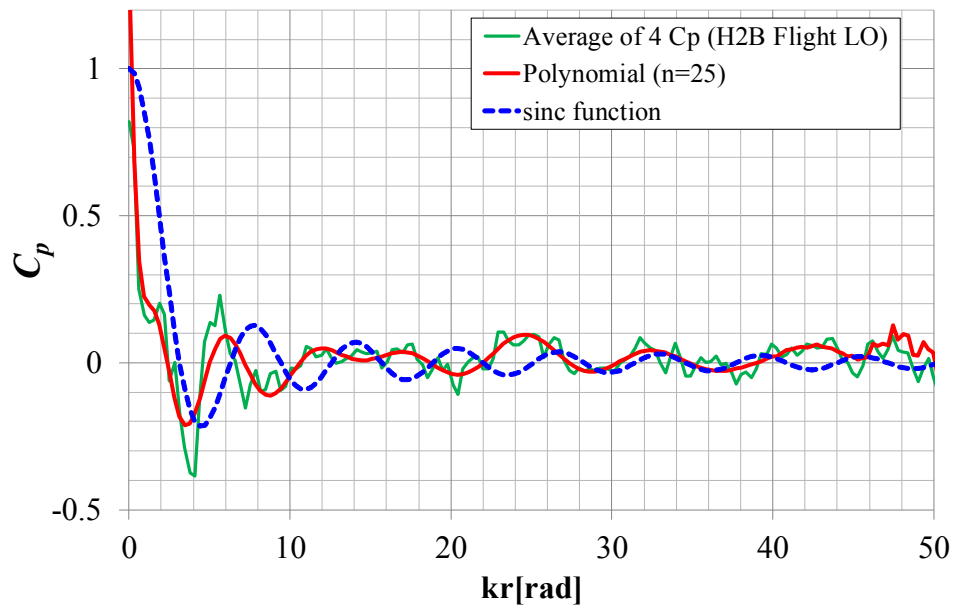


Figure 2-23. Normalized cross-power spectrum density C_p for Lift Off

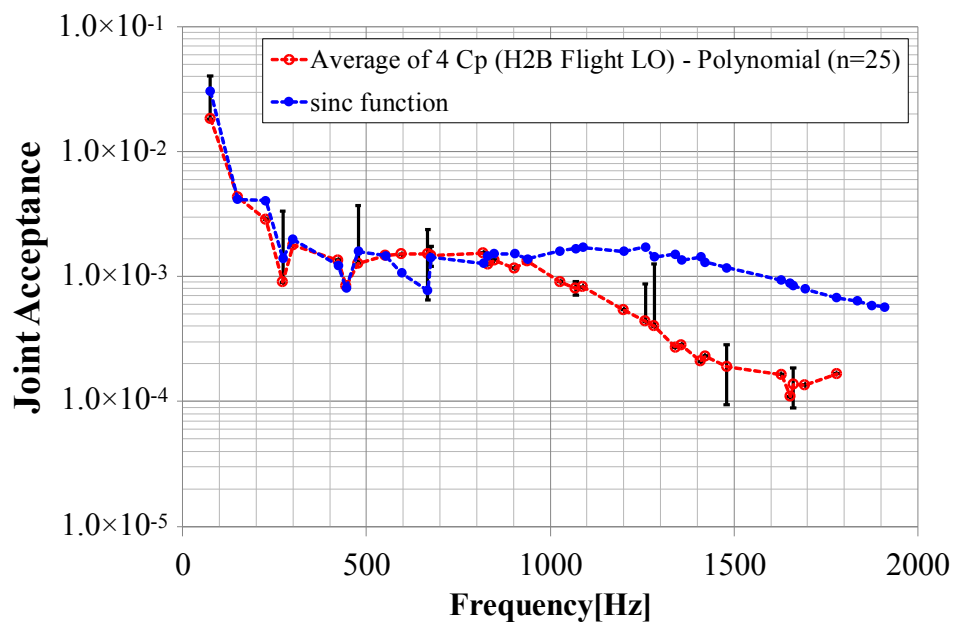


Figure 2-24. Joint Acceptance for C_p on Figure 2-23 (Lift Off)

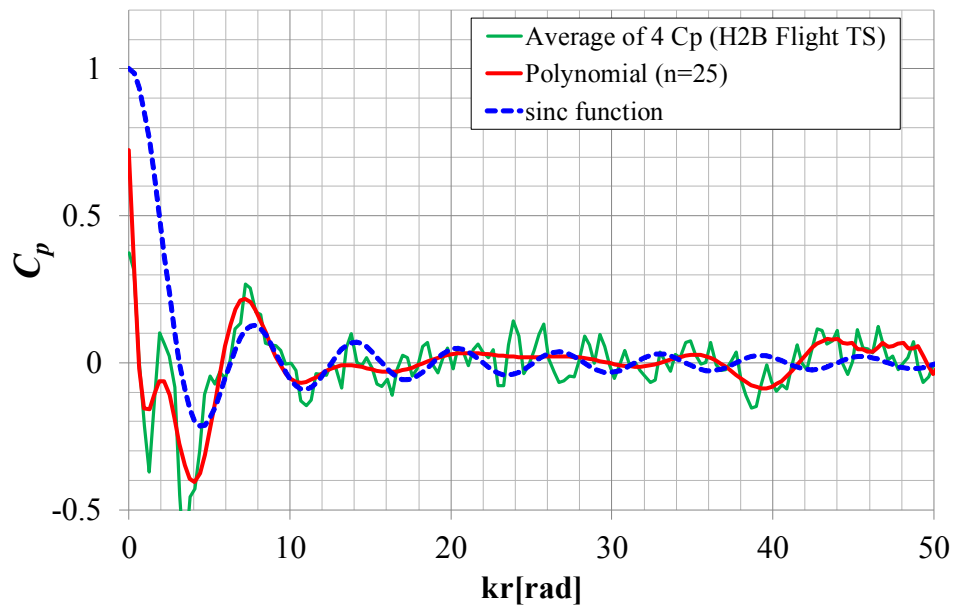


Figure 2-25. Normalized cross-power spectrum density C_p for Transonic Speed

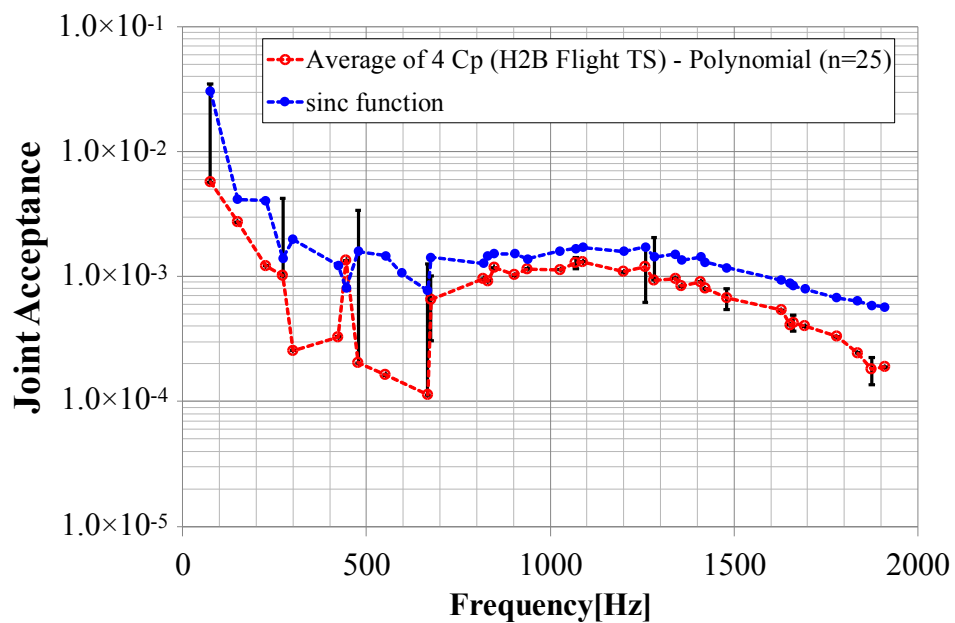


Figure 2-26. Joint Acceptance for C_p on Figure 2-25 (Transonic Speed)

2.4.4 複数の境界条件を与えた平板構造を対象としたフェアリング内部音響振動応答評価

本項では、複数の境界条件を与えて固有振動モードを変化させた平板構造を対象として、音圧観測点数を考慮した正規化音圧 CPSD の推定方法およびジョイントアクセプタンスに対する信頼区間の計算方法を適用し、実音響環境における構造振動応答の周波数傾向を確認する。本項で対象とする平板構造は表 2-1 と同一とし、平板構造全周が同一の条件である SSSS（四辺単純支持）、CCCC（四辺固定端）、境界条件が混在する SCSC（単純支持と固定端の混在、短辺が S、長辺が C）の 3 種類の境界条件に対し固有値解析を行い、ジョイントアクセプタンスの算出を行った。ここで、境界条件の表記は、単純支持（Simple support）を S、固定端（Clamped）を C とした。解析用の構造数学モデルの作成、境界条件の適用、固有値解析は MSC Software 社の Patran/MSCNastran を用いた。なお、構造数学モデルの要素は四角形シェル要素とし、解析周波数の上限は宇宙機の設計評定周波数と合わせ 2kHz とする。解析周波数上限は平板構造のコインシデンス周波数（本モデルでは 1172Hz）以上であり、構造の曲げ波長より音波長が短いため、構造数学モデルの要素サイズは、式 (2-29) で表される平板の曲げ波長 λ よりも十分小さく 1/10 以下となるように一辺 20 mm の正方形とした。構造数学モデルを図 2-27 に、各境界条件に応じた固有値解析結果を、表 2-5 から表 2-7 に示す。

$$\lambda = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega}} \sqrt[4]{\frac{D}{\hat{m}}} \quad (2-29)$$

リフトオフ時のフェアリング内部音響環境および拡散音場における正規化音圧 CPSD を用いて算出したジョイントアクセプタンスの比較結果を図 2-28、図 2-30、図 2-32 に示す。ここで、ジョイントアクセプタンス（Polynomial (n = 25)）は、式 (2-28) を用いて信頼区間を算出し、構造振動応答が微小である 1×10^{-4} 以下は評価対象外として無視した。同様に、遷音速時（H2B Flight TS）におけるジョイントアクセプタンスの比較を図 2-29、図 2-31、図 2-33 に示す。信頼区間の算出に必要な標本不偏分散 s^2 およびその他のパラメータについては、2.4.3 項で用いたものと同様とした。

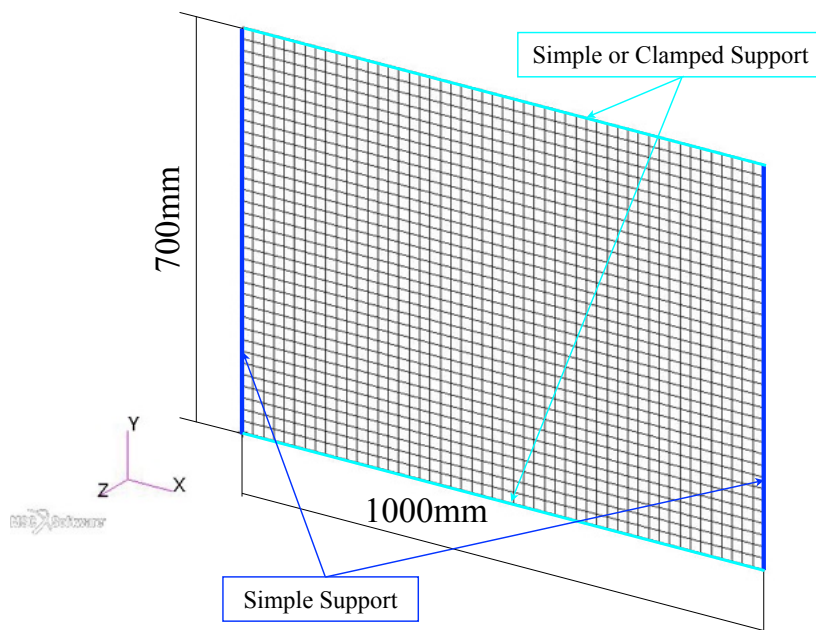


Figure 2-27. The Finite Element Model for rectangular plate

Table 2-5. Eigenvalue analysis result for Boundary Condition SSSS

Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]
1	74.6	11	661.9	21	1172.9	31	1615.5
2	148.1	12	665.3	22	1245.5	32	1637.8
3	225.1	13	805.8	23	1270.9	33	1743.6
4	270.7	14	824.3	24	1307.4	34	1813.2
5	297.5	15	831.9	25	1338.6	35	1813.3
6	418.5	16	893.9	26	1382.2	36	1878.8
7	442.1	17	929.9	27	1384.1	37	1939.3
8	475.3	18	1010.1	28	1451.5	38	1969.7
9	546.4	19	1046.1	29	1608.0	39	1987.9
10	588.1	20	1071.4	30	1609.7		

Table 2-6. Eigenvalue analysis result for Boundary Condition SCSC

Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]
1	128.8	11	691.7	21	1255.0	31	1770.0
2	185.7	12	795.1	22	1338.0	32	1774.2
3	296.5	13	857.0	23	1392.4	33	1824.9
4	331.6	14	941.5	24	1420.0		
5	389.9	15	945.4	25	1523.0		
6	460.9	16	1029.7	26	1530.5		
7	494.9	17	1089.6	27	1582.2		
8	632.2	18	1113.9	28	1616.0		
9	650.4	19	1144.3	29	1682.4		
10	676.5	20	1191.6	30	1689.1		

Table 2-7. Eigenvalue analysis result for Boundary Condition CCCC

Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]
1	140.5	11	796.1	21	1385.8	31	1863.4
2	224.0	12	831.7	22	1422.7	32	1863.6
3	338.1	13	959.7	23	1502.9	33	1951.9
4	363.5	14	1005.2	24	1525.6		
5	414.3	15	1033.1	25	1573.6		
6	543.9	16	1085.7	26	1592.6		
7	555.0	17	1102.7	27	1600.6		
8	636.7	18	1219.9	28	1704.9		
9	709.0	19	1229.3	29	1806.4		
10	726.3	20	1242.7	30	1824.9		

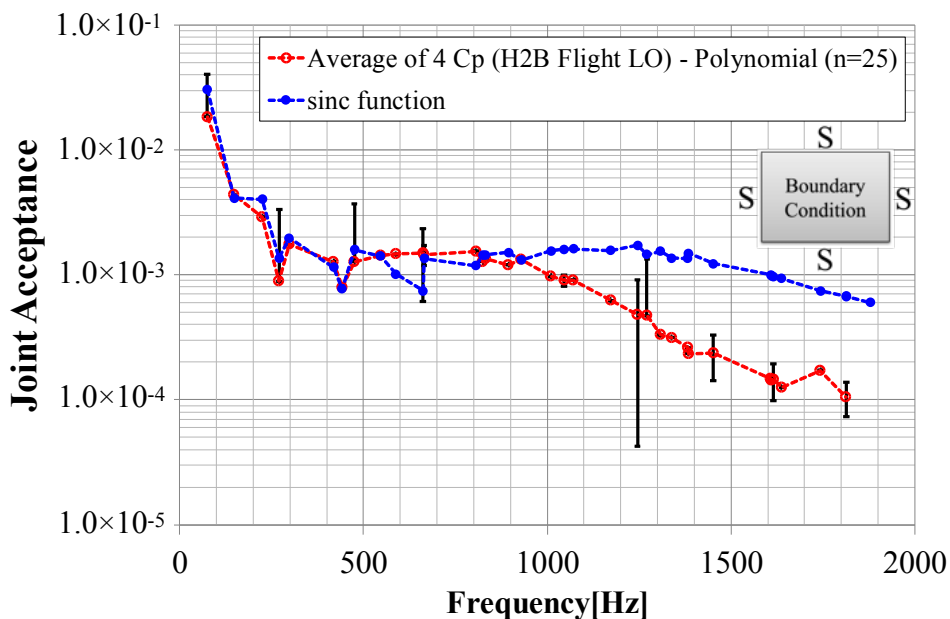


Figure 2-28. Joint Acceptance for Lift Off (Boundary Condition : SSSS)

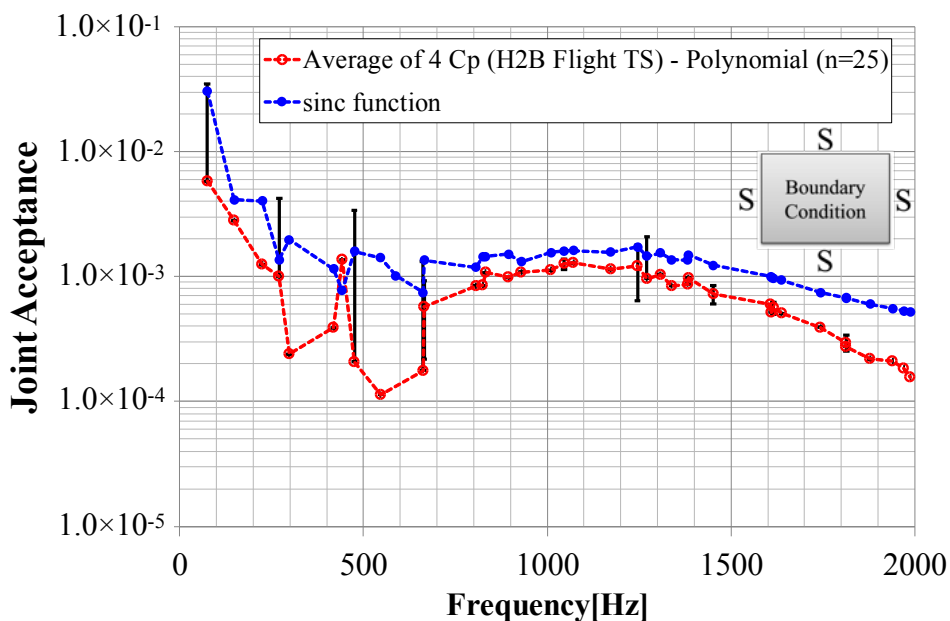


Figure 2-29. Joint Acceptance for Transonic Speed (Boundary Condition : SSSS)

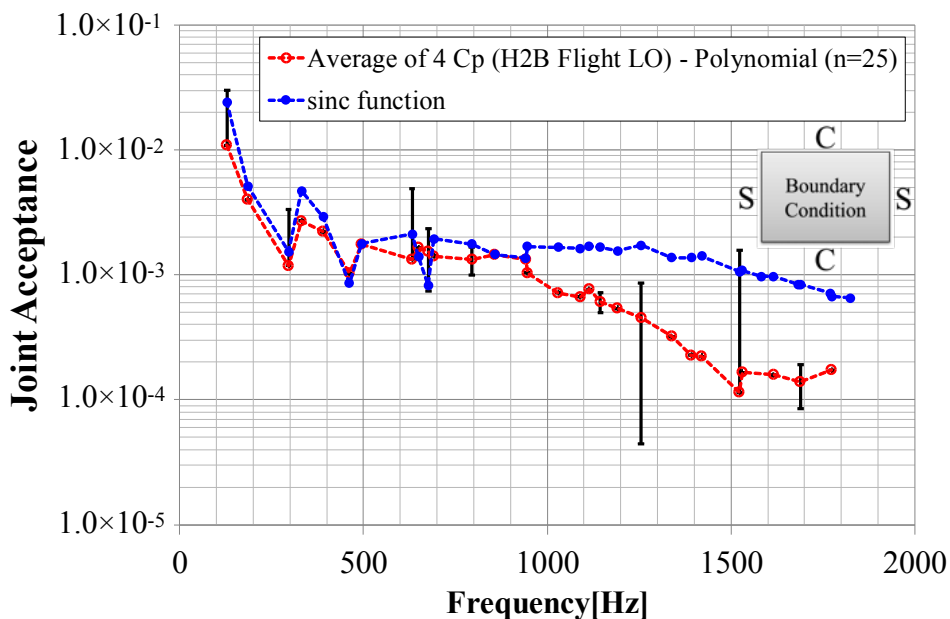


Figure 2-30. Joint Acceptance for Lift Off (Boundary Condition : SCSC)

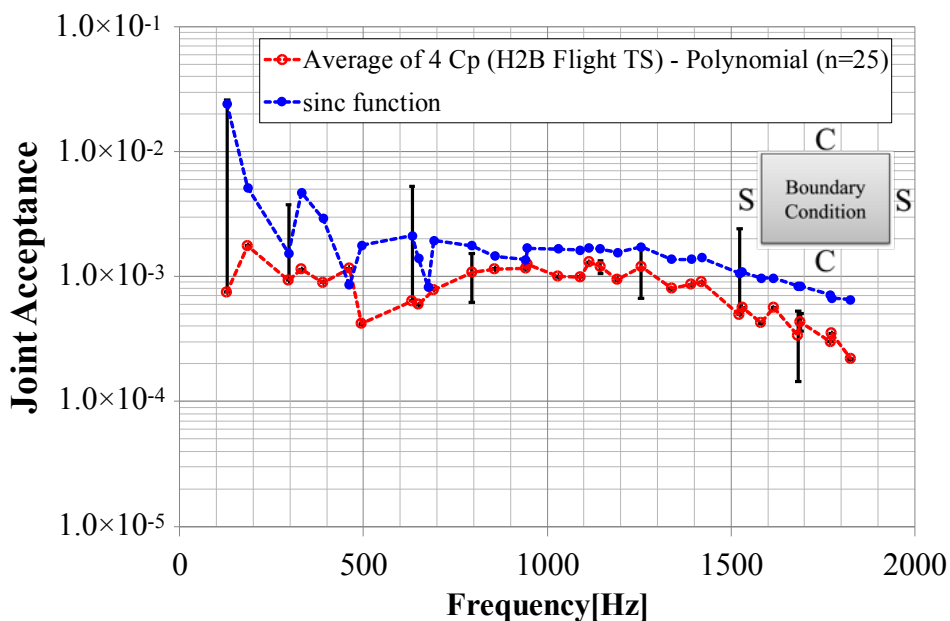


Figure 2-31. Joint Acceptance for Transonic Speed (Boundary Condition : SCSC)

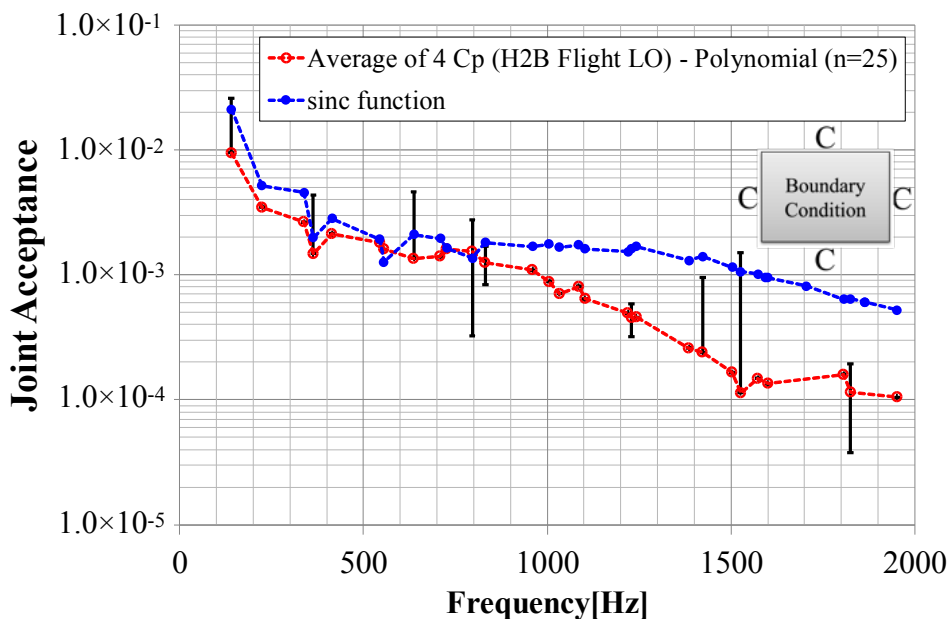


Figure 2-32. Joint Acceptance for Lift Off (Boundary Condition : CCCC)

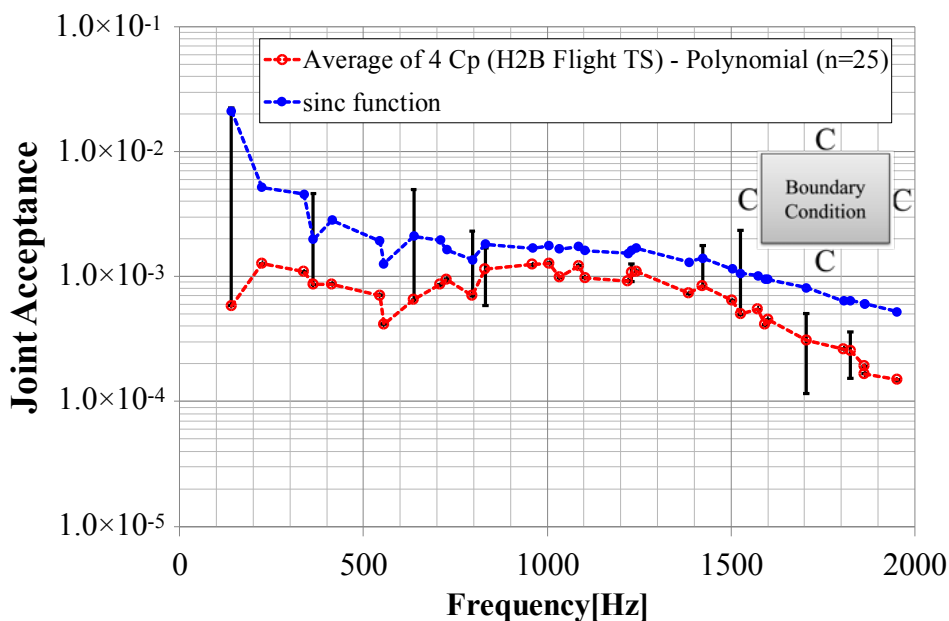


Figure 2-33. Joint Acceptance for Transonic Speed (Boundary Condition : CCCC)

2.4.5 考察

図 2-28 から図 2-33 のいずれの結果においても、ロケット打上げ時の実音響環境におけるジョイントアクセプタンスは、一部の周波数を除いて拡散音場における計算結果を下回っており、実音響環境では安全側の振動応答であることが確認できる。一部の周波数の逸脱については、ジョイントアクセプタンスの値が小さいことから設計上はクリティカルではない。次に、図 2-34 から図 2-36 に、リフトオフ時と遷音速時のジョイントアクセプタンスの包絡値と拡散音場における計算結果の比較を示す。この結果、境界条件の異なる3種類の平板構造いずれに対しても、リフトオフ時と遷音速時の包絡値は、拡散音場における計算結果と周波数傾向が同等であることが確認できる。以上より、本章で用いた平板構造（境界条件の変更含む）については、拡散音場を前提とした設計解析および音響試験は、実音響環境に対し安全側の設計および検証手段であり妥当性を確認できる。この様に、DFAT に代表される従来の拡散音場が変わる効率的な設計検証手段の実用性評価においては、音場の音圧空間相関および構造振動応答に着目し、実音響環境に対して安全側かつ有効な試験手法であるかを判断することが重要であるといえる。本章では、平板構造を対象としたが提案手法は任意の構造体に対し適用可能であり、限られた観測点数の音圧データから音圧空間相関を表す正規化音圧 CPSD を推定し、信頼区間を含めた構造振動応答の評価が可能である。

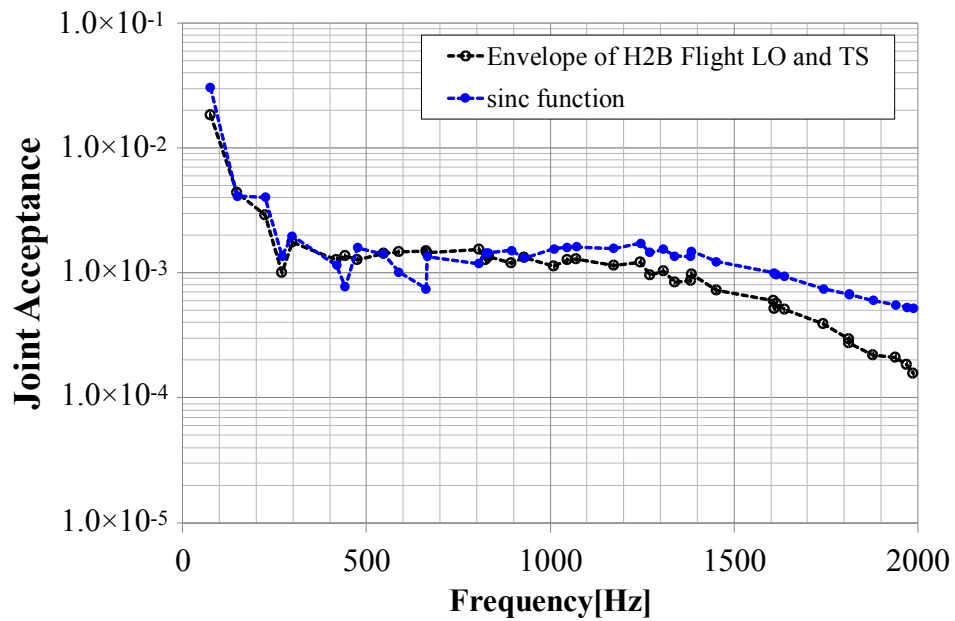


Figure 2-34. Joint Acceptance for envelope of LO and TS (Boundary Condition : SSSS)

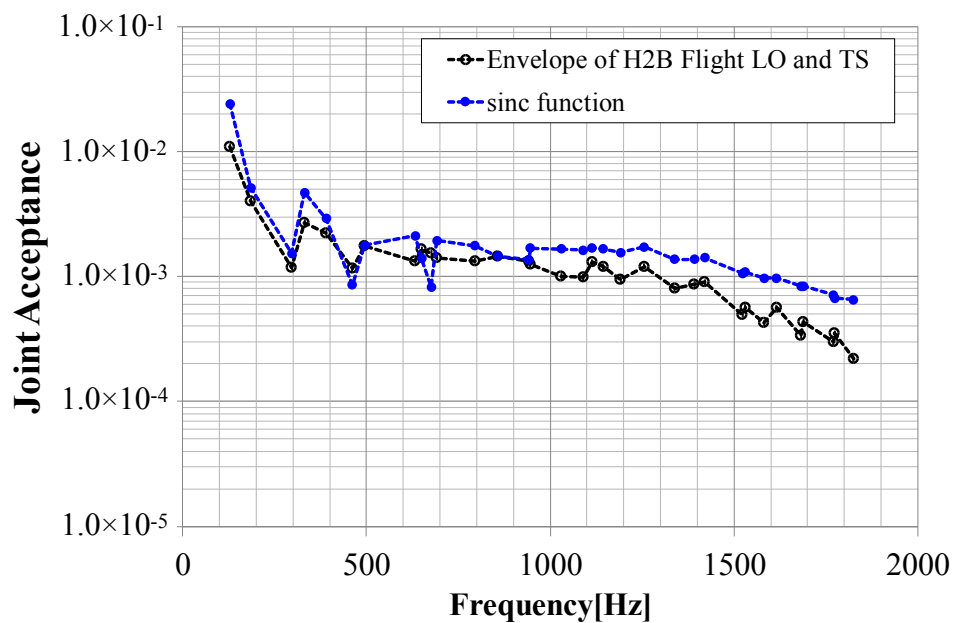


Figure 2-35. Joint Acceptance for envelope of LO and TS (Boundary Condition : SCSC)

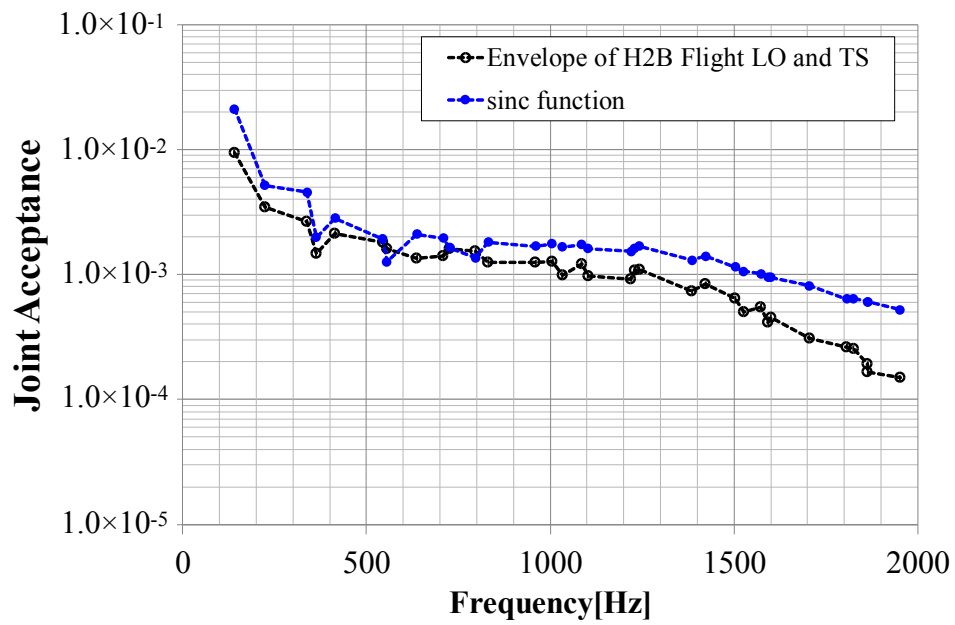


Figure 2-36. Joint Acceptance for envelope of LO and TS (Boundary Condition : CCCC)

2.5 結言

本章では、DFAT に代表される従来の拡散音場が変わる効率的な設計検証手段の確立へ向けて、打上げ時の限られた音圧観測点数から音場音圧の空間相関の推定法と音響励起の構造振動応答評価法の確立を目指し、音圧観測点数を考慮した正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の推定方法およびジョイントアクセプタンスに対する信頼区間の計算方法を提案した。また、提案手法をロケット打上げ時の実測音圧データへ適用し、実音響環境における計算結果と拡散音場を用いた理論解の比較により、宇宙機が曝される音響振動環境に対する検証手段としての拡散音場の妥当性について考察した。本章の成果として、結論を以下に纏める。

- (1) 平面音波の重ね合わせによる理論拡散音場モデルを用いた数値シミュレーションを行い、正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の期待値（空間平均）には、音圧観測点数の制約に起因する推定誤差を含み、期待値から真の音場を推定するために近似計算手法の検討が必要であることを示した。また、平面音波の数を増やすことにより、期待値推定に対するランダム性が高くなり、理論解（sinc 関数）に対する追従性が高くなることを示した。
- (2) 推定誤差を含む正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の期待値に対し、最小二乗法を用いた多項式近似による誤差の最小化を検討し、多項式次数をパラメータとする数値実験により、空間相関の推定に適切な多項式次数を同定し、拡散音場における多項式近似の妥当性を示した。さらに、近似関数として得られた推定値を用いて算出する構造振動応答の評価指標となるジョイントアクセプタンスに対し、音圧観測点数を考慮した信頼区間の計算方法を示した。
- (3) 本章で示す計算方法をロケット打上げ時の実測音圧データへ適用し、正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の推定値および平板構造を対象としたジョイントアクセプタンスを導出し、拡散音場を前提とした設計解析および音響試験は、実音響環境に対し安全側の設計および検証手段であり妥当性を確認した。

- (4) 従来の拡散音場が変わる効率的な設計検証手段の実用性評価に対し、音場の音圧空間相関および構造振動応答に着目し、実音響環境に対して安全側かつ有効な試験手法であるかを判断することが重要であることを示した。

第3章

宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法の提案

3.1 緒言

宇宙機に搭載される太陽電池パドルや構体パネル等の大型のサブシステム構造（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、宇宙機的全機構造からの構造振動伝搬によるものである。従来、中大型の宇宙機の主構造（一次構造）は、音響環境よりもロケット打上げ時の準静的加速度や正弦波振動等、100 Hz 以下の構造伝搬による機械環境が設計評定となっていた。一方、宇宙機の構体パネル構造に搭載される機器のランダム振動環境は、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てきた [7][8]。昨今の宇宙機開発では、観測性能の高精度化やミッションの多様化に伴い、通信アンテナや高性能マイクロ波放射計などの音響負荷の影響を受けやすい大表面積を有する構造を有し、かつ構造振動伝搬によるランダム振動も無視できない複雑な構造の宇宙機も開発されており、この場合、音響環境と共に搭載位置におけるランダム振動環境が規定されることが多い。また、近年、積極的に開発が行われている小型衛星 [56] についても、音響環境と共に搭載位置におけるランダム振動環境が規定されることが多

い。図3-1に、小型の宇宙機に対し実施した音響試験およびランダム振動試験の例を示す。小型ソーラー電力セイル実証機「IKAROS」[57]、小型実証衛星4型「SDS-4」[58]ともに、大型衛星に相乗りして打上げた副衛星である。

しかし、音響環境と共にランダム振動環境も規定される宇宙機の場合、検証手段である音響負荷（音響試験による音響加振）とランダム振動負荷（振動試験によるベース加振）に対する有効性については直ちには明らかではない。このような場合、宇宙機設計の上流工程において、音響環境に曝される宇宙機の構成品について、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、音響加振とベース加振によるランダム振動環境に対する振動応答を数値解析により比較し、評価対象の構造物に対し厳しい環境条件を適切に判断し、設計条件を与える必要がある。

Example of Acoustic / Random Vibration Testing for Spacecraft

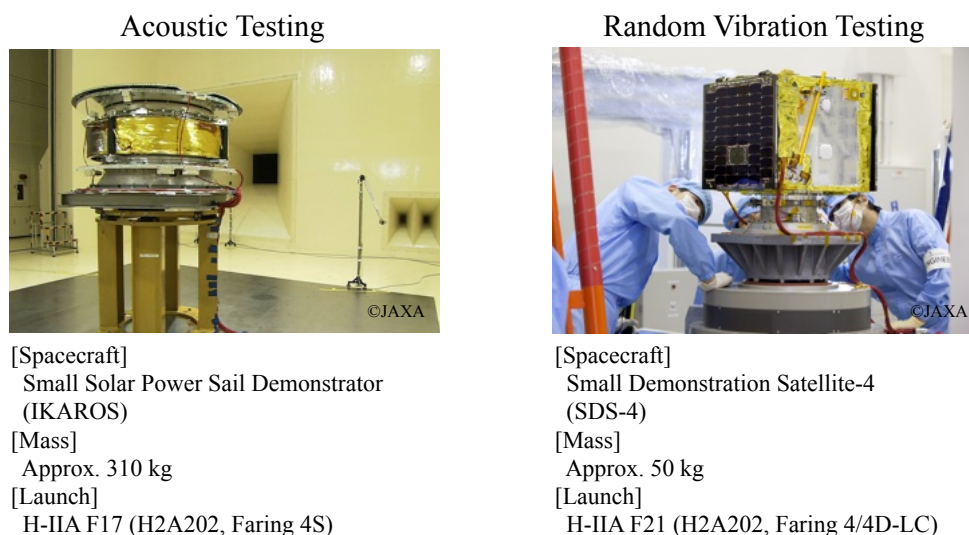


Figure 3-1. An example of acoustic and random vibration testing for spacecraft ©JAXA

本章では、音響負荷と共に構造伝搬によるランダム振動も無視できない構造を有する宇宙機に対し、加振源であるフェアリング内部の音圧および機器取付点の加速度からの搭載機器の振動応答への寄与度がジョイントアクセプタンス [23][59] や有効質量にて表現出来ることに着目し、搭載機器の設計時に評価対象となる構造モード毎に支配的な環境条件を適切に判断するための比較手法を提案する。また、提案手法を人工衛星実機へ適用し、音響加振実験およびランダム振動実験による理論検証を行うとともに従来手法との比較により実用性を示す。

3.2 従来手法とその課題

3.2.1 搭載機器の質量に着目した評価手法

米国の宇宙機開発の歴史では、宇宙機の打上げ時の質量がある閾値以下であればランダム振動負荷を要求するとした規定が設けられている [28][29]. 例えば、アメリカ航空宇宙局 (NASA) のゴダード宇宙飛行センター (GSFC) で実施される宇宙開発プログラムに適用する「General Environmental Verification Standard (GSFC-STD-7000A)」 [28] では 454 kg (1000 lb) を閾値としており、また、アメリカ国防総省 (DoD) が航空宇宙プログラムに適用する「Test Requirements for Launch, Upper-Stage, and Space Vehicles (MIL-STD-1540E)」 [29] では 180 kg を閾値としている。しかし、その根拠については明確にされておらず規格によって閾値も異なる。また、閾値以下の小型の宇宙機であっても、音響負荷の影響を受けやすい大表面積を有する構造物を搭載する場合には、音響試験が有効となる場合もあると考えられている。したがって、昨今の宇宙機開発では、質量のみで検証手段の有効性を判断することは必ずしも適切ではないと考えられる。

3.2.2 比表面積に着目した評価手法

Forgrave らは、NASA ジェット推進研究所 (Jet Propulsion Laboratory, JPL) の研究にて、ランダム振動応答の実効値および音響加振を受ける構造の比表面積 (単位質量あたりの表面積) に着目し、比表面積が閾値 ($150 \text{ inch}^2/\text{lb}$) 以上であれば音響負荷が有効、閾値以下であればランダム振動負荷が有効であるとする簡易手法を提案した [30]. Forgrave らの手法は、過去に開発された宇宙機の検証結果をもとに閾値の妥当性が示されているが、対象構造を 1 自由度振動系と仮定して閾値を算出しているため、構造モード毎の評価や構造上の機器取付点に対しての評価ができない。

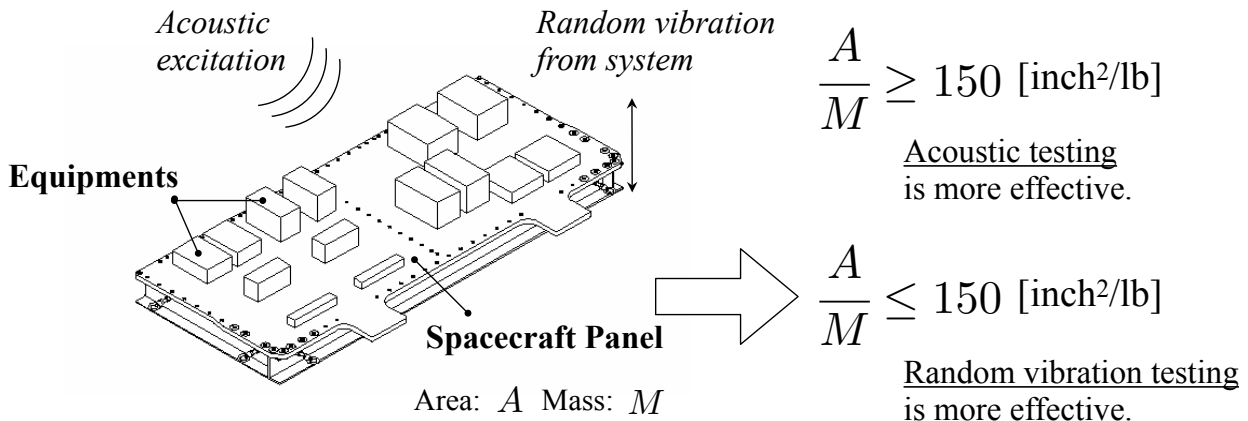


Figure 3-2. The criteria of random vibration environment proposed by Forgrave et al.

3.2.3 面密度を用いた簡易評価手法

本節では、図 3-3 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（単位面積あたりの質量）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に対する振動応答への寄与度を見積もる手法（以下、「従来手法」と呼ぶ）を示す。従来手法は、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 PSD の概念 [31] をもとに、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 [11]。

図 3-3 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。1 自由度振動系モデルの共振時（固有角周波数 ω_r ）に着目すると、相対変位と絶対変位が同等と見なせること、および拡散音場は場所によらず均質な音圧 PSD $S_p(\omega_r)$ であることから、音響加振と同等外力となるベース加振の等価加速度 PSD $S_{a,eq}$ は式 (3-1) で表される [11]。

$$S_{a,eq}(\omega_r) = \left(\frac{C_r A}{M} \right)^2 S_p(\omega_r) \quad (3-1)$$

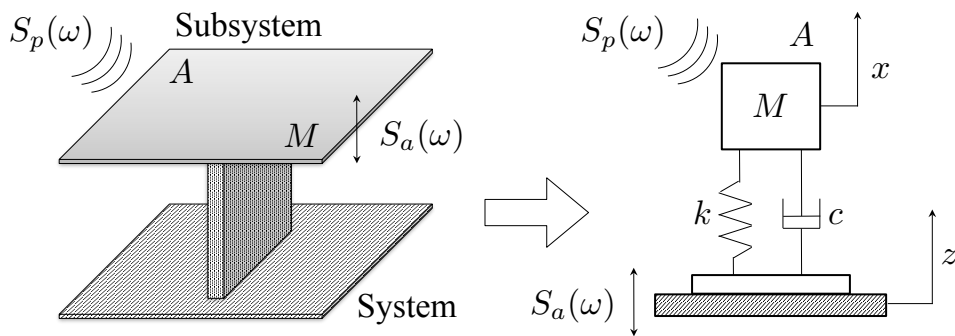


Figure 3-3. The overview of the 1-DOF Model in Diffuse Acoustic Field and Base Excitation

ここで、 C_r は構造と音響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」と呼ぶ）である。 C_r が大きいほど音響加振による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構造振動応答の寄与度を評価するために、図 3-3 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（Random Response Spectrum, RRS）解析 [60] を用いる。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} は、式 (3-2) に示す Miles の式 [61] および式 (3-3) に示す加速度-速度の関係を用いて近似的に計算することが可能である。ここで、 Q を共振倍率、 $S_a(\omega_r)$ を入力加速度 PSD、 ζ_r を減衰比とする。

$$\ddot{x}_{rms} \approx \sqrt{\frac{\omega_r Q}{4} S_a(\omega_r)} \quad (3-2)$$

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

$$Q = \frac{1}{2\zeta_r} \quad (3-4)$$

1 自由度振動系で表される構造に対し Miles の式を適用すると、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 (3-5) 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。

$$\begin{aligned}
 \frac{\ddot{x}_{rms}}{\ddot{y}_{rms}} &= \frac{\dot{x}_{rms}}{\dot{y}_{rms}} \\
 &= \frac{\sqrt{\frac{\omega_r Q}{4} S_{a,eq}(\omega_r)}}{\sqrt{\frac{\omega_r Q}{4} S_a(\omega_r)}} = \frac{\sqrt{\frac{\omega_r Q}{4} \left(\frac{C_r A}{M}\right)^2 S_p(\omega_r)}}{\sqrt{\frac{\omega_r Q}{4} S_a(\omega_r)}} \\
 &= \frac{\sqrt{S_p(\omega_r)} C_r A}{\sqrt{S_a(\omega_r)} M} \tag{3-5}
 \end{aligned}$$

さらに、式 (3-5) より、音響加振時の振動応答が最大となる場合を仮定すると、 $0 \leq C_r \leq 1$ 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 (3-6) となる。

$$\frac{M}{A} \leq C_r \frac{\sqrt{S_p(\omega_r)}}{\sqrt{S_a(\omega_r)}} \leq \frac{\sqrt{S_p(\omega_r)}}{\sqrt{S_a(\omega_r)}} \tag{3-6}$$

これは、音響に曝される構造の面密度が、音響試験で負荷される音圧 PSD $S_p(\omega_r)$ 、ランダム振動試験で負荷されるベース加速度 PSD $S_a(\omega_r)$ および、連成係数 C_r から求められる値より小さければ、対象構造に対しては音響加振がベース加振よりも大きな負荷を与えることを意味する、すなわち式 (3-7) が音響試験が有効であるとする条件となる。式 (3-7) 左辺を応答指標 (Factor Value) とする。

$$\frac{M}{A} \cdot \frac{\sqrt{S_a(\omega_r)}}{\sqrt{S_p(\omega_r)}} \leq 1 \tag{3-7}$$

本手法は、構造数学モデルを必要とせず簡易であるが、式 (3-6) に示す通り、音響加振およびランダム振動負荷ともに振動応答が最大となる仮定を含む手法であり、構造モードを考慮せず周波数に応じた応答比較ができない。

3.3 ジョイントアクセプタンスと有効質量を用いたランダム振動応答への寄与度の比較手法の提案

3.3.1 概要

3.2節で示した通り、従来手法では構造数学モデルを用いた詳細解析は省略し、対象構造を1自由度振動系と仮定していることから構体パネルなどの構造上の搭載機器の取付点における評価ができなかった。また、加振源である音圧および加速度からの振動応答への寄与度について、評価モードに対する支配的な環境条件の判断ができなかった。本節では、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、音場の正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数 (Cross Power Spectrum Density, CPSD) と構造の固有振動モードを用いたジョイントアクセプタンス (Joint Acceptance, JA) 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 (Effective Mass) 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両者のランダム振動環境における、構造に対する寄与度の違いを見積る手法を提案する。

3.3.2 ジョイントアクセプタンスを用いた音響振動応答解析

図3-3と同じサブシステムに対し、図3-4に示す様に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。第2章で述べた様に、構造の r 次モードについて Λ_r をモード質量、 $\phi_r(\mathbf{x})$ を構造系の点 \mathbf{x} における固有振動モードとすると、拡散音場中においてバッフルされた平板構造の点 \mathbf{x} における応答加速度 PSD $S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r)$ は式(3-8)で求められる[23]。なお、式(3-8)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り、構造の単一モード抽出時の応答ピークに着目している。

$$S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r) \simeq \frac{4A^2 S_p(\mathbf{x}, \omega_r) j_{rr}(\omega_r) \phi_r^2(\mathbf{x})}{4\Lambda_r^2 \zeta_r^2} \quad (3-8)$$

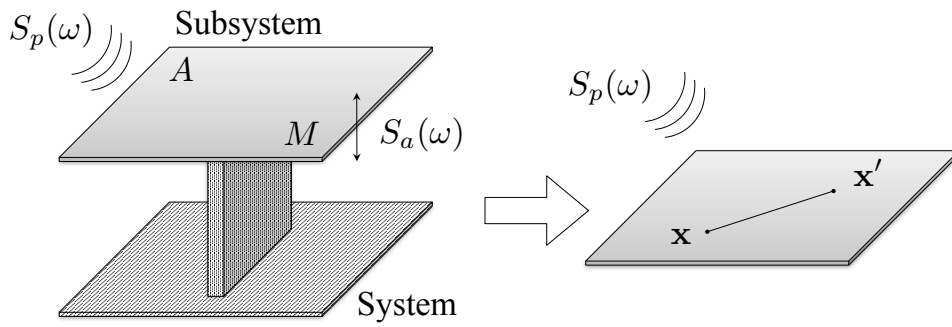


Figure 3-4. Rectangular plate in Diffuse Acoustic Field

式 (3-8) の音響振動応答解析に用いられるジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega)$ は、式 (3-9) で表される [23]. 式 (3-9) 中の $C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)$ は点 \mathbf{x} と点 \mathbf{x}' における音圧の正規化音圧 CPSD であり、拡散音場の場合は sinc 関数で表され、式 (3-10) となる [59]. ここで、 k_0 は式 (3-11) で示される音場の波数であり、 c_0 は空気中の音速である.

$$j_{rr}(\omega) = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (3-9)$$

$$C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) = \frac{\sin k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|}{k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|} = \text{sinc}(k_0 r) \quad (3-10)$$

$$k_0 = \frac{\omega}{c_0} \quad (3-11)$$

以上より、構造系の固有振動モードを用いて式 (3-9) の数値積分を行うことでジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega)$ が得られ、式 (3-8) により構造の応答加速度 PSD $S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r)$ が求められる.

3.3.3 宇宙機構造の有効質量を用いたランダム振動応答解析

図 3-3 と同じサブシステムに対し、図 3-5 に示すベース加振を受けるサブシステム構造のみを取り出したモデルを考える. 本節では、ベース部が加速度 PSD $S_a(\omega)$ (面外方向加振のみ) を受ける場合を考える. 構造の r 次モードについて、モード加速度応答 $\ddot{q}_r(\omega)$ は式 (3-12) で表される [62].

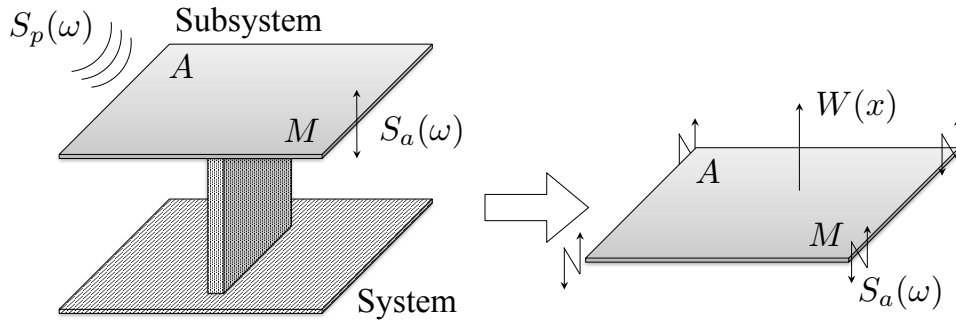


Figure 3-5. Rectangular plate in Base Excitation

$$\ddot{q}_r(\omega) = \frac{\omega^2 T_r}{\Lambda_r Z_r(\omega)} S_a(\omega) \quad (3-12)$$

ここで、 T_r は面外方向のベース部の剛体運動と構造 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, MPF) である [64]。モード加速度 $\ddot{q}_r(\omega)$ を用いて、ベース部の加速度 PSD $S_a(\omega)$ を受ける構造系の点 \mathbf{x} における応答変位 $W(\mathbf{x}, \omega)$ および応答変位 PSD $S_{w,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega)$ は式 (3-13)、(3-14) で求められる。

$$\begin{aligned} W(\mathbf{x}, \omega) &= \phi_R^Z(\mathbf{x}) S_a(\omega) + \sum_{r=1}^{\infty} \ddot{q}_r(\omega) \phi_r(\mathbf{x}) \\ &\approx \sum_{r=1}^{\infty} \ddot{q}_r(\omega) \phi_r(\mathbf{x}) \end{aligned} \quad (3-13)$$

$$S_{w,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} S_{q_r}(\omega) \phi_r^2(\mathbf{x}) + \sum_{r \neq s} S_{q_r q_s}(\omega) \phi_r(\mathbf{x}) \phi_s(\mathbf{x}) \quad (3-14)$$

式 (3-13) に含まれる ϕ_R^Z は拘束モード (constraint mode) の固有振動モードである。以降では、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 (3-13) 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 PSD、 $S_{q_r q_s}$ は r, s 次の応答変位 CPSD である。 S_{q_r} は、式 (3-15) に示す有効質量 m_{er} および、式 (3-16)、(3-17) に示す伝達関数 $H(\omega)$ を用いて、式 (3-18) で求められる。

$$m_{er} = \frac{T_r^2}{\Lambda_r} \quad (3-15)$$

$$H(\omega) = \frac{T_r}{\Lambda_r Z_r(\omega)} \quad (3-16)$$

$$|H(\omega)|^2 = \frac{T_r^2}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} = \frac{m_{er}}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \quad (3-17)$$

$$S_{q_r}(\omega) = |H(\omega)|^2 S_a(\omega) \quad (3-18)$$

r, s 次の応答変位 CPSD である $S_{q_r q_s}$ が無視出来るほど小さいと仮定すると、ベース加振の応答変位 PSD である $S_{w,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega)$ および応答加速度 PSD である $S_{a,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega)$ は式 (3-19), (3-20) と表される。

$$\begin{aligned} S_{w,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega) &\simeq \sum_{r=1}^{\infty} S_{q_r}(\omega) \phi_r^2(\mathbf{x}) \\ &= \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega)}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \end{aligned} \quad (3-19)$$

$$S_{a,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega)}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \omega^4 \quad (3-20)$$

2.3.2 項と同様に、固有角周波数 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 (3-20) のモード重ね合わせを無視すると式 (3-21) が成り立つ。

$$\begin{aligned} S_{a,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega_r) &\simeq \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega_r)}{\Lambda_r 4 \zeta_r^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \\ &\simeq \frac{m_{er} S_a(\omega_r)}{\Lambda_r 4 \zeta_r^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \end{aligned} \quad (3-21)$$

3.3.4 音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法

音響加振またはベース加振を受けるサブシステム構造に対し，ランダム振動環境のクリティカ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音響振動応答解析（式（3-8））と有効質量を用いたランダム振動応答振動解析（式（3-21））を応用した評価手法を提案する．式（3-22）に示す様に，両者の応答加速度 PSD の比を求めると，共通項（ $\phi_r^2(\mathbf{x})$, Λ_r , $4\zeta_r^2$ ）を約分すること出来る．この結果，式（3-23），（3-24）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における振動応答の寄与度を，構造モードに応じて比較することが出来る．本章では，式（3-23），（3-24）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 を用いた構造振動応答の寄与度の比較手法を人工衛星実機を対象とした実験結果を用いて検証する．

$$\frac{S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r)}{S_{a,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega_r)} = \frac{\frac{4A^2 S_p(\omega_r) j_{rr}(\omega_r)}{4\Lambda_r^2 \zeta_r^2} \phi_r^2(\mathbf{x})}{\frac{m_{er} S_a(\omega_r)}{4\Lambda_r \zeta_r^2} \phi_r^2(\mathbf{x})} = \frac{I_a}{I_r} \quad (3-22)$$

$$I_a = 4A^2 S_p(\omega_r) j_{rr}(\omega_r) \quad (3-23)$$

$$I_r = m_{er} \Lambda_r S_a(\omega_r) \quad (3-24)$$

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（3-8），（3-20）より，音響加振およびベース加振を受ける構造の応答速度 PSD $S_{v,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega)$, $S_{v,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega)$ は式（3-25），（3-26）で表される．

$$S_{v,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega)}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \omega^2 \quad (3-25)$$

$$S_{v,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega) = \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4A^2 S_p(\omega) j_{rr}(\omega)}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \omega^2 \quad (3-26)$$

応答速度実効値は、応答速度 PSD の周波数積分（区間 $[0, \infty]$ ）から求められる。数学公式 [65] より導かれる式 (3-27) を用いて、音響加振およ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 (3-28), (3-29) となる。

$$\int_0^{\infty} \left| \frac{j\omega}{Z_r(\omega)} \right| d\omega = \int_0^{\infty} \left| \frac{j\omega}{\omega_r^2 - \omega^2 + j2\zeta_r\omega_r\omega} \right| d\omega = \frac{\pi}{4\zeta_r\omega_r} \quad (3-27)$$

$$\begin{aligned} \left\{ S_{v,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}) \right\}_{rms}^2 &\simeq \int_0^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{4A^2 S_p(\omega) j_{rr}(\omega) \phi_r^2(\mathbf{x})}{\Lambda_r^2 |Z_r(\omega)|^2} \omega^2 d\omega \\ &= \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\pi A^2 S_p(\omega_r) j_{rr}(\omega_r) \phi_r^2(\mathbf{x})}{\Lambda_r^2 \zeta_r \omega_r} \end{aligned} \quad (3-28)$$

$$\begin{aligned} \left\{ S_{v,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega) \right\}_{rms}^2 &\simeq \int_0^{\infty} \sum_{r=1}^{\infty} \frac{m_{er} S_a(\omega)}{\Lambda_r |Z_r(\omega)|^2} \phi_r^2(\mathbf{x}) \omega^2 d\omega \\ &= \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\pi m_{er} S_a(\omega_r)}{4\Lambda_r \zeta_r \omega_r} \phi_r^2(\mathbf{x}) \end{aligned} \quad (3-29)$$

続いて、式 (3-28), (3-29) 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 (3-30) となる。

$$\begin{aligned} \frac{\left\{ S_{v,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r) \right\}_{rms}}{\left\{ S_{v,me}^{rand}(\mathbf{x}, \omega_r) \right\}_{rms}} &= \frac{\sqrt{\frac{\pi A^2 S_p(\omega_r) j_{rr}(\omega_r)}{\Lambda_r^2 \zeta_r \omega_r}} \phi_r^2(\mathbf{x})}{\sqrt{\frac{\pi m_{er} S_a(\omega_r)}{4\Lambda_r \zeta_r \omega_r}} \phi_r^2(\mathbf{x})} \\ &= \frac{2A \sqrt{j_{rr}(\omega_r)} \sqrt{S_p(\omega_r)}}{\sqrt{m_{er} \Lambda_r} \sqrt{S_a(\omega_r)}} \end{aligned} \quad (3-30)$$

式 (3-5), (3-30) 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 (3-31), (3-32) に示す対

応関係がある。すなわち、提案手法では、対象構造を剛質量 M とする従来手法の仮定に対し、有効質量とモード質量を用いて表現しており、また、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しており、式 (3-22) ~ (3-24) では、従来手法で課題とされていた構造のクリティカルなモードに対する評価が可能になる。

$$M \simeq \sqrt{m_{er} \Lambda_r} \quad (3-31)$$

$$C_r \simeq 2\sqrt{j_{rr}(\omega_r)} \quad (3-32)$$

3.4 小型実証衛星を用いた提案手法の検証および実用性検討

3.4.1 実験供試体の概要

提案手法の理論検証および実用性検討のため、小型実証衛星 1 型 (Small Demonstration Satellite-1, SDS-1) の熱構造モデル (Structural Thermal Model, STM) を供試体とする音響加振実験およ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および実験を目的とした人工衛星であり、温室効果ガス観測技術衛星「いぶき」(Greenhouse gases Observing SATellite, GOSAT) の相乗り小型副衛星として、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 70 cm × 70 cm × 60 cm の直方体であり、質量約 100 kg の小型衛星である。図 3-6 に SDS-1 の外観および搭載機器を示す。

3.4.2 音響加振実験およびランダム振動実験の概要

音響加振実験は、JAXA 筑波宇宙センター総合環境試験棟 1600 m³ 音響試験設備で行った。本設備において、拡散音場となる直方体形状の反響室の容積は 1607 m³ (17.1 m × 10.5 m × 9.0 m) であり、供試体の無い空音場時の最大音圧レベルは 151 dB である。実験の加音レベルは、JAXA が規定する小型衛星用 H-IIA 音響試験 AT レベル [63] (オーバーオール 141.5 dB) であり、SDS-1 太陽電池パネル (Solar Array

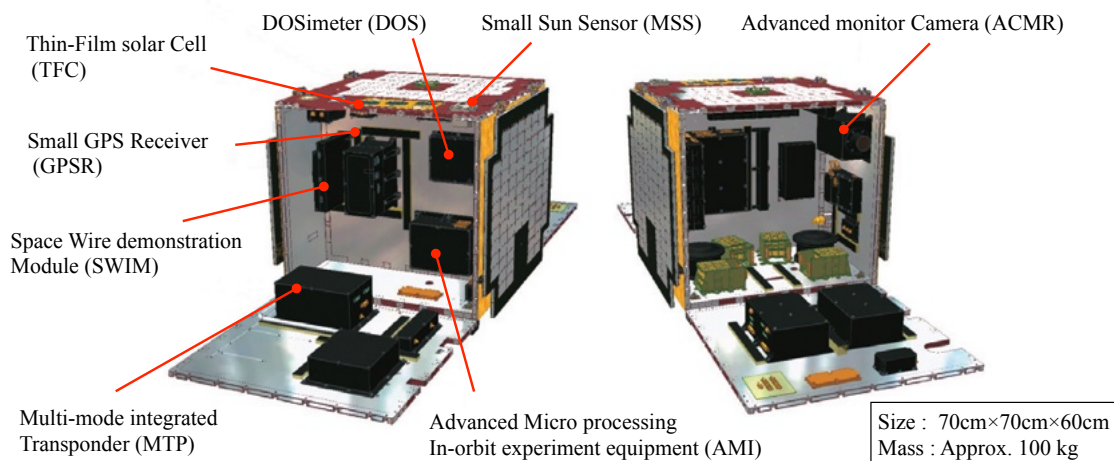
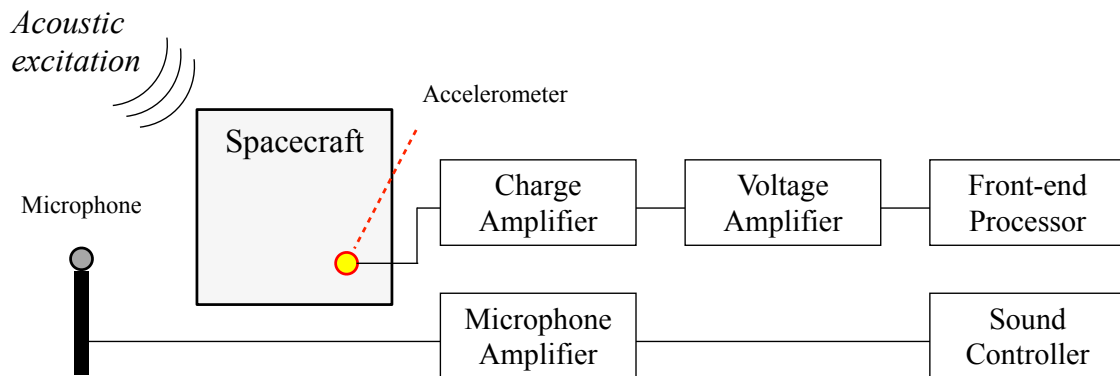


Figure 3-6. The overview of the Small Demonstration Satellite-1 ©JAXA

Panel-1, SAP1) の面外方向加速度の計測を行った。音響加振実験では、ペイロードアタッチフィッティング (Payload Attach Fitting, PAF) 用アダプタおよび衛星分離機構 (PAF 結合部) 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。本設備において、振動台への最大搭載質量は 2,000 kg, 最大加振能力は 13,600 kgf (垂直および水平) であり、5 Hz から 2000 Hz までの正弦波およびランダム振動試験に対応している。本試験での加振周波数範囲は 20 Hz から 2000 Hz, 加振軸は Z 軸, 加振レベルは SDS-1 ランダム振動試験 AT レベル [63] (実効値 7.8 Grms) 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。ランダム振動実験では、振動台に供試体取付治具 (JIG) および衛星分離機構を用いて 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。図 3-7 に示すように、音響加振実験では、反響室内の音圧信号と計測した加速度信号は、それぞれマイクロフォン電源とチャージアンプにより増幅され、フロントエンド計算機によりデジタル信号処理が行われる。一方、ランダム振動実験では、振動台の制御用に加速度信号を計測し、チャージアンプにより増幅され、制御用計算機により振動台への入力信号に対しフィードバック制御がかけられる。各実験における加速度計測位置および実験コンフィギュレーションを図 3-8 に、実際の衛星打ち上げ時の搭載位置概要を図 3-9 に示す。また、音響加振実験およびランダム振動実験の試験条件を図 3-10, 3-11 に示す。

Acoustic Testing



Random Vibration Testing

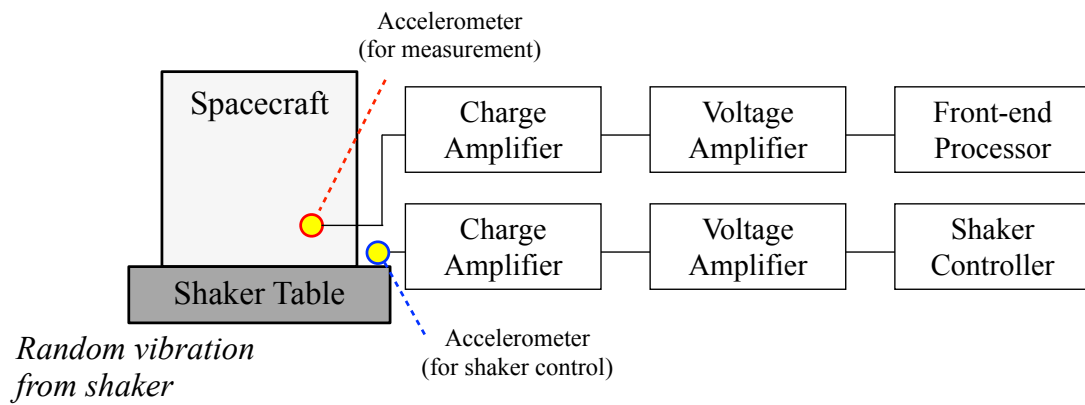


Figure 3-7. The overview of the test measurement and control system configuration

第3章 宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法の提案

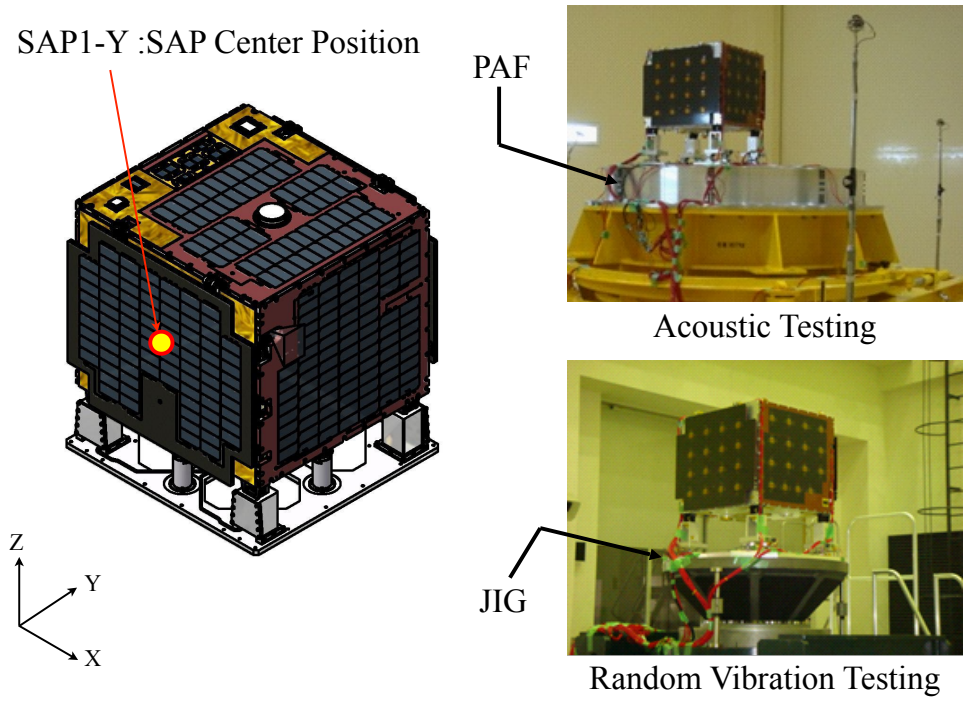
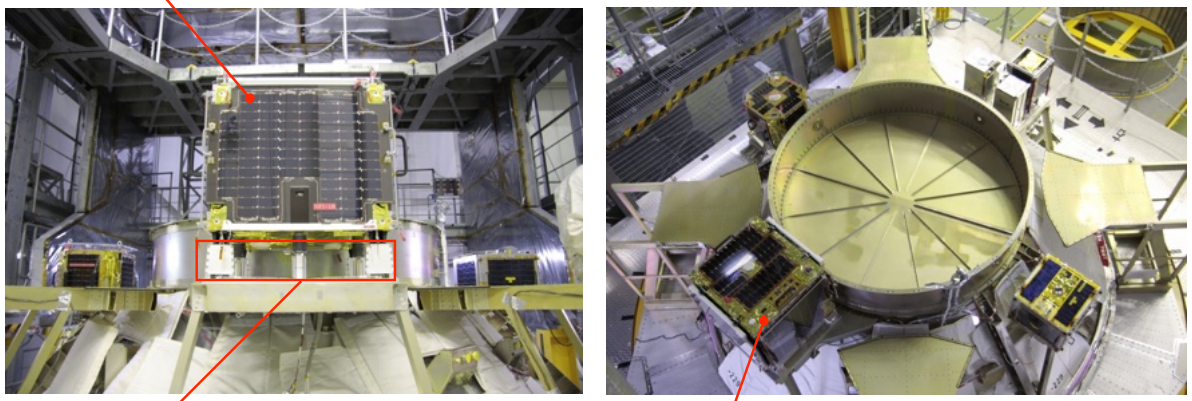


Figure 3-8. The measurement point and test configuration ©JAXA

Small Demonstration Satellite-1



Separation Mechanism (Interface with PAF)

Small Demonstration Satellite-1

Figure 3-9. The location of the SDS-1 mounted on the H-IIA launch vehicle ©JAXA

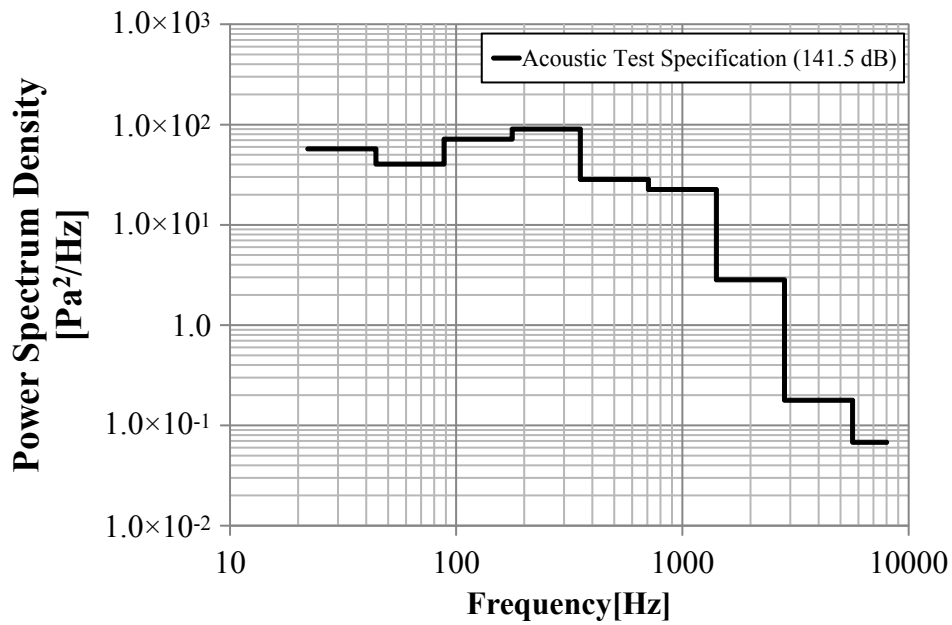


Figure 3-10. The acoustic test specification

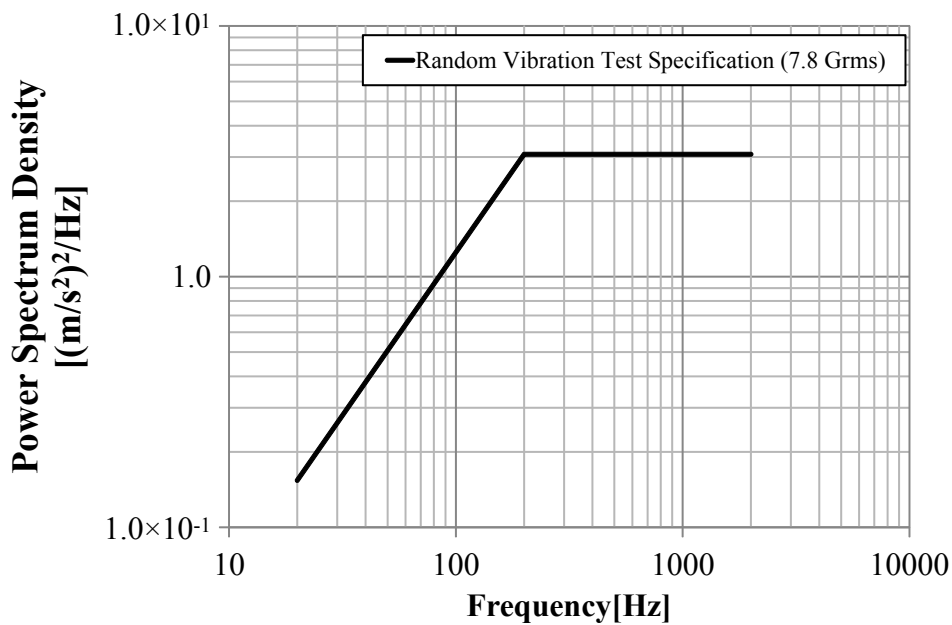


Figure 3-11. The random vibration test specification

3.4.3 提案手法を用いた数値解析の概要

SDS-1 構造数学モデルに提案手法を適用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。構造数学モデルの要素構成は、四角形シェル要素 (CQUAD4) および三角形シェル要素 (CTRIA3) 等の組み合わせとし、搭載機器は質点として構築されている。固有値解析は UGS PLM Solutions 社の I-DEAS11 (NX Nastran Solver) を用いた。構造数学モデルおよび境界条件設定位置 (BC1, 2, 3) を図 3-12 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) のボルト締結部を 6 自由度固定 (計 28 箇所, 図 3-12 BC1, Cramp), SAP (Subsystem) では展開機構および保持解放機構のボルト締結部をそれぞれ並進 3 自由度固定 (6 箇所, 図 3-12 BC3, Ball Joint) および 6 自由度固定 (計 1 箇所, 図 3-12 BC2, Cramp) とした。

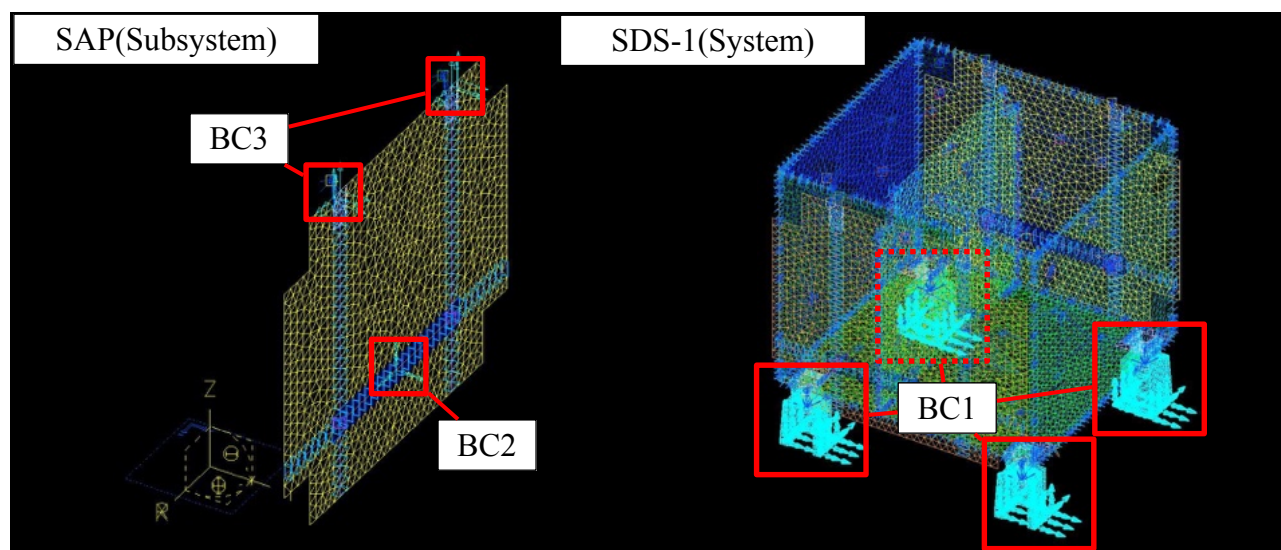


Figure 3-12. The overview of the SDS-1 finite element model

宇宙機の設計現場では、ベース加振に対しては、全機の固有値をもと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、また、音響加振では音響負荷を受けやすい SAP 単体のみを対象として、SAP 単体の固有値をもとに設計条件を設定していることを考慮し、本章では、SDS-1 の全機解析 (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。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、構造系の固有振動モードである。構造数学モデルの諸元、解析用パラメータを表3-1に、固有値、有効質量比を表3-2, 3-3に示す。本章では、構造数学モデルの不確かさを考慮し、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数値解析を行う。ここでは、有効質量比について、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、宇宙機の設計条件と同じ20 Hz から2000 Hz 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。

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、固有振動モード、解析用パラメータ、および図3-10に示す音響試験条件を用いて、式(3-9)の数値積分により $j_{rr}(\omega_r)$ を算出し、式(3-23)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、有効質量を用いたランダム振動応答解析では、式(3-24)により応答加速度レベルの指標となる I_r を算出する。なお、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固有振動モードを取り出し、計算へ反映する。なお、数値解析については汎用数値計算ソフトMATLABを用いた。

Table 3-1. Parameter used for analysis employing Joint Acceptance and Effective Mass

Parameter	Symbol	Value
Area (SAP)	A	$0.6 \times 0.6 \text{ m}$
Mass (SAP)	M	2.9 kg
Sonic speed	c_0	340 m/s
Air density	ρ_0	1.21
Node number	-	1132
Element number	-	2223
Frequency range	-	20-2000 Hz
Boundary condition	BC1	Cramp
Boundary condition	BC2	Cramp
Boundary condition	BC3	Ball joint

Table 3-2. Eigenvalues of the System

Mode No.	Freq.[Hz]	Effe.Mass Ratio[%]	Mode No.	Freq.[Hz]	Effe.Mass Ratio[%]
1	67.3	3.63	9	190.6	2.77
2	72.8	84.35	10	197.8	3.92
3	113.7	-	11	203.6	-
4	129.9	-	12	207.4	-
5	150.4	-	13	218.3	1.88
6	156.9	-	14	230.9	-
6	176.9	-	15	241.3	-
8	182.7	-	16	246.9	-

Table 3-3. Eigenvalues of the SAP (Subsystem)

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

3.4.4 実験結果と数値解析結果の比較による実用性検討

本節では、3.4.2 節の実験結果および 3.4.3 節の数値解析を用いて、提案手法の理論検証および実用性検討を行う。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 3-13, 3-14 に示す。ここでは、後に示す解析結果との比較のため、同一実験結果を周波数を分けて 2 つの図に示す。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 3-15, 3-16 に示す。これら応答指標は相対的な比較として $I_a > I_r$ であれば音響負荷が支配的となることを意味しており、指標の数値はここでは考慮不要である。 I_a の算出には、構造に対する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 の算出には System および SAP (Subsystem) の 2 通りの固有値解析結果を用いている。まず、図 3-15 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 3-16 では I_r 算出に SAP (Subsystem) の固有値解析結果を用いている。表 3-2, 3-3 に示す比較対象とする有効質量を考慮し、図 3-15 では 20 Hz から 500 Hz, 図 3-16 では 100 Hz から 2000 Hz の比較結果を示す。従来手法との比較のため、図 3-15, 3-16 には従来手法 (Previous Method, 式 (3-7)) の結果を示している。

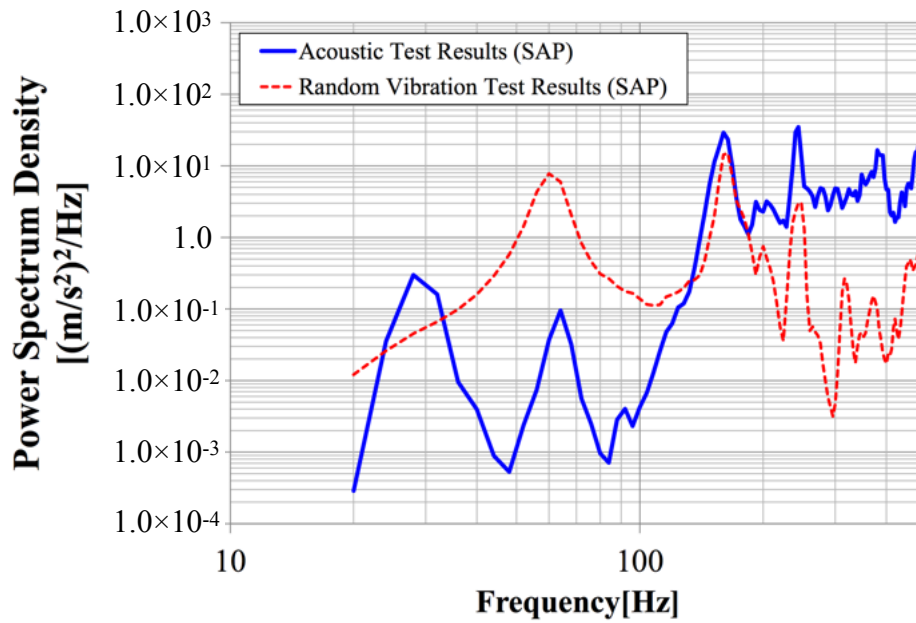


Figure 3-13. Comparison test results of SAP (20-500 Hz)

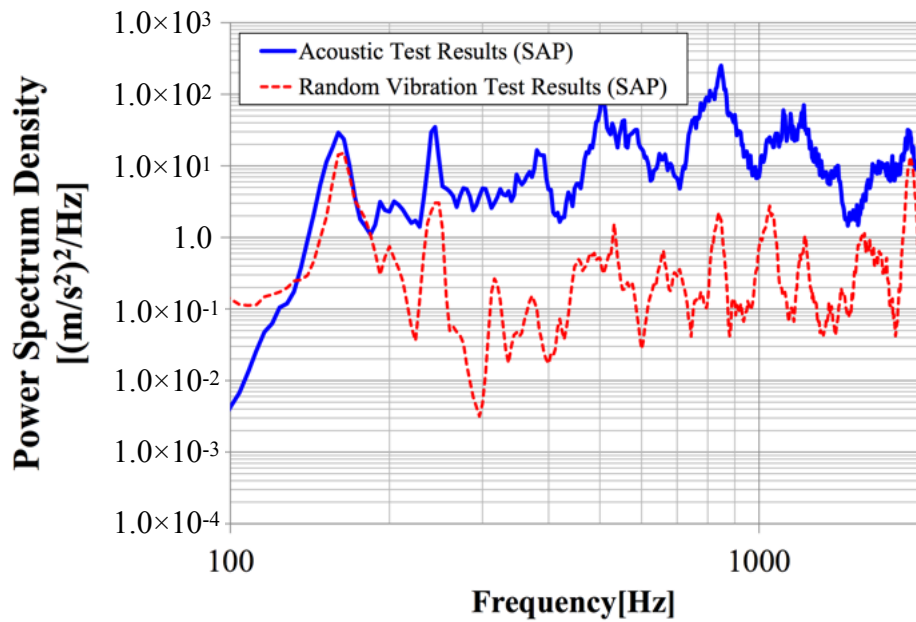


Figure 3-14. Comparison test results of SAP (100-2000 Hz)

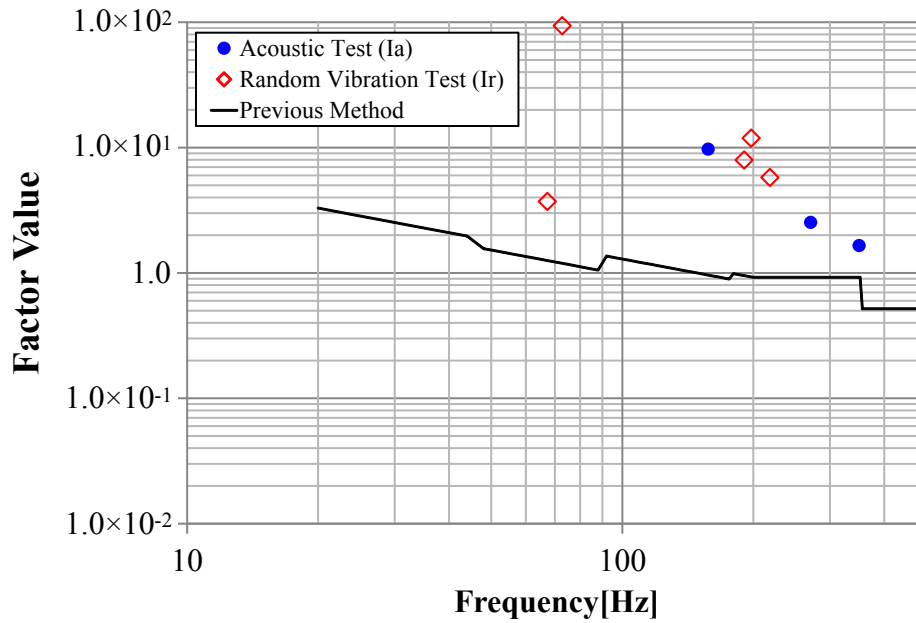


Figure 3-15. Analysis results for factor value (20-500 Hz)

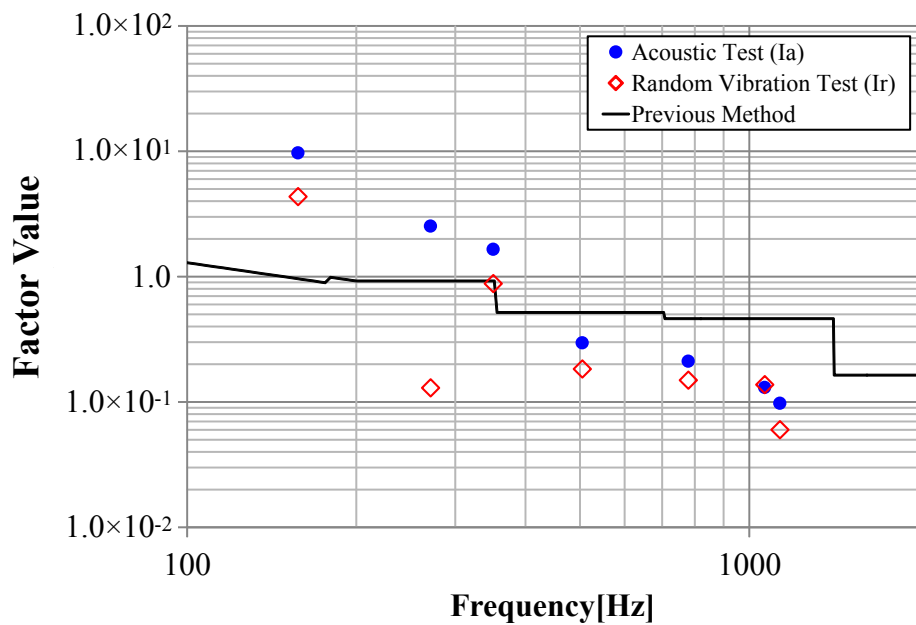


Figure 3-16. Analysis results for factor value (100-2000 Hz)

3.4.5 考察

図 3-13, 図 3-14 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, 構造の低次共振周波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 3-2, 3-3 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 3-15, 3-16 の提案手法を用いた解析結果に着目する. 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については, 図 3-15 の対象周波数域にて $I_r > I_a$ である傾向を示してお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が読み取れる. また, 図 3-16 では, 高次モード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 3-15, 3-16 の 2 つの解析結果が重なる 100 Hz から 500 Hz について, 図 3-15 の結果では 200 Hz 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 Hz) : 9.72, I_r (197.8 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 3-16 の結果では 150 Hz 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, それぞれの結果をもとに, 150 Hz 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 3-15, 3-16 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 (3-31), (3-32) 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 3-17, 3-18 に示す.

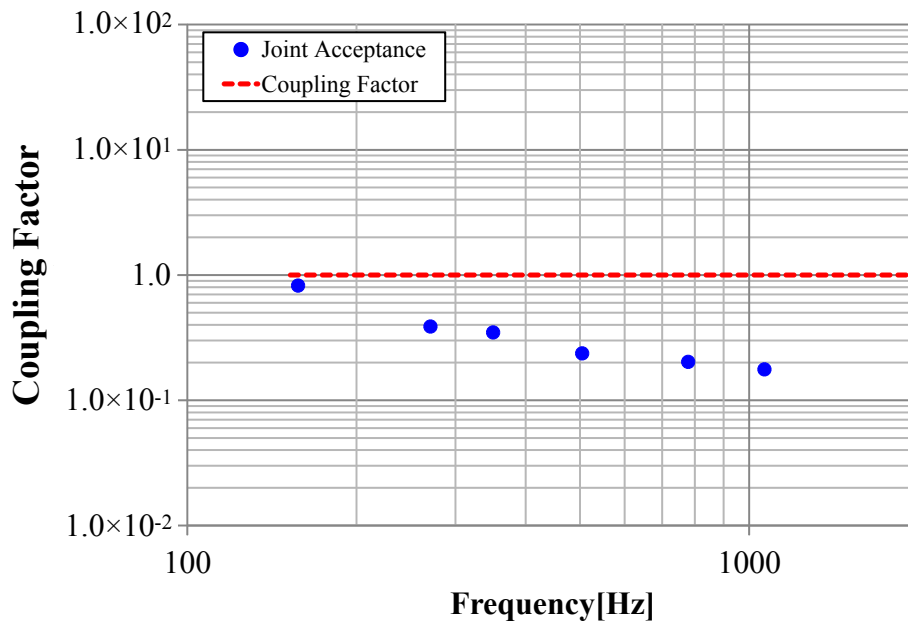


Figure 3-17. Coupling Factor (Joint Acceptance, Coupling Factor)

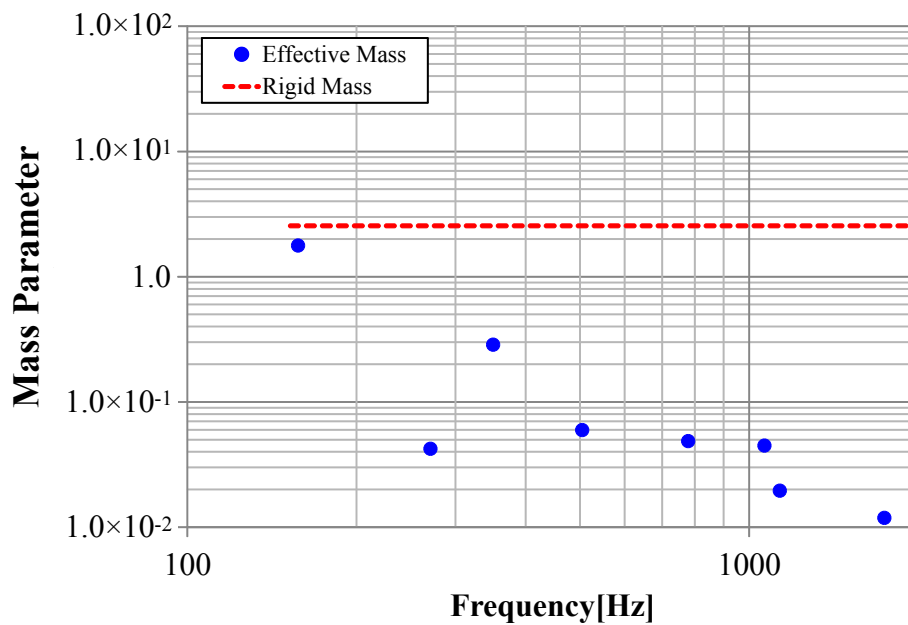


Figure 3-18. Mass Parameter (Effective Mass, Rigid Mass)

第3章 宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する振動応答への寄与度の比較手法の提案

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。従来手法は低周波数 400 Hz までの範囲では平均して連成係数は約 3.2 dB、質量パラメータは約 9.6 dB 過剰な見積りとなっている。

以上より、提案手法では、加振源である音圧および加速度からの構造モード毎の振動応答への寄与度の評価について、解析に用いるパラメータの見積り精度を改善しており、宇宙機設計の上流工程において実用性のある手法であるといえる。

3.5 結言

本章では、音響負荷と共に構造伝搬によるランダム振動も無視できない構造を有する宇宙機に対し、加振源であるフェアリング内部の音圧および機器取付点の加速度からの搭載機器の振動応答への寄与度がジョイントアクセプタンスや有効質量にて表現出来ることに着目し、搭載機器の設計時に評価対象となる構造モード毎に支配的な環境条件を適切に判断するための比較手法を提案した。また、提案手法を人工衛星実機へ適用し、音響加振実験およびランダム振動実験による理論検証を行うとともに従来手法との比較により実用性を示した。本章の成果として、結論を以下に纏める。

- (1) 音響負荷と共に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に対し、加振源である音圧および加速度からの構造モード毎の振動応答への寄与度が、ジョイントアクセプタンスや有効質量にて表現出来ることに着目し、対象構造の評価モードのみを対象に支配的な環境条件を適切に判断し、設計条件を与えるための解析手法を提案した。
- (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寄与度の違いを判定し、設計条件を簡易に検討できることを示した。特に、従来手法では、振動応答に寄与するパラメータ設定において、各モードに対して振動応答が過大となる様な粗い見積りであったが、提案手法では、解析に用いるパラメータの見積り精度が改善され、従来手法と比較し、実用性が向上していることを示した。

第4章

ジョイントアクセプタンスを用いた 構造振動応答解析における数値積分 の簡略化

4.1 緒言

第4章から第6章では、宇宙機設計の上流工程において効率的に宇宙機のランダム振動応答を予測し、経験的に予測される過剰な設計条件の緩和に有効な、音響励起ランダム振動応答解析に対する3つの簡易予測手法について研究を行った。

本章では、音響励起ランダム振動応答解析の高効率化に関する研究の1つとして、ジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析について、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、音響放射効率と固有振動モード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、数値積分を簡略化したジョイントアクセプタンスの計算式を提案する。提案手法により、構造の固有振動モードを含む数値積分に起因する解析時間の短縮化および構造数学モデルに含まれる離散化誤差による数値積分への影響の低減を目指した。また、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、四辺単純支持平板を対象として、ジョイントアクセプタンスの厳密式（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、音響加振実験結果および統計的エネルギー解析（SEA）をベースとする音響振動解析システム（Jaxa Acoustic analysis NETWORK system, JANET）を用いた解析結果と比較し、実用性を検討する。

4.2 統計的エネルギー解析 (SEA) と宇宙機の音響振動解析システム (JANET)

4.2.1 SEA の基礎理論

本節では、高周波数に適した SEA[36] の理論を示す。宇宙機の音響振動環境では、音場および構造（宇宙機パネルなど）間でのパワーフローを考えることとなるため、本節では、まず、図 4-1 に示す 2 要素で構成される系のパワーフローを考える。図 4-1 の要素 1, 2 において $P_{in,a}$ は要素 a, b ($a, b = 1, 2$) 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 ω 、要素 a のエネルギーを W_a 、損失係数 (Damping Loss Factor, DLF) を η_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 (Coupling Loss Factor, CLF) を η_{ab} とすると、式 (4-1) のパワー平衡が成り立ち、音場を要素 1、宇宙機パネルを要素 2、要素 2 への入力 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 (4-2) が成り立つ。

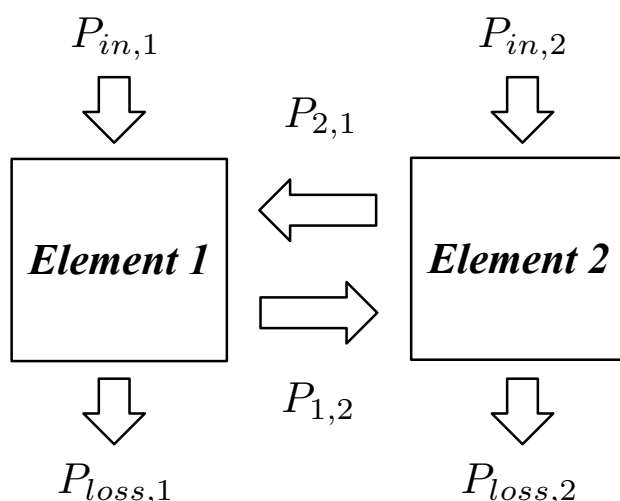


Figure 4-1. The overview of the power flow between SEA subsystems

$$P_{in,2} = \omega\eta_2 W_2 + \omega\eta_{21} N_2 \left(\frac{W_2}{N_2} - \frac{W_1}{N_1} \right) \quad (4-1)$$

$$0 = \omega\eta_2 W_2 + \omega\eta_{21} W_2 \omega\eta_{21} \frac{n_2(\omega)}{n_1(\omega)} W_1 \quad (4-2)$$

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 (4-3) となる。また、空気密度を ρ_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 (4-4), (4-5) で表される。さらに、式 (4-2) から式 (4-5) より応答加速度の二乗平均値 $\langle \bar{a}^2 \rangle$ は式 (4-6) と求まる。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 (4-6) の2倍となる。

$$n_1(\omega) = \frac{V_1 \omega^2}{2\pi^2 c_0^3} \quad (4-3)$$

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

$$W_2 = \frac{M_2 \langle \bar{a}^2 \rangle}{\omega^2} \quad (4-5)$$

$$\langle \bar{a}^2 \rangle = \langle \bar{p}^2 \rangle \times \frac{2\pi^2 c_0 n_2(\omega)}{\rho_0 M_2} \times \frac{\eta_{21}}{\eta_2 + \eta_{21}} \quad (4-6)$$

また、結合損失係数 η_{21} は平板構造から音場への音響放射と関連する係数であり、宇宙機パネルの面密度を \hat{m} 、音響放射効率を σ_{rad} とすると式 (4-7) で表される。したがって、式 (4-6), 式 (4-7) より、宇宙機パネルの振動応答加速度の空間二乗平均値 $\langle \bar{a}^2 \rangle$ は、式 (4-8) と表すことができる。

$$\eta_{21} = \frac{2\rho_0 c_0 \sigma_{rad}}{\hat{m}\omega} \quad (4-7)$$

$$\langle \bar{a}^2 \rangle = \langle \bar{p}^2 \rangle \times \frac{2\pi^2 c_0 n_2(\omega)}{\rho_0 M_2} \times \frac{1}{1 + \eta_2 \hat{m}\omega / 2\rho_0 c_0 \sigma_{rad}} \quad (4-8)$$

4.2.2 音響振動解析システム (JANET) の予測手法

本節では、宇宙機の設計ツールとして使用されている、JAXA が開発・運用している SEA をベースとした音響振動解析システム (JANET) [11][40] に含まれる計算手法の概要を示す。JANET では、SEA 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。JANET にはパネル上の搭載機器を一様分布質量とする「NASA Lewis 法」、搭載機器を質点として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。音圧励起のランダム振動応答予測では、搭載機器の取付位置によるパネル内部応答の変動量と、1/3 オクターブバンド内の PSD の変動量によって、各手法にて求められる応答加速度の計算結果に対して予測誤差が生じる。JANET では、これらの変動量を考慮して加速度応答の安全側の上限値 (P95/50, P99/90) を推定するため、前述したそれぞれの変動量を考慮し、各手法に対し空間マージンと周波数マージンを含めて評価を行うことが可能な仕様となっている [40]。なお、P95/50 とは 50% の確率で集合の 95% を包絡する値を意味し、P99/90 とは 90% の確率で集合の 99% を包絡する値を意味している。

NASA Lewis 法

この手法は、NASA Lewis Research Center (現 Glenn Research Center) で開発された手法であり、搭載機器の有無に関わらず宇宙機パネルのモード密度とクリティカル周波数が不変であるとし、搭載機器の質量は宇宙機パネルに一様に塗付けられている (パネルと搭載機器が一体となって振動する) とする仮定の元、宇宙機パネル上の応答加速度 (空間二乗平均値) を予測する手法である。本手法は汎用性は高いが、宇宙機パネル上の搭載機器が質点として模擬できる様な取付面が狭く面密度が高い搭載機器については、搭載機器のみ局所的な振動応答となるため、本手法の適用は困難である。

計算する周波数帯 (1/3 オクターブバンド等) の中心周波数を f 、宇宙機パネルの面密度を m 、パネルの曲げ波 (Bending wave) の波数を k_b 、パネルの縦波 (Longitudinal wave) の波数を k_l 、パネル質量を M_p 、搭載機器の総質量を M_s 、

音響加振を受けるパネルの表面積を A ，ポアソン比を ν ，パネルの等価厚さを t_{eq} とすると，NASA Lewis 法で用いるパネルの等価面密度 m_p ，等価ヤング率 $E_{eq,l}$ ，等価モード密度 $n_p(f)$ は，それぞれ式 (4-9)，(4-10)，(4-11) と表すことができ，これらを式 (4-6) へ適用することで，時間空間平均された宇宙機パネル上の応答加速度 $\langle \bar{a}^2 \rangle$ は，式 (4-12) と求められる．なお， η は宇宙機パネルの損失係数である．損失係数は，材料減衰，構造減衰，音響放射減衰の成分から成り立っており，一般に，解析解は存在せず材料や構造毎に異なるため，実験的に取得する必要がある．

$$m_p = \frac{(M_p + M_s)}{A} \quad (4-9)$$

$$E_{eq,l} = \frac{(2\pi f)^2 m_p k_b^2}{k_l^3} \quad (4-10)$$

$$n_p(f) = \frac{A}{2} \sqrt{\frac{12m_p(1-\nu^2)}{E_{eq,l}t_{eq}^3}} \quad (4-11)$$

$$\langle \bar{a}^2 \rangle = \langle \bar{p}^2 \rangle \times \frac{\pi c n_p(f)}{\rho_f m_p A} \times \frac{1}{1 + \pi \eta m_p f / \rho_0 c A \sigma_{rad}} \quad (4-12)$$

JAXA Impedance 法

この手法は，JAXA で開発された手法であり，搭載機器を質点としてパネルに搭載されている機器毎の応答を計算する手法である．評価対象とする機器以外の搭載機器および宇宙機パネルに対しては，NASA Lewis 法を適用して SEA にて時間空間平均された宇宙機パネル上の応答加速度を算出し，この応答加速度に評価対象とする機器の動質量 (Apparent Mass) を乗じることで，搭載機器の応答加速度を算出する．本手法では，機器毎に解析を行うため，個別の機器に対し質量および共振周波数が必要となる．評価対象となる機器の質量を M_c ，機器の一次共振周波数を f_0 とすると，搭載機器の時間平均された応答加速度 $\langle \bar{a}^2 \rangle_L$ は，式 (4-13)，(4-14) を用いて，式 (4-15) にて求められる．

$$\langle \bar{a}^2 \rangle = \langle \bar{p}^2 \rangle \times \frac{\pi c n_p(f)}{\rho_f (m_p - M_c) A} \times \frac{1}{1 + \pi \eta (m_p - M_c) f / \rho_0 c A \sigma_{rad}} \quad (4-13)$$

$$g(f) = \begin{cases} \frac{1}{1 + \left(\frac{M_c}{M_p} \cdot \frac{\pi f n_p(f)}{2} \right)^2} & (f < f_0) \\ \frac{1}{1 + \left(\frac{M_c}{M_p} \cdot \frac{\pi f_0 n_p(f)}{2} \right)^2} & (f \geq f_0) \end{cases} \quad (4-14)$$

$$\langle \bar{a}^2 \rangle_L = \langle \bar{a}^2 \rangle \times g(f) \quad (4-15)$$

経験則 (Empirical Method)

この手法は、実衛星の音響試験結果から推定したパラメータを用いて、SEAの応答計算を簡略化した手法である。解析パラメータの1つとして、JANET係数（周波数依存性あり）と呼ばれる無次元数 $J(f)$ を実衛星の音響試験結果から推定し [40]、搭載機器の時間空間平均された応答加速度 $\langle \bar{a}^2 \rangle$ を、式 (4-16) により求めることが出来る。本手法では、JANET係数を用いることで、その他の解析パラメータが少ないため、設計情報の少ない設計初期段階においても利用可能な簡易手法である。ここで、宇宙機パネル（ハニカムパネル）のコア厚さを t 、表皮厚さの平均値を h 、表皮のヤング率を E とする。

$$\langle \bar{a}^2 \rangle = \langle \bar{p}^2 \rangle \times J(f) \times \frac{c_0^2}{\eta f} \sqrt{\frac{1 - \nu^2}{E \hat{m}^3 t^2 h}} \quad (4-16)$$

4.2.3 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 4-2 に示す平板構造を考える．第 2 章で述べた様に，構造の r 次モードについて，バツフルされた平板構造の点 \mathbf{x} における応答加速度 PSD は，式 (4-17) に示すジョイントアクセプタンスを用いて式 (4-18) で求められる [23]．式 (4-17) 中の $C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)$ は点 \mathbf{x} と点 \mathbf{x}' における正規化音圧 CPSD であり，拡散音場では式 (2-18) に示す sinc 関数で表される．

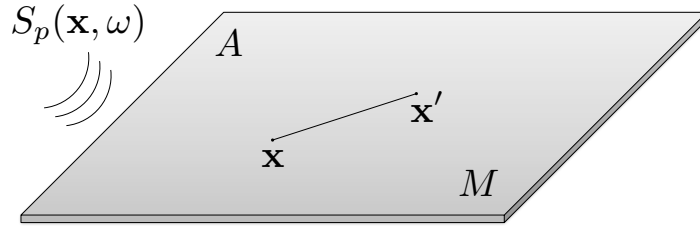


Figure 4-2. Rectangular plate for Joint Acceptance formulation in Diffuse Acoustic Field

$$j_{rr}(\omega) = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (4-17)$$

$$S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r) \simeq \frac{4A^2 S_p(\mathbf{x}, \omega_r) j_{rr}(\omega_r) \phi_r^2(\mathbf{x})}{4\Lambda_r^2 \zeta_r^2} \quad (4-18)$$

この手法では，音場のモデル化を不要とし，機器非搭載パネルや減衰比の設定が容易な構造に対しては，特に低周波数領域において効率的に計算が可能であり，かつ，高い精度が期待できるが，ジョイントアクセプタンスの算出では構造固有振動モードを取り入れた数値積分を行うため，機器搭載パネルや複雑構造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，数値積分に起因する解析時間を要し，さらに，構造数学モデルの離散化誤差が発生する中周波数領域から高周波数領域において十分な精度を得ることが困難である [66]．そこで，本章では，この課題を解決するため，音響放射パワーの立式に着目し，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，固有振動モードを含む数値積分を不要とするジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ の計算式を提案する．

4.3 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計算式の提案

まず、図4-2に示す平板構造を対象に、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、平板構造の点 \mathbf{x} における放射音場の式 $p_r(\mathbf{x}, t)$ 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(4-19)と表すことができる[67]。

$$p_r(\mathbf{x}, t) = \frac{j\omega_r \rho_0}{2\pi} \int_S \frac{\exp(-jk_0 r)}{r} v_r(\mathbf{x}', t) d\mathbf{x}' \quad (4-19)$$

ここで、 $v_r(\mathbf{x}, t)$ は構造系の点 \mathbf{x} における面外速度、 ρ_0 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(4-20)に示す音響インテンシティ $I_r(\mathbf{x})$ の放射面 S による積分値と表すことができ、式(4-21)となる[68]。なお、 $\text{Re}[\]$ は複素数実数部、 $*$ は複素共役、 $\overline{\quad}$ は時間平均を表す。

$$I_r(\mathbf{x}) = \frac{1}{2} \text{Re} \left[\overline{p_r^*(\mathbf{x}, t) v_r(\mathbf{x}, t)} \right] \quad (4-20)$$

$$P_r = \frac{1}{2} \int_S \text{Re} \left[\overline{p_r^*(\mathbf{x}, t) v_r(\mathbf{x}, t)} \right] d\mathbf{x} \quad (4-21)$$

また、構造振動の r 次成分について、構造系の点 \mathbf{x} における面外変位を $u_r(\mathbf{x}, t)$ 、モード変位を $q_r(t)$ とすると、固有振動モードの関係から $u_r(\mathbf{x}, t) = \phi_r(\mathbf{x}) q_r(t)$ が成り立ち、 $v_r(\mathbf{x}, t)$ は式(4-22)となる。

$$v_r(\mathbf{x}, t) = j\omega_r \phi_r(\mathbf{x}) q_r(t) \quad (4-22)$$

式(4-19)、(4-21)、(4-22)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(4-23)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

周波数 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 (4-17) および式 (4-23) 2行目より、 P_r と $j_{rr}(\omega_r)$ の関係は、式 (4-23) 3行目と表すことができる。

$$\begin{aligned}
 P_r &= \frac{1}{2} \int_S \operatorname{Re} \left[\left(\frac{j\omega_r \rho_0}{2\pi} \int_S \frac{\exp(-jk_0 r)}{r} v_r(\mathbf{x}', t) d\mathbf{x}' \right)^* v_r(\mathbf{x}, t) \right] d\mathbf{x} \\
 &= \frac{\omega_r^3 \rho_0 k_0 \overline{q_r^2(t)}}{4\pi} \int_S \int_{S'} \phi_r(\mathbf{x}) \frac{\sin k_0 r}{k_0 r} \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \\
 &= \rho_0 k_0 \frac{A^2 \omega_r^3 \overline{q_r^2(t)}}{4\pi} j_{rr}(\omega_r)
 \end{aligned} \tag{4-23}$$

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 (4-24) と表すことができる [67].

$$P_w = \overline{|v|^2} \rho_0 c_0 \sigma_{rad} A \tag{4-24}$$

ここで、 σ_{rad} は平板構造の音響放射効率、 $\overline{|v|^2}$ 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 [69] より、式 (4-25) で近似されることが知られている。 f_c は平板構造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 (4-26) にてそれぞれ表されることが文献 [67], [70] にて示されている。また、コインシデンス角周波数 ω_c は、式 (4-27) にて表される。

$$\sigma_{rad} = \begin{cases} (f/f_c)^2 & (f \leq f_c) \\ 1 & (f \geq f_c) \end{cases} \tag{4-25}$$

$$f_c = \frac{\omega_c}{2\pi} \tag{4-26}$$

$$\omega_c = \begin{cases} c_0^2 \sqrt{\hat{m}/D} & (\text{矩形単純支持平板}) \\ c_0^2 \sqrt{\hat{m}/D(1-\nu^2)} & (\text{ハニカムパネル}) \end{cases} \tag{4-27}$$

また、式 (4-22), (4-24) 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 (4-28) と表すことができる。ここで、 $\langle \phi_r^2(\mathbf{x}) \rangle$ を固有振動モードの空間二乗平均とする。

$$P_r = \langle \phi_r^2(\mathbf{x}) \rangle \overline{q_r^2(t)} \omega_r^2 \rho_0 c_0 \sigma_{rad} A \quad (4-28)$$

式 (4-23), (4-28) が等価であることから、固有角周波数 (ω_r) におけるジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ は、平板構造の音響放射効率 σ_{rad} を用いて式 (4-29) と表すことができる。

$$j_{rr}(\omega_r) = \frac{4\pi\sigma_{rad}}{Ak_0^2} \langle \phi_r^2(\mathbf{x}) \rangle \quad (4-29)$$

さらに、固有振動モードの空間二乗平均 $\langle \phi_r^2(\mathbf{x}) \rangle$ に着目すると、モード質量 Λ_r の定義式から式 (4-30) が成り立ち [67], $\langle \phi_r^2(\mathbf{x}) \rangle$ は、平板構造の質量 M およびモード質量 Λ_r を用いて式 (4-31) と表現することができる。

$$\Lambda_r = \int_S \hat{m} \phi_r^2(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \quad (4-30)$$

$$\begin{aligned} \langle \phi_r^2(\mathbf{x}) \rangle &= \frac{1}{A} \int_S \phi_r^2(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \\ &= \frac{1}{\hat{m}A} \int_S \hat{m} \phi_r^2(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \\ &= \frac{\Lambda_r}{\hat{m}A} = \frac{\Lambda_r}{M} \end{aligned} \quad (4-31)$$

式 (4-29), (4-31) 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 (4-32) と表される。

$$j_{rr}(\omega_r) = \frac{4\pi\sigma_{rad}\Lambda_r}{AMk_0^2} \quad (4-32)$$

したがって、式 (4-32) にて求められるジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ の計算式

を式 (4-18) に適用すると、応答加速度 PSD は式 (4-33) にて算出することが可能となる。式 (4-33) に示す提案手法は、固有振動モードを含む積分計算を不要とし、従来手法より簡略化されている。

$$S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r) \simeq \frac{4\pi A \sigma_{rad} S_p(\omega_r)}{M k_0^2 \zeta_r^2 \Lambda_r} \phi_r^2(\mathbf{x}) \quad (4-33)$$

さらに、式 (4-33) 応答加速度 PSD について、高周波数における固有振動モードの不確かさを考慮し、SEA と同様に応答加速度 PSD の空間平均値 $\langle S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r) \rangle$ を検討すると、式 (4-31) および式 (4-33) より、式 (4-34) にて求めることが可能である。以降 4.4, 4.5 節では、式 (4-33) および式 (4-34) に示す提案手法の適用範囲を明確にする。なお、本章の解析では、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、固有振動モードを算出している。

$$\begin{aligned} \langle S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r) \rangle &\simeq \frac{4\pi A \sigma_{rad} S_p(\omega_r)}{M k_0^2 \zeta_r^2 \Lambda_r} \langle \phi_r^2(\mathbf{x}) \rangle \\ &= \frac{4\pi A \sigma_{rad} S_p(\omega_r)}{M^2 k_0^2 \zeta_r^2} \end{aligned} \quad (4-34)$$

4.4 四辺単純支持平板の拡散音場応答の解析解を用いた提案手法の検証

本節では、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、平板構造を対象に、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。

4.4.1 拡散音場負荷時の振動応答の解析解

図 4-3 に示す様に無限にバッフルされた矩形平板に、振幅 P_i の平面音波が仰角 θ 、方位角 ϕ により入射する問題を考える。Roussos 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 [71]。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、応答加速度の時間二乗平均及び入射角平均により式 (4-33) と表される。ここに、 $\langle \rangle_{\theta, \phi}$ は入射角に関する平均演算を表す。

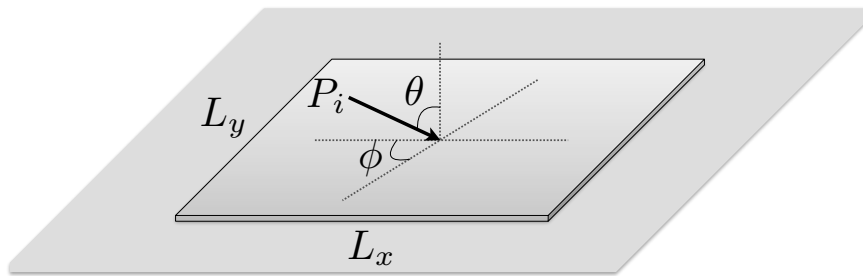


Figure 4-3. Rectangular plate in Diffuse Acoustic Field

$$S_a^{DAF}(\mathbf{x}, \omega) = \frac{16S_p(\omega)L_xL_y}{\hat{m}^2} \left\langle \left| \sum_m \sum_n \frac{\omega^2 \bar{I}_m \bar{I}_n \phi_{mn}(x, y)}{\omega^2 - \omega_{mn}^2 (1 - j\eta_{mn})} \right| \right\rangle_{\theta, \phi} \quad (4-35)$$

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 ϕ_{mn} は、それぞれ x 方向 m 次、 y 方向 n 次の固有角周波数と固有振動モードである。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 (4-36)、(4-37) で求められる。

$$\bar{I}_m = \begin{cases} -\frac{j}{2} \text{sgn}(\sin \theta \sin \phi) & \\ \frac{m\pi \{1 - (-1)^m \exp[\sin \theta \sin \phi (\omega L_x / c_0)]\}}{\left((m\pi)^2 - [\sin \theta \sin \phi (\omega L_x / c_0)]^2 \right)} & \left((m\pi)^2 = [\sin \theta \sin \phi (\omega L_x / c_0)]^2 \right) \\ \frac{m\pi \{1 - (-1)^m \exp[\sin \theta \sin \phi (\omega L_x / c_0)]\}}{\left((m\pi)^2 - [\sin \theta \sin \phi (\omega L_x / c_0)]^2 \right)} & \left((m\pi)^2 \neq [\sin \theta \sin \phi (\omega L_x / c_0)]^2 \right) \end{cases} \quad (4-36)$$

$$\bar{I}_n = \begin{cases} -\frac{j}{2} \text{sgn}(\sin \theta \sin \phi) & \\ \frac{n\pi \{1 - (-1)^n \exp[\sin \theta \sin \phi (\omega L_y / c_0)]\}}{\left((n\pi)^2 - [\sin \theta \sin \phi (\omega L_y / c_0)]^2 \right)} & \left((n\pi)^2 = [\sin \theta \sin \phi (\omega L_y / c_0)]^2 \right) \\ \frac{n\pi \{1 - (-1)^n \exp[\sin \theta \sin \phi (\omega L_y / c_0)]\}}{\left((n\pi)^2 - [\sin \theta \sin \phi (\omega L_y / c_0)]^2 \right)} & \left((n\pi)^2 \neq [\sin \theta \sin \phi (\omega L_y / c_0)]^2 \right) \end{cases} \quad (4-37)$$

本節では、矩形単純支持平板を対象モデルを対象に検討を行うため、固有角周波数 ω_{mn} と固有振動モード ϕ_{mn} は、式 (4-38)、(4-39) 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。平板の曲げ剛性 D は、式 (4-40) にて求められる。

$$\omega_{mn} = \sqrt{\frac{D}{\hat{m}}} \left\{ \left(\frac{m\pi}{L_x} \right)^2 + \left(\frac{n\pi}{L_y} \right)^2 \right\} \quad (4-38)$$

$$\phi_{mn}(x, y) = \frac{2}{\sqrt{L_x L_y \hat{m}}} \sin\left(\frac{m\pi x}{L_x}\right) \sin\left(\frac{n\pi y}{L_y}\right) \quad (4-39)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (4-40)$$

4.4.2 四辺単純支持平板を対象とする解析解と提案手法の比較による検証

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，図 4-4 に示すような平板構造を対象とした，拡散音場負荷時のジョイントアクセプタンスおよび応答加速度 PSD の比較を行った．平板構造の境界条件は四辺単純支持であり，応答の評価点は (0.4 m, 0.3 m) とする．解析用パラメータおよび対象モデルの共振周波数 (36 次, 2000 Hz まで) は，表 2-1, 2-2 を参照のこと．減衰比は一律 0.03，負荷音圧 (入力条件) は一律 $0.5 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$ とした．対象モデルのコインシデンス周波数 f_c は 1172 Hz である．

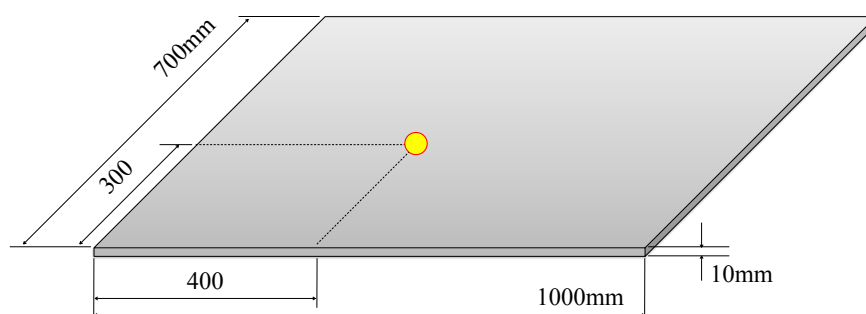


Figure 4-4. Measurement points on the rectangular plate

これらの条件をもとに，従来手法，提案手法および解析解との比較を行った．比較する計算手法は，解析解 (Analytical Solution, 式 (4-35))，従来のジョイントアクセプタンスによる応答解析 (Previous Method, 式 (4-18))，提案手法による応答解析 (Proposed Method, 式 (4-33)) である．拡散音場負荷時のジョイントアクセプタンスの比較結果を図 4-5, 4-6 に，応答加速度 PSD の比較結果を図 4-7, 4-8 にそれぞれ示す．ジョイントアクセプタンスの比較では，従来手法として式 (4-17) を，提案手法として式 (4-32) を用いた．なお，数値解析については，汎用数値計算ソフト MATLAB を用いて解析を行い，解析解について，式 (4-35) における入射角に関する平均演算は，1089 個の互いに入射角の異なる平面音波に対して行なった．

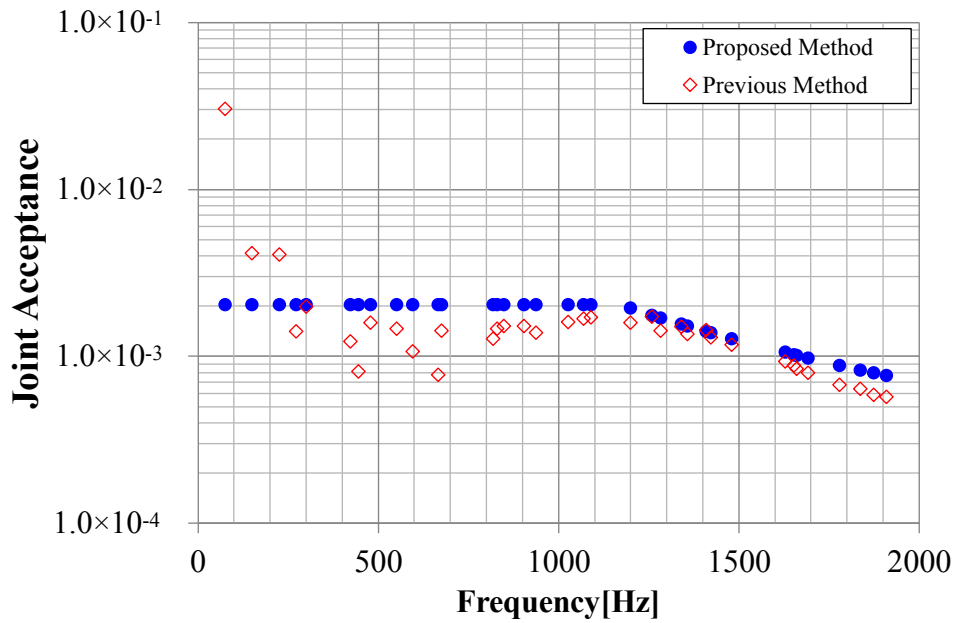


Figure 4-5. Comparison of Joint Acceptance between proposed method and previous method

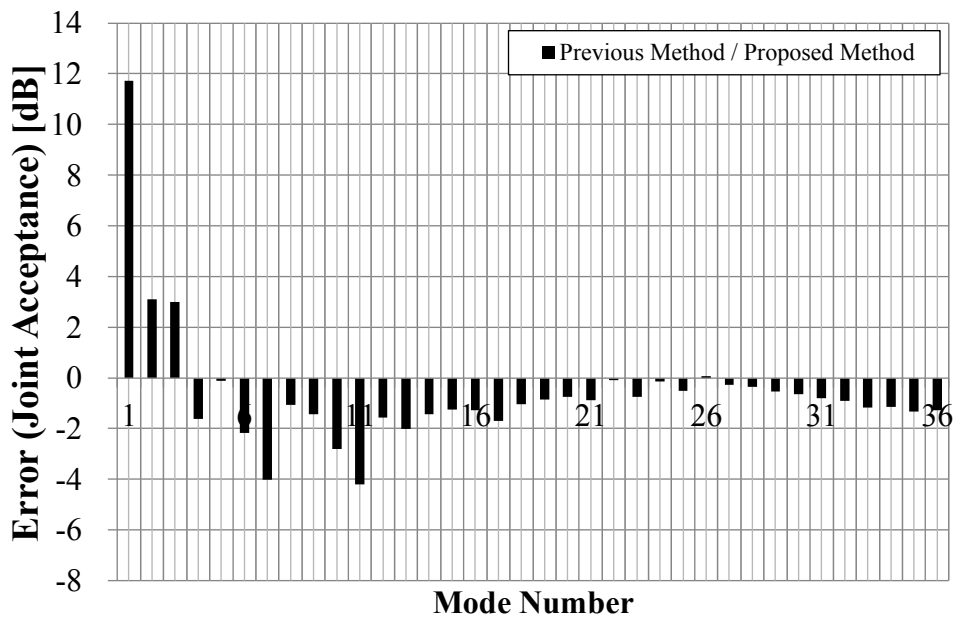


Figure 4-6. The error between proposed method and previous method

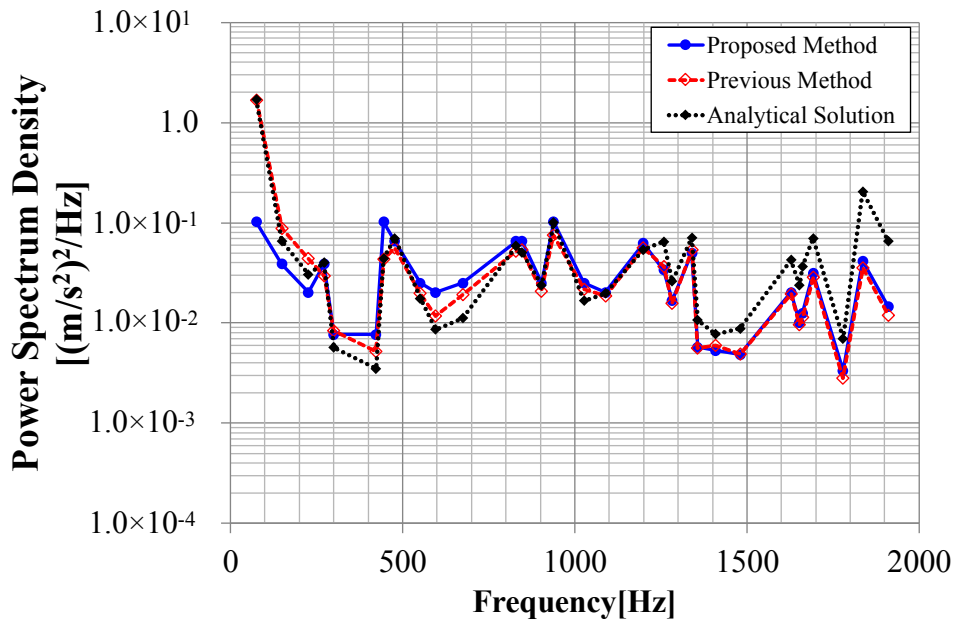


Figure 4-7. Comparison of the vibration response between equation (4-17) , (4-33) and (4-35)

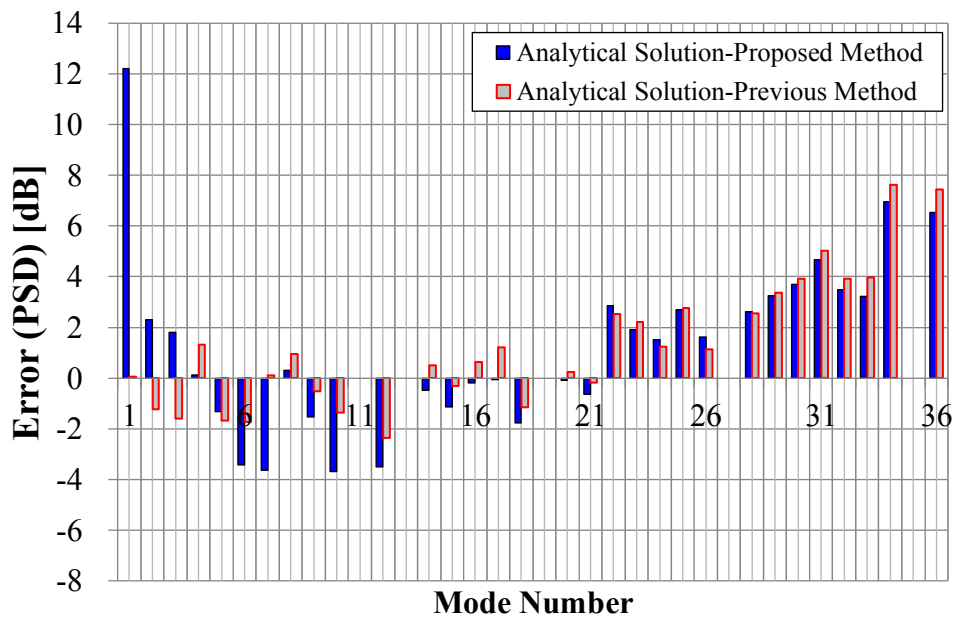


Figure 4-8. The error between equation (4-17) , (4-33) and (4-35)

まず、ジョイントアクセプタンスに着目すると、図 4-5, 4-6 より、対象構造の 12 次 (674.7 Hz) 以上のモードにおいて、2 dB 以内の精度でジョイントアクセプタンスの厳密式 (従来手法, Previous Method) と数値積分を簡略化した提案手法 (Proposed Method) が一致しており、固有振動モードを含む数値積分を行う従来手法と、数値積分を簡略化した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原因の 1 つとしては、式 (4-32) にて求められるジョイントアクセプタンスは固有振動モードの空間二乗平均を取り入れているが、モード密度の低い周波数では、厳密に式 (4-31) が成り立たず、SEA と同様に精度が低下するものと考えられる。実際に、1/3 オクターブバンド周波数毎の対象構造のモード密度に着目すると、表 4-1 に示す通り、12 次のモードが存在する中心周波数 630 Hz (下限周波数 562 Hz, 上限周波数 708 Hz) のバンドにおいて初めてモード密度が 3 つ以上となる。また、式 (4-32) にて求められるジョイントアクセプタンスの計算に用いる音響放射効率 σ_{rad} は式 (4-25) に示す近似モデルを用いており、この近似精度が起因していることも考えられる。音響放射効率の近似モデルを取り入れた提案手法の有効性については、4.5 節の音響加振実験による宇宙機パネルの実験検証にて評価する。

Table 4-1. The mode density of the rectangular plate model

Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density	Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density
20	0	250	1
25	0	315	1
31.5	0	400	2
40	0	500	2
50	0	630	3
63	0	800	4
80	1	1000	4
100	0	1250	7
125	0	1600	6
160	1	2000	3
200	1		

続いて、応答加速度 PSD に着目すると、図 4-7, 4-8 より、高周波数では、提案手法を用いた応答が従来手法を用いた応答よりも解析解 (Analytical Solution) に対し 1 dB 程度精度が良い結果となっている。提案手法と従来手法の応答値の差分は図 4-5, 4-6 で得られた $j_{rr}(\omega)$ の誤差量と同等であるが、これは、従来手法の場合、構造を表 2-1 に示す要素長でメッシュ化 (離散化) した構造数学モデルをもとに固有振動モードを求め、この固有振動モードを取り入れた数値積分を行っており、離散化誤差を含む数値積分による影響を含むと考えられる。一方、提案手法では数値積分を行わず、固有振動モード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、より解析解に近い結果となると考えられる。

以上より、固有振動モードを取り入れた数値積分を不要とする提案手法は、高周波数に対しては従来手法の代替手法として適用可能であり、音響放射効率 σ_{rad} の精度を含め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。また、低周波数に対する適用については、音響放射効率の近似モデルの影響を受けるため注意が必要である。

4.5 音響加振実験による提案手法の実用性検討

4.5.1 実験供試体の概要

提案手法の実用性検討のため、宇宙機パネルを模擬したハニカムサンドイッチパネルを供試体とする音響加振実験を行った。ハニカムサンドイッチパネルは、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されたものであり [70]、パネルサイズが縦横 1.82 m × 0.91 m で、ハニカム構造の材料はスキンおよびコアともにアルミニウムである。スキンの厚さは 0.3 mm、ハニカムコアの厚さは 25 mm であり、搭載機器の取付を可能にするためのためインサート等が取り付けられており、総質量は 7.6 kg である。ハニカムサンドイッチパネルは、宇宙機構体への搭載時と同様な境界条件を模擬する治具とインサートボルトにより、四辺を単純支持されている。また、コインシデンス周波数は 487 Hz で、一次共振周波数 (実測) は 110 Hz である。実験のコンフィギュレーション写真を図 4-9 に示す。実験検証には、図 4-10 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、拡散音場負荷時のジョイントアクセプタンスおよび応答加速度 PSD の比較を行った。



Figure 4-9. Test configuration in reverberant chamber

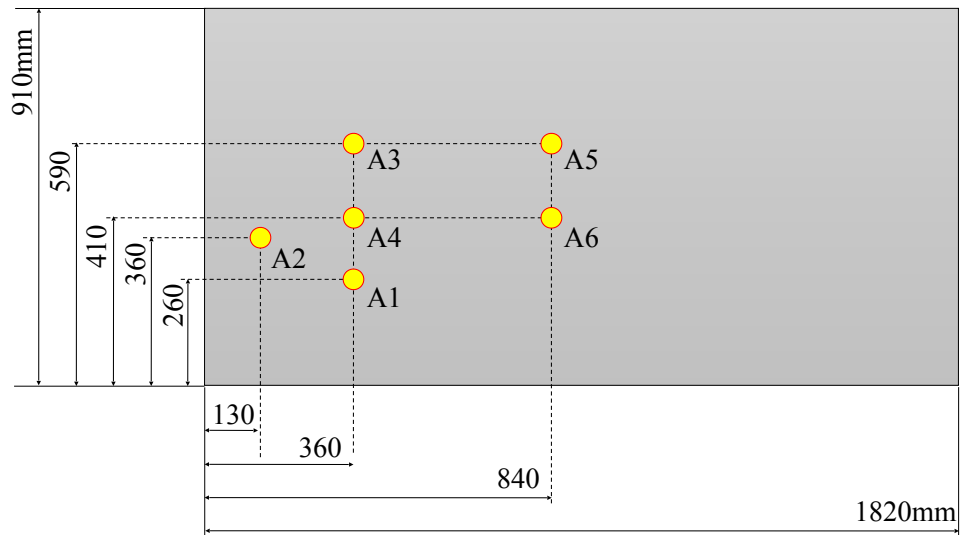


Figure 4-10. Measurement points of the honeycomb panel

4.5.2 音響加振実験の概要

音響加振実験は、JAXA 筑波宇宙センター総合環境試験棟 1600 m³ 音響試験設備で行った。実験の加音レベルは、オーバーオールで 138.1 dB であり、宇宙機パネルを模擬したハニカムサンドイッチパネル上の面外方向加速度の計測を行った。加速度計測位置は図 4-10 を参照のこと。反響室内の音圧およびパネル上の加速度計測のコンフィギュレーションは、図 3-7 と同様である。音響加振実験の実験条件を図 4-11 に示す。なお、音響試験設備は音圧制御のため、設備独自のアルゴリズムに従って 1/1 オクターブバンドで提示された実験条件を 1/3 オクターブバンドに変換している。

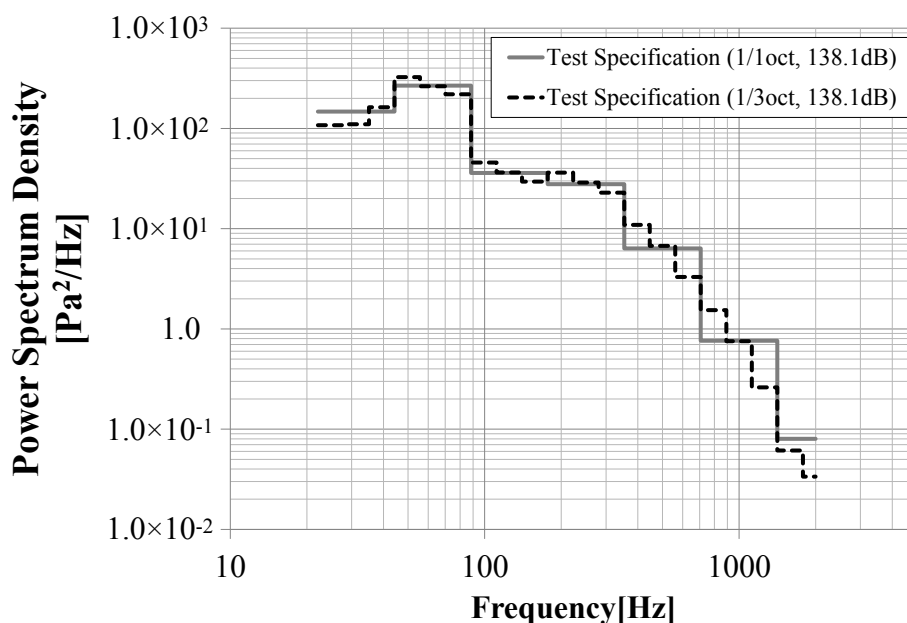


Figure 4-11. The acoustic test specification for the honeycomb panel

4.5.3 提案手法を用いた数値解析の概要

宇宙機パネルを模擬したハニカムサンドイッチパネルの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。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、構造系の固有振動モードである。解析用の構造数学モデルの作成、境界条件の適用、固有値解析は UGS PLM Solutions 社

の I-DEAS11 (NX Nastran Solver) を用いた。なお、構造数学モデルの要素は四角形シェル要素 (CQUAD4) とし、解析周波数の上限は宇宙機の設計評定周波数と合わせ 2kHz とする。ハニカムパネルの諸元、解析パラメータを表 4-2 に示す。

Table 4-2. Parameter used for the honeycomb panel analysis

Parameter	Symbol	Value
Area	A	1.82×0.91 m
Mass	M	7.6 kg
Material (Skin)	-	Aluminum
Poisson's ratio (Skin)	ν_s	0.33
Thickness (Skin)	h_s	0.0003 m
Young's modulus (Skin)	E_s	$7.16e+10$ Pa
Structural density (Skin)	ρ_s	$2.70e+3$ kg/m ³
Material (Core)	-	Aluminum
Thickness (Core)	h_c	0.025 m
Structural density (Core)	ρ_s	$2.50e+1$ kg/m ³
Shear elastic modulus (Core)	G_c	$1.34e+8$ Pa
Thickness (equivalence)	h_{eqv}	$1.05e-2$ m
Young's modulus (equivalence)	E_{eqv}	$7.16e+10$ Pa
Structural density (equivalence)	ρ_{eqv}	$2.14e+2$ kg/m ³
Bending stiffness	D	$7.714e+3$ Nm
Sonic speed	c_0	340 m/s
Air density	ρ_0	1.21
Element length	-	0.05 m
Node number	-	703
Frequency range	-	20-2000 Hz
Boundary condition	-	Simple support
Coincidence Frequency	f_c	487 Hz

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) [11] を 3.1.3 項の解析と同様に
 入力として与えた。解析周波数上限は平板構造のコインシデンス周波数 (本モデルで
 は 487 Hz) 以上であり, ハニカムサンドイッチパネルの曲げ波長より音波長が短いた
 め, 構造数学モデルの要素サイズは, 式 (4-41) で表されるパネルの曲げ波長 λ より
 も十分小さくなるように一辺 50 mm の正方形とし, 境界条件は四辺単純支持とした。
 対象モデルの共振周波数を表 4-3 に示す。

$$\lambda = \frac{2\pi}{\sqrt{\omega}} \sqrt{\frac{D(1-\nu_s^2)}{\hat{m}}} \quad (4-41)$$

Table 4-3. Eigenvalues of the honeycomb panel

Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]	Mode	Freq. [Hz]
1	130.7	11	1044.0	21	1779.7
2	208.4	12	1044.0	22	1779.7
3	338.4	13	1053.9	23	1823.5
4	445.5	14	1164.9	24	1893.6
5	520.9	15	1334.9	25	2053.4
6	520.9	16	1334.9	26	2053.4
7	647.2	17	1385.1		
8	756.0	18	1554.3		
9	824.8	19	1667.9		
10	971.7	20	1711.6		

解析に用いる減衰比 ζ_r は式 (4-42) を使用し, 安藤らが行った損失係数実験データの
 検討結果 (コア厚 50 mm 以下) から, 損失係数 η_r と周波数の関係を式 (4-43) で与
 えた [8]. 拡散音場の音圧 PSD (入力条件) は図 4-11 に示す。

$$\zeta_r = \frac{\eta_r}{2} \quad (4-42)$$

$$\eta_r = \begin{cases} 0.1 & (f \leq 125\text{Hz}) \\ 12.5/f & (f \geq 125\text{Hz}) \end{cases} \quad (4-43)$$

4.5.4 実験結果と数値解析結果の比較による実用性検討

本項では、4.5.2 項の実験結果および 4.5.3 項の数値解析結果の比較により、提案手法の実用性評価を行う。比較に用いた結果は、音響加振実験結果 (Acoustic Test)、提案手法 (Proposed Method, 式 (4-33))、応答計算に固有振動モードの空間平均を取り入れた提案手法 (Proposed Method (Average), 式 (4-34))、JANET を用いた応答予測結果である。JANET については、4.2.2 項で示した NASA Lewis Method および 経験則 (Empirical Method) を適用し、空間マージン (P99/90) および PSD マージン (周波数一律 3.5 dB) を含めた解析結果を示している。経験則は必要とする解析パラメータが少なく、設計情報の少ない設計初期において有効な予測法である。図 4-12, 4-13 にジョイントアクセプタンスの比較を、図 4-14 から 4-19 に応答加速度 PSD について音響加振実験結果と数値解析結果の比較を示す。

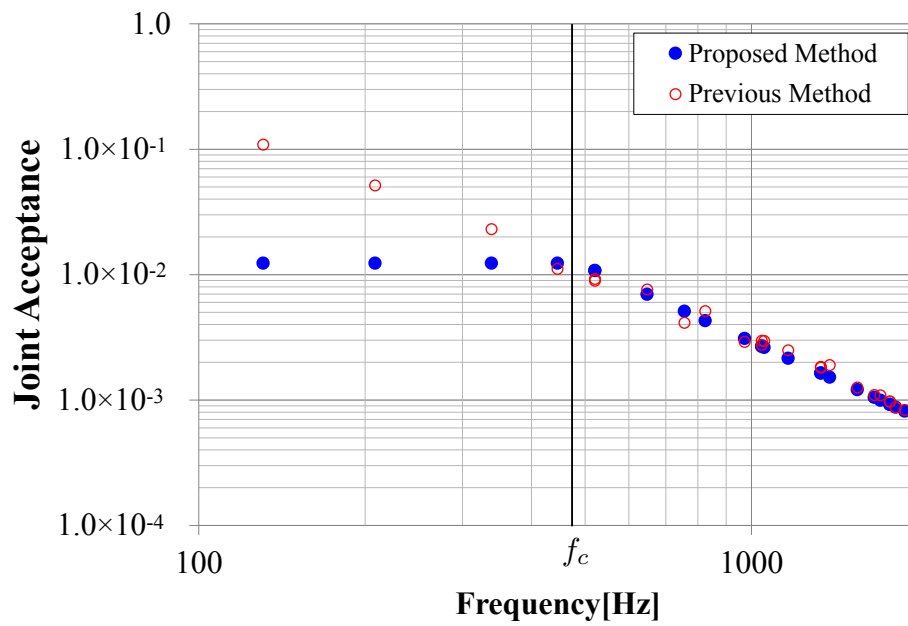


Figure 4-12. Comparison of Joint Acceptance between proposed method and previous method

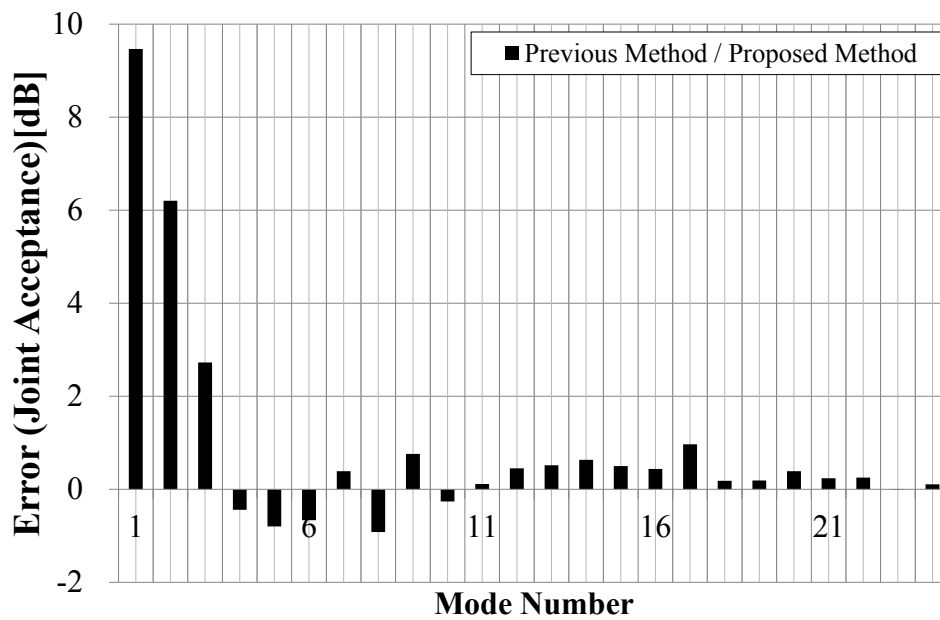


Figure 4-13. The error between proposed method and previous method

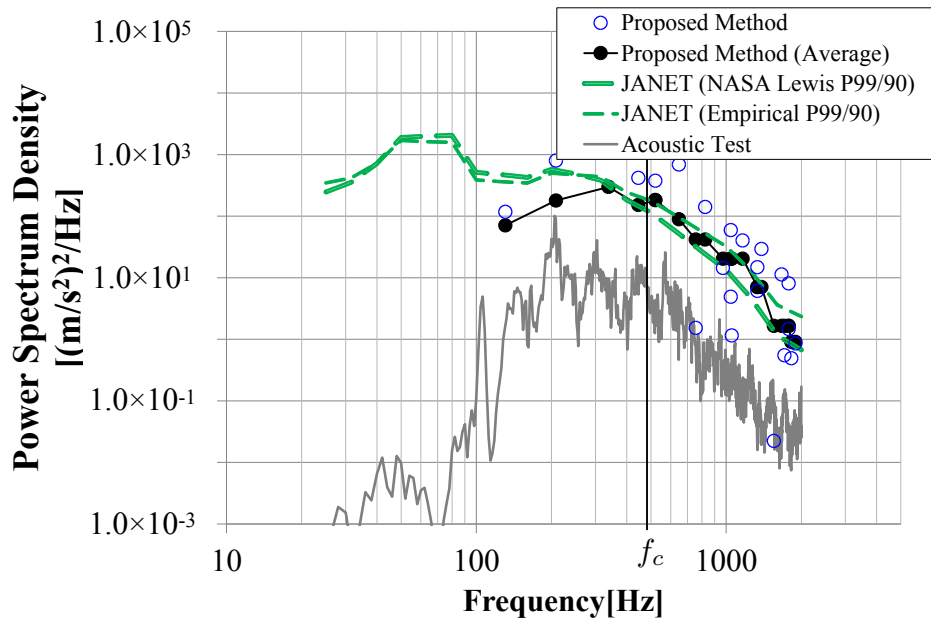


Figure 4-14. Comparison of the vibration response of A1

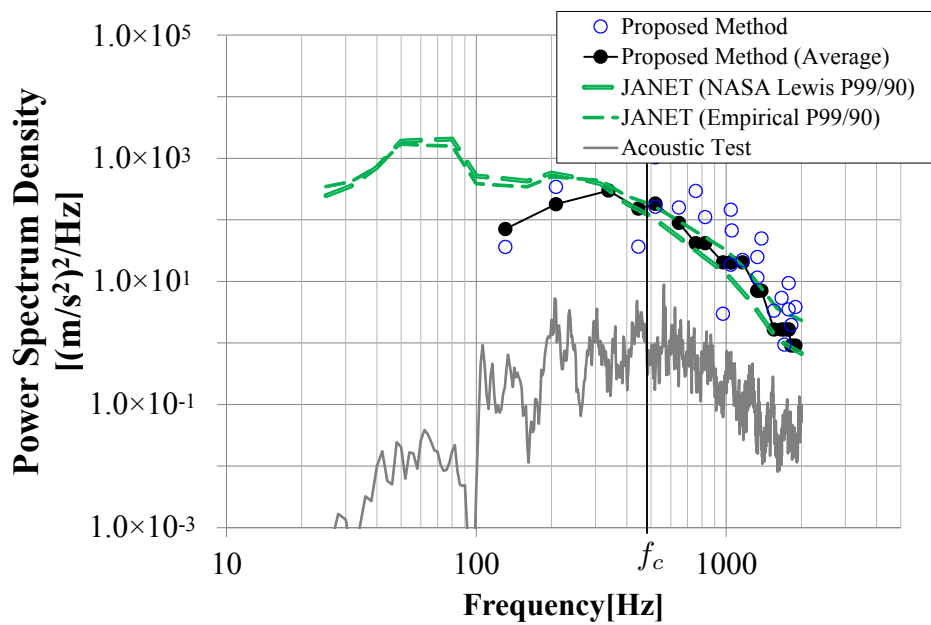


Figure 4-15. Comparison of the vibration response of A2

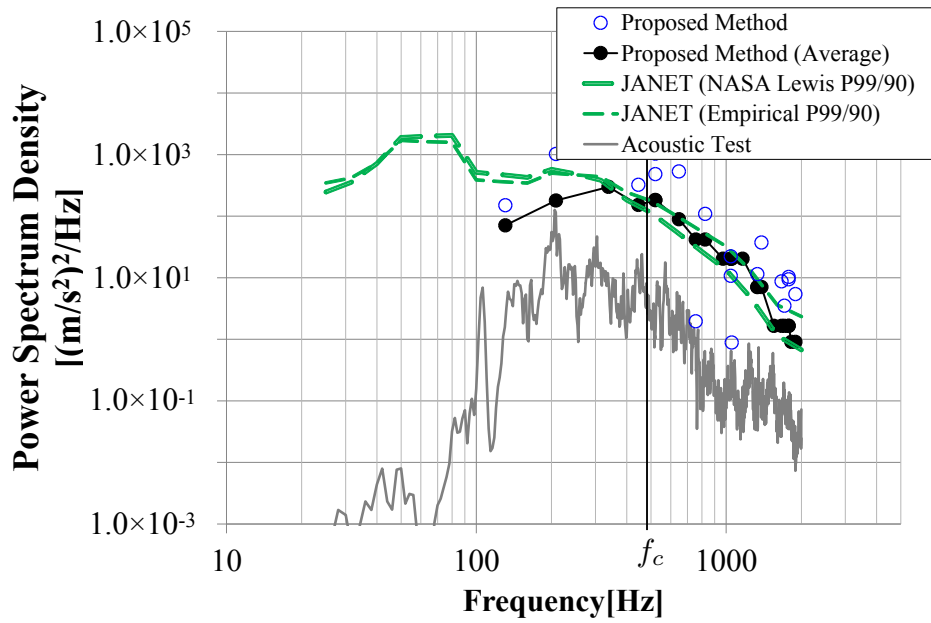


Figure 4-16. Comparison of the vibration response of A3

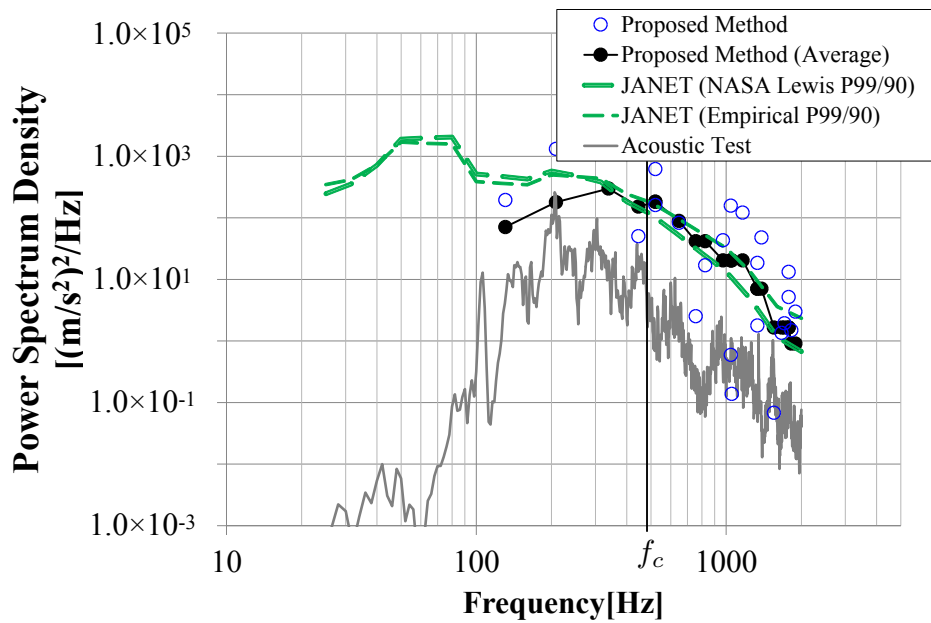


Figure 4-17. Comparison of the vibration response of A4

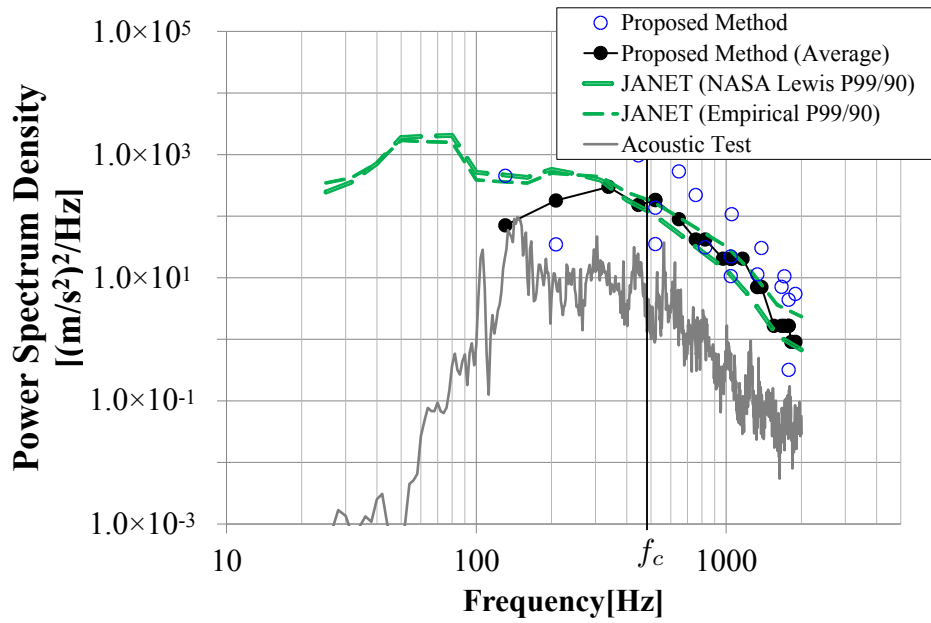


Figure 4-18. Comparison of the vibration response of A5

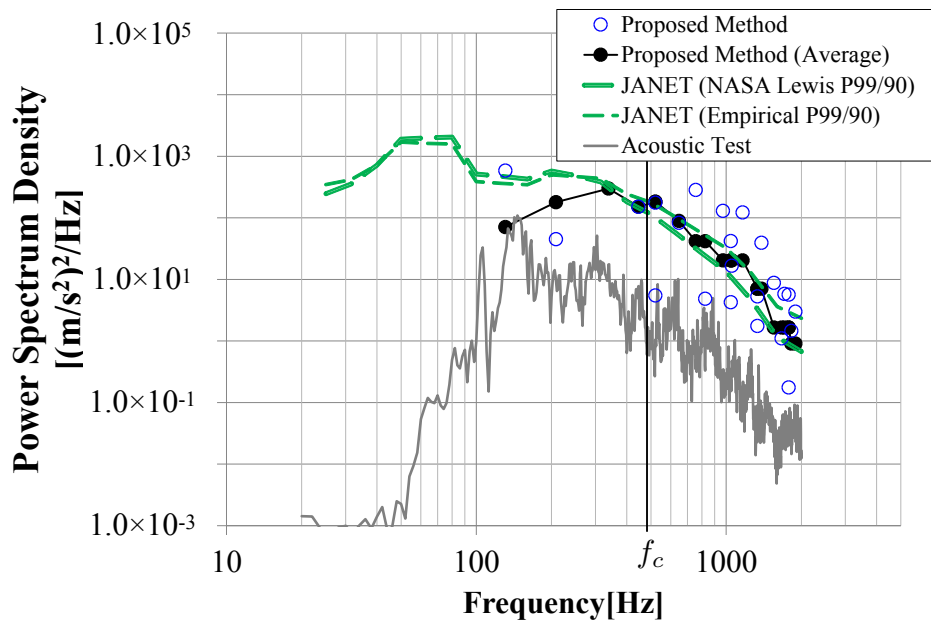


Figure 4-19. Comparison of the vibration response of A6

4.5.5 考察

ジョイントアクセプタンスに着目すると、図4-12, 4-13より、対象構造の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従来手法が 1dB 以内で一致し、宇宙機パネルを模擬したハニカムサンドイッチパネルの構造数学モデルに対しても提案手法を用いることにより、固有振動モードを含む数値積分を行う従来手法と同等の精度でジョイントアクセプタンスを解析可能であることが確認できる。続いて、応答加速度 PSD に着目すると、実験結果として応答が顕著に現れている図4-14, 4-16, 4-17, 4-18, 4-19では、構造の一次共振周波数や二次共振周波数が存在する低周波数において、JANET の解析結果が応答ピーク値に対し過大な予測であることに對し、Proposed Method (Average) を適用することにより、応答ピーク値が適切に予測されていることが確認できる。200 Hz 近傍に着目すると図4-14では約 4 dB, 図4-16では約 2 dB 予測精度を改善している。これは、図4-12, 4-13の結果では、低周波数のジョイントアクセプタンスについて提案手法と従来手法に乖離が見られたが、式(4-25)を適用し、構造表面において一律に与えている音響放射効率 σ_{rad} が、実験結果とよく一致したことに起因すると考えられる。一方、図4-15では音響加振実験と提案手法の乖離が見られた。本来、固有振動モードによってパネル内の計測位置によるばらつきがあるが、本手法は立式過程において、固有振動モードの空間平均を用いて平均化されたエネルギーを扱っていることから、音響加振実験において応答が低い結果となった計測点に対しては、過大な予測となっていると考えられる。本結果は、宇宙機設計としては安全側の予測であるが、該当箇所に搭載する機器に対しては、過剰な設計条件となる可能性があるため注意が必要である。また、コインシデンス周波数以上の周波数では、提案手法は実験結果や JANET の解析結果と比較し、周波数分布の傾向がよく一致する結果となった。これは応答計算に固有振動モードの空間平均を取り入れることで、個別モードの誤差が残らず解析精度が向上すると考えられる。また、提案手法は、解析対象を要素の集合体として捉えることから SEA と同様の特徴を有することとなり、表4-4に示すように、モード密度が高くなるコインシデンス周波数以上の周波数帯において有効な手法であると考えられる。提案手法では、固有振動モードを取り入れた数値積分を含む従来手法と比較し、MATLAB 等の汎用数値解析ソフトウェアを用いた数値解析は不要で、Microsoft 社 Excel 等の表計算ソフトウェアの数値

計算のみで算出可能であり数値解析の高効率化が実現できる。

Table 4-4. The mode density of the honeycomb panel

Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density	Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density
20	0	250	0
25	0	315	1
31.5	0	400	0
40	0	500	3
50	0	630	1
63	0	800	2
80	0	1000	4
100	0	1250	4
125	1	1600	3
160	0	2000	6
200	1		

以上より、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使い分けることで、宇宙機設計の上流工程において、設計初期の構造数学モデルのみから効率的に宇宙機搭載機器のランダム振動応答を予測することができ、実用性が期待できる手法といえる。さらに、提案手法は固有振動モードを含む数値積分を不要とし、評価点の固有振動モードのみから音響振動予測が可能であることから、平板構造以外の円筒形のモデルにも適用する等、拡張性が期待できる。

4.6 結言

本章では、ジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析について、音響放射パワーの立式に着目し、数値積分を簡略化したジョイントアクセプタンスの計算式を提案した。また、提案手法を宇宙機構体パネルの拡散音場加振に適用し、音響加振実験結果およびSEAをベースとする音響振動解析システム(JANET)を用いた解析結果と比較し、実用性について検討した。本章の成果として、結論を以下に纏める。

- (1) 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、音響放射効率と固有振動モード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、音響放射効率と固有振動モードの空間二乗平均を用いて固有振動モードを含む数値積分を簡略化したジョイントアクセプタンスおよび応答加速度パワースペクトル密度関数の計算理論を展開した。
- (2) 拡散音場加振を受ける四辺単純支持平板を対象モデル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。また、提案手法では、評価点の固有振動モードのみから応答解析を可能にし、効率的に応答解析を行うことが可能であることを数値解析により示した。
- (3) 宇宙機実機相当の構体パネルを対象とする音響加振実験による提案手法の理論検証を行い、振動応答が顕著に現れる計測箇所に対しては、提案手法を適用することにより応答を適切に見積ることが可能であることを示した。また、コインシデンス周波数以上の周波数では、応答計算に対しても固有振動モードの空間平均を取り入れることにより個別モードの誤差が残らず、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。
- (4) 提案手法は、ジョイントアクセプタンスの算出において固有振動モードを取り

入れた数値積分は不要であり、汎用数値解析ソフトウェアは用いず、表計算ソフトウェアの数値計算のみで応答加速度 PSD を算出可能であり、数値解析の高効率化を実現した。

提案手法は、評価点の固有振動モードのみから音響振動応答解析が可能であることから、平板構造以外の円筒形のモデルにも適用する等、拡張性が期待できる。

第5章

一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時の構造振動応答解析手法の提案

5.1 緒言

本章では、第3章までに示したジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析の効率化として、宇宙機設計の前提条件となる拡散音場の特徴を考慮し、数値解析の入力条件に着目したアプローチにより効率的な解析手法の研究を行う。第1章で述べたように、従来、宇宙機の耐ランダム振動環境設計の検証手段として、規定した音響環境条件（音圧レベルと試験時間）に対し、音のエネルギー密度が空間的に一様で、空間内全方向のエネルギー流れが等確率で分布する拡散音場（Diffuse Acoustic Field）の適用が要求されてきた [11][12]。したがって、宇宙機設計における音響問題の数値解析では、入力条件は拡散音場音圧が前提とされている。この拡散音場加振時の構造振動応答計算法に関する研究は、第1章に示した通り、宇宙機開発初期より多くの研究者により長年研究されてきた。

拡散音場加振時の構造振動応答計算法に関する先行研究の中で、互いに無相関で様々な入射角を持つ平面音波が一様に入射する拡散音場加振と、互いに無相関で同一の振幅を持つ一様デルタ相関力による加振の類似性に関する議論がいくつか行われている [72][73]。これは、拡散音場における加振力（音圧）の正規化クロスパワースペクトル密度関数（Cross Power Spectrum Density, CPSD）が sinc 関数で表現されるこ

とに対し、一様デルタ相関力は正規化 CPSD をデルタ関数にて表現することが可能であり、音場に対する数式上の扱いが容易であることによる。Ichchou らは、有限要素法 (Finite Element Method, FEM) を用いた音響励起ランダム振動応答解析について、拡散音場における加振力の正規化 CPSD が変数分離できるとした仮定の下、一様デルタ相関加振による拡散音場加振時の構造振動応答の近似式を導き、解析解と比較してコインシデンス周波数以上でよく一致することを示した [72]。さらに、Rochambeau らは、Ichchou らの近似解に音響放射効率を適用して一様デルタ相関加振と拡散音場加振における構造振動応答の漸近解を提案し、解析解と比較して中周波数から高周波数においてよく一致することを示した [73]。しかし、先行研究では、拡散音場における加振力の正規化 CPSD の厳密式を用いた、一様デルタ相関加振と拡散音場加振における構造振動応答に関する研究は行われておらず、厳密式と変数分離式の関係については議論されていない。そこで本章では、宇宙機構造に対する音響励起ランダム振動応答解析の高効率化に関する研究の 1 つとして、拡散音場の加振力と一様デルタ相関力の類似性に着目し、各加振に対するジョイントアクセプタンスの関係性を波数変換による理論展開にて表現し、一様デルタ相関加振を適用した拡散音場加振時の応答解析手法を提案する。また、提案手法を複数の境界条件を与えた平板の構造数学モデルへ適用し、従来手法との比較により構造設計における有効性を示す。

5.2 拡散音場加振と一様デルタ相関加振の正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数

5.2.1 拡散音場加振

拡散音場 (Diffuse Acoustic Field, DAF) は場所によらず均質な音圧 PSD $S_p(\omega)$ を有し, 拡散音場における加振力の正規化 CPSD $C_p^{DAF}(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega_r)$ は, 式 (5-1) に示す sinc 関数にて表すことができ, 構造上 2 点間の距離 $|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|$ にのみに依存する [49]. なお, $\text{sinc}(0)$ は同一点の相関を意味し, 値は 1 となる.

$$C_p^{DAF}(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega_r) = \frac{\sin k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|}{k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|} = \text{sinc}(k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|) \quad (5-1)$$

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. 式 (2-6), 式 (5-1) より, 拡散音場加振を受ける構造のジョイントアクセプタンスは式 (5-2) に示す数値積分により求められる.

$$j_{rr}^{DAF}(\omega_r) = \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) \text{sinc}(k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (5-2)$$

5.2.2 一様デルタ相関加振

互いに無相関で同一の振幅を持つ加振力が, 平板構造全体に一様に作用している加振を考える. この場合, 構造上の異なる 2 点間の加振力の相関がデルタ関数で表現できることから, 本章では一様デルタ相関加振 (Uniformly Distributed Delta correlated excitation, UDD) と呼び, この加振力を一様デルタ相関力と呼ぶ. 一様デルタ相関力の正規化 CPSD $C_p^{UDD}(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega_r)$ は, 式 (5-3) で表される. また, この加振は, 雨粒が屋根に降る場合と類似していることから, Rain On the Roof 加振とも呼ばれる.

$$C_p^{UDD}(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega_r) = \delta(|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|) = \begin{cases} 1 & (\mathbf{x} = \mathbf{x}') \\ 0 & (\mathbf{x} \neq \mathbf{x}') \end{cases} \quad (5-3)$$

同一点の相関のみ値を持つデルタ関数の性質から，一様デルタ相関加振におけるジョイントアクセプタンスの数値積分は，式 (5-3)，式 (2-6)，(2-7) を用いて，同一点 $\mathbf{x} = \mathbf{x}'$ の成分のみ計算すればよく，積分計算は1重積分となり，式 (5-4)，(5-5) にて表すことができる．なお，式 (5-4) の式展開においては， \hat{m} を構造の面密度とし，モード質量 Λ_r は式 (3-18) を用いた [67]．また，式 (5-5) に示すジョイントアクセプタンスのクロスモード成分 $j_{rs}(\omega)$ は，モードの直交性より0となる．

$$\begin{aligned} j_{rr}^{UDD}(\omega) &= \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) \delta(|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \\ &= \frac{1}{A^2} \int_A \phi_r^2(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \\ &= \frac{\Lambda_r}{\hat{m}A^2} \end{aligned} \quad (5-4)$$

$$\begin{aligned} j_{rs}^{UDD}(\omega) &= \frac{1}{A^2} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) \delta(|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|) \phi_s(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \\ &= \frac{1}{A^2} \int_A \phi_r(\mathbf{x}) \phi_s(\mathbf{x}) d\mathbf{x} \\ &= 0 \end{aligned} \quad (5-5)$$

5.3 拡散音場加振および一様デルタ相関加振における構造振動応答の比較

本節では，ジョイントアクセプタンスを用いて拡散音場加振および一様デルタ相関加振における構造振動応答を比較する．四辺単純支持平板を対象モデルとして，各加振におけるジョイントアクセプタンスを式 (5-2)，(5-4) により算出し構造モード別に比較する．固有角周波数 ω_{mn} と固有振動モード ϕ_{mn} は，前述している式 (3-25)，(3-26) 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．解析用パラメータおよび対象モデルの共振周波数 (36次，2000 Hz まで) は，表 2-1，2-2 を参照のこと．

四辺単純支持平板に対する，各加振におけるジョイントアクセプタンスの計算結果を図 5-1 に示す．また，図 5-1 の結果を用いて， j_{rr}^{DAF} と j_{rr}^{UDD} の割合を算出した結

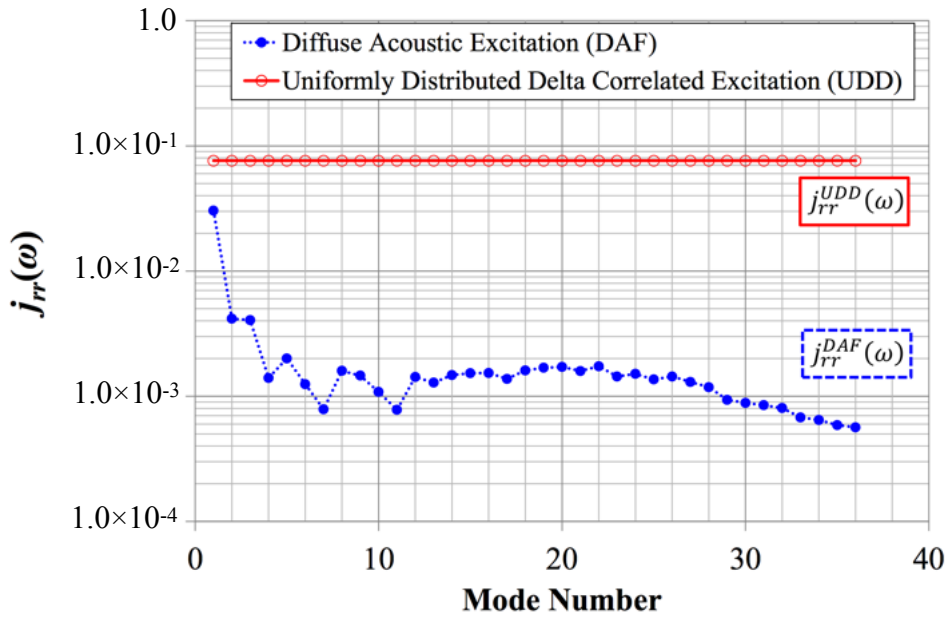


Figure 5-1. Comparison of Joint Acceptance for j_{rr}^{DAF} and j_{rr}^{UDD}

果を図 5-2 に示す。図 5-1 より、一様デルタ相関加振のジョイントアクセプタンスは、構造モードに依らず一律の値を持つことに対し、拡散音場加振のジョイントアクセプタンスは、構造モードに依って異なることがわかる。すなわち、一様デルタ相関加振では対象周波数範囲の構造モードが均一に励起されることに対し、拡散音場加振では構造特性に依って、加振されやすいクリティカルなモードのみが顕著に励起されることを意味している。この結果から、ジョイントアクセプタンスを用いて構造の応答のし易さを表現することで、構造振動応答の特徴が把握しやすくなることがわかる。また、図 5-2 に示す、各加振のジョイントアクセプタンスの割合 ($j_{rr}^{DAF} / j_{rr}^{UDD}$) が、本モデルにおける各加振の構造振動応答の関係を表している。

本章では、式 (5-6) におけるジョイントアクセプタンスの漸近解 (α は関係性を表すパラメータ) を導出して、一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時の構造振動応答計算法を明確にすることを目的としている。

$$j_{rr}^{DAF} = \alpha j_{rr}^{UDD} \quad (5-6)$$

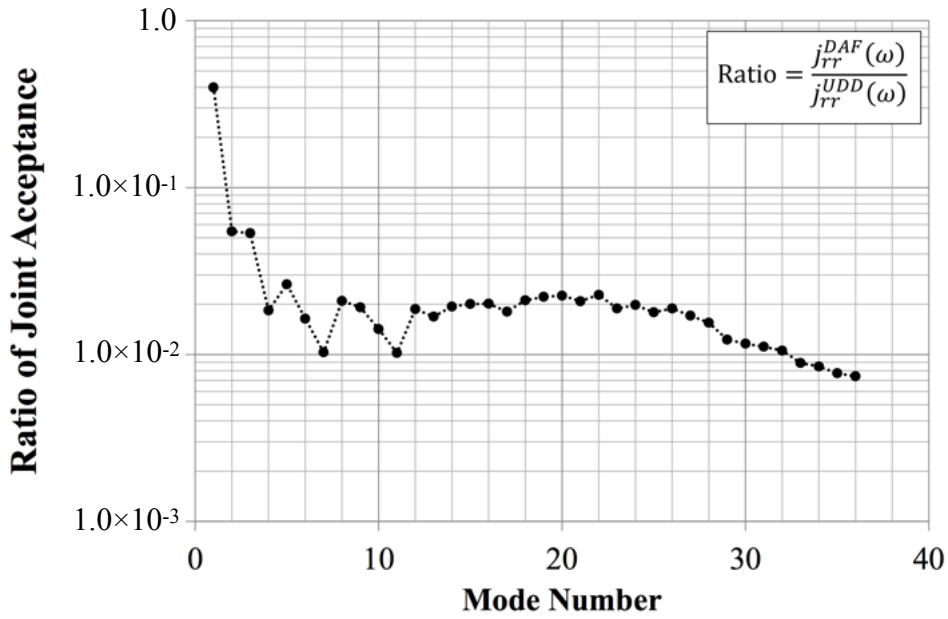


Figure 5-2. Ratio of Joint Acceptance ($j_{rr}^{DAF}/j_{rr}^{UDD}$)

5.4 一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振の振動応答解析手法の提案

5.4.1 従来手法（変数分離による近似式）

平板構造の構造表面の 2 点間の距離ベクトルを $|\mathbf{x} - \mathbf{x}'| = (x - x', y - y') = (\zeta, \chi)$ とする。拡散音場における加振力の正規化 CPSD である sinc 関数に変数分離できると仮定すると、正規化 CPSD は式 (5-7) となる。

$$\begin{aligned}
 C_p^{DAF}(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) &= \frac{\sin k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|}{k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|} \\
 &\neq \frac{\sin k_0 \zeta}{k_0 \zeta} \cdot \frac{\sin k_0 \chi}{k_0 \chi}
 \end{aligned}
 \tag{5-7}$$

Ichchou らは、式 (5-7) を用いて、各加振のジョイントアクセプタンスの関係性を表すパラメータ α (Ichchou らはこれを equivalent excitation function と呼んでいる) を

求め、式 (5-8) に示す近似式を提案した [72].

$$j_{rr}^{DAF}(\omega) = \frac{\pi^2}{k_0^2} j_{rr}^{UDD}(\omega) \quad (5-8)$$

さらに, Rochambeau らは, sinc 関数に変数分離できるとする式 (5-7) の仮定を前提とし, 式 (5-8) の近似式に音響放射効率 σ_{rad} を取り込み, 式 (5-9) に示す漸近解を提案した [73]. 式 (5-9) を用いることで中周波数から高周波数 (特に, コインシデンス周波数以上) において, 解析解と比較し良い精度で一致するとされている.

$$j_{rr}^{DAF}(\omega) = \frac{\pi^2}{k_0^2} \sigma_{rad} j_{rr}^{UDD}(\omega) \quad (5-9)$$

しかし, 拡散音場における加振力の正規化 CPSD の厳密式を用いた, 一様デルタ相関加振と拡散音場加振における構造振動応答の漸近解の導出に関する研究は行われておらず, 変数分離式や音響放射効率の関係については議論されていない. ここで, 拡散音場における加振力の正規化 CPSD について, sinc 関数の変数分離 (Separation of variables) と厳密式 (Exact formula) の 3 次元プロットを図 5-3 に示す.

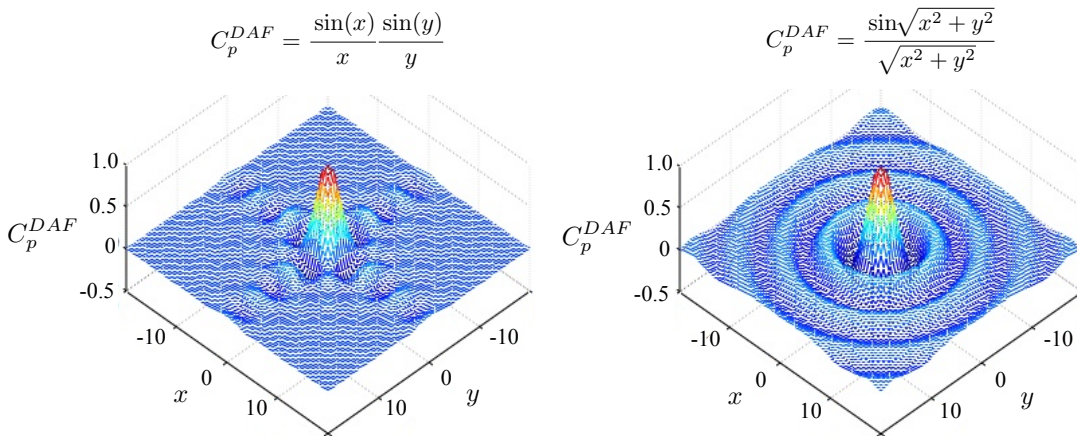


Figure 5-3. The overview of the 3D C_p^{DAF} (Left: Separation of variables, Right: Exact formula)

図 5-3 の比較より, x - y 平面の各軸上および座標原点近傍では変数分離の仮定が成り立つが, 座標原点から離れるに従い, 変数分離による近似誤差が現れることが読み取

れる．実際には，正規化 CPSD の変数である $k_0|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|$ （波数と構造 2 点間の距離の積）の値により近似誤差が変動する．本節以降では，拡散音場における加振力の正規化 CPSD の厳密式を用いて，一様デルタ相関加振による拡散音場加振時のジョイントアクセプタンスの漸近解を導出し，Rochambeau らの従来手法の解析精度を評価する．

5.4.2 正規化音圧クロスパワースペクトル密度関数の厳密式を用いたジョイントアクセプタンスの関係式の導出

本節では，拡散音場における加振力の正規化音圧 CPSD について，変数分離の仮定を前提としない厳密式を用いて，一様デルタ相関加振と拡散音場加振におけるジョイントアクセプタンスの関係式を導出する．まず，ジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega)$ の変数を，物理座標から波数空間（波数，wavenumber）に変換することを考える．ある関数を時間領域から周波数領域に変換するフーリエ変換と同様に，物理座標の関数 $f(\mathbf{x})$ を波数空間の関数 $\tilde{F}(\mathbf{k})$ に変換する波数変換（Wavenumber transform）の関係式は式 (5-10)，(5-11) で定義される [67]．本章では平板構造を想定して，2次元における式展開を考える．

$$\tilde{F}(\mathbf{k}) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} f(\mathbf{x}) e^{-j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}} d\mathbf{x} \quad (5-10)$$

$$f(\mathbf{x}) = \frac{1}{(2\pi)^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{F}(\mathbf{k}) e^{j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}} d\mathbf{k} \quad (5-11)$$

式 (5-11) から，構造系の点 \mathbf{x} における固有振動モード $\phi_r(\mathbf{x})$ を固有振動モードの波数変換 $\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})$ で表すと，式 (5-12) となる．

$$\phi_r(\mathbf{x}) = \frac{1}{(2\pi)^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{\phi}_r(\mathbf{k}) e^{j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}} d\mathbf{k} \quad (5-12)$$

したがって，式 (5-2)，(5-12) より，ジョイントアクセプタンス $j_{rr}(\omega_r)$ は波数変換を用いて式 (5-13) となる．

$$\begin{aligned}
 j_{rr}(\omega_r) &= \frac{1}{(2\pi)^2 A^2} \int_A \int_{A'} \left(\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{\phi}_r(\mathbf{k}) e^{j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}} d\mathbf{k} \right) C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega_r) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \\
 &= \frac{1}{(2\pi)^2 A^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{\phi}_r(\mathbf{k}) \left[\int_A \int_{A'} C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega_r) \phi_r(\mathbf{x}') e^{j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}} d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \right] d\mathbf{k} \quad (5-13)
 \end{aligned}$$

ここで、式 (5-13) において $e^{j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}} = e^{j(\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}'+\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}-\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}')}$ であることを利用すると、ジョイントアクセプタンスの波数変換は式 (5-14) となる。 $\tilde{C}_p(\mathbf{k})$ は加振力の正規化 CPSD $C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega)$ の波数変換である。

$$\begin{aligned}
 j_{rr}(\omega_r) &= \frac{1}{(2\pi)^2 A^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{\phi}_r(\mathbf{k}) \left[\int_A C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) \left\{ \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}') e^{j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}'} d\mathbf{x}' \right\} e^{j\mathbf{k}\cdot(\mathbf{x}-\mathbf{x}')} d\mathbf{x} \right] d\mathbf{k} \\
 &= \frac{1}{(2\pi)^2 A^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \tilde{\phi}_r(\mathbf{k}) \tilde{\phi}_r^*(\mathbf{k}) \left[\int_A C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) e^{j\mathbf{k}\cdot(\mathbf{x}'-\mathbf{x})} d\mathbf{x} \right] d\mathbf{k} \\
 &= \frac{1}{(2\pi)^2 A^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 \tilde{C}_p(\mathbf{k}) d\mathbf{k} \quad (5-14)
 \end{aligned}$$

$$\tilde{C}_p(\mathbf{k}) = \int_A C_p(\mathbf{x}, \mathbf{x}', \omega) e^{j\mathbf{k}\cdot(\mathbf{x}'-\mathbf{x})} d\mathbf{x} \quad (5-15)$$

$$\int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}') e^{j\mathbf{k}\cdot\mathbf{x}'} d\mathbf{x}' = \tilde{\phi}_r^*(\mathbf{k}) \quad (5-16)$$

平板構造の表面上 2 点間の距離を r とすると、式 (5-15) より、拡散音場における加振力の正規化 CPSD の波数変換は式 (5-17) となる。

$$\begin{aligned}
 \tilde{C}_p^{DAF}(\mathbf{k}) &= \int_A \frac{\sin k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|}{k_0 |\mathbf{x} - \mathbf{x}'|} e^{-j\mathbf{k}\cdot(\mathbf{x}'-\mathbf{x})} d\mathbf{x} \\
 &= \int_A \frac{\sin k_0 r}{k_0 r} e^{-jk_x \zeta} e^{-jk_y \chi} d\zeta d\chi \quad (5-17)
 \end{aligned}$$

ここで、2次元フーリエ変換に供される関数 $f(r)$ が距離のみに依存する場合、2次元フーリエ変換の結果も距離のみに依存する。このことを考慮し、以降では、 ζ , χ と

k_x , k_y を式 (5-18), (5-19) に示す極座標変換を用いて式展開を行う。

$$\zeta = r \cos \theta, \chi = r \sin \theta \quad (5-18)$$

$$k_x = |\mathbf{k}| \cos \psi, k_y = |\mathbf{k}| \sin \psi \quad (5-19)$$

この時, $k_x \zeta + k_y \chi = |\mathbf{k}| \cos(\theta - \psi)$ であり, $f(r)$ の波数変換は式 (5-20) となる。

$$\begin{aligned} F(\mathbf{k}) &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} f(r) e^{-jk_x \zeta} e^{-jk_y \chi} dk_x dk_y \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_0^{2\pi} f(r) e^{-j|\mathbf{k}|r \cos(\theta - \psi)} r dr d\theta \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \left(\int_0^{2\pi} e^{-j|\mathbf{k}|r \cos(\theta - \psi)} d\theta \right) f(r) r dr \end{aligned} \quad (5-20)$$

なお, 極座標に変換することにより, 積分区間が変更になっている。ここで, 第1種0次ベッセル関数の定義は, 式 (5-21) で表されることを利用すると, 式 (5-20) は式 (5-22) となる。

$$J_0(z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} e^{-jz \cos \beta} d\beta \quad (5-21)$$

$$F(\mathbf{k}) = 2\pi \int_0^{\infty} J_0(|\mathbf{k}|r) f(r) r dr \quad (5-22)$$

これを0次のハンケル変換 (Hankel transform) という。また, 拡散音場における加振力の正規化 CPSD を考える場合, 式 (5-22) の $f(r)$ に sinc 関数を代入することになり, 正規化 CPSD の波数変換 $\tilde{C}_p^{DAF}(\mathbf{k})$ は式 (5-23) となる。

$$\begin{aligned} \tilde{C}_p^{DAF}(\mathbf{k}) &= 2\pi \int_0^{\infty} J_0(|\mathbf{k}|r) \frac{\sin k_0 r}{k_0 r} r dr \\ &= \frac{2\pi}{k_0} \int_0^{\infty} J_0(|\mathbf{k}|r) \sin(k_0 r) dr \end{aligned} \quad (5-23)$$

ここで, 式 (5-23) における数値積分は, 数学公式 [74] として示されている式 (5-24)

を使用することで，式 (5-25) と求めることが出来る．

$$\int_0^{\infty} J_0(ax) \cos(bx) dx = \begin{cases} 0 & (0 \leq b \leq a) \\ \frac{1}{\sqrt{b^2 - a^2}} & (0 \leq a \leq b) \end{cases} \quad (5-24)$$

$$\tilde{C}_p^{DAF}(\mathbf{k}) = \begin{cases} \frac{2\pi}{k_0 \sqrt{k_0^2 - |\mathbf{k}|^2}} & (|\mathbf{k}| \leq k_0) \\ 0 & (k_0 \leq |\mathbf{k}|) \end{cases} \quad (5-25)$$

式 (5-25) は，構造の波の速度が音速を上回らないと音響加振出来ないことを意味している．さらに，式 (5-25) の $\tilde{C}_p^{DAF}(\mathbf{k})$ を式 (5-14) に代入すると，拡散音場加振時のジョイントアクセプタンスは式 (5-26) となる．

$$\begin{aligned} j_{rr}^{DAF}(\omega_r) &= \frac{1}{(2\pi)^2 A^2} \int \int_{|\mathbf{k}| \leq k_0} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 \frac{2\pi}{k_0 \sqrt{k_0^2 - |\mathbf{k}|^2}} dk_x dk_y \\ &= \frac{1}{(2\pi)^2 A^2 k_0^2} \int \int_{|\mathbf{k}| \leq k_0} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 \frac{1}{\sqrt{1 - (\mathbf{k}/k_0)^2}} dk_x dk_y \end{aligned} \quad (5-26)$$

一方，一様デルタ相関力の正規化 CPSD の波数変換は，式 (5-4)，(5-15) より式 (5-27) となる．

$$\begin{aligned} \tilde{C}_p^{UDD}(\mathbf{k}) &= \int_A \delta(\mathbf{x} - \mathbf{x}') e^{-j\mathbf{k}(\mathbf{x}' - \mathbf{x})} d\mathbf{x} \\ &= \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \delta(\zeta) \delta(\chi) e^{-jk_x \zeta} e^{-jk_y \chi} dk_x dk_y \\ &= \left(e^{-jk_x \zeta} \Big|_{\zeta=0} \right) \left(e^{-jk_y \chi} \Big|_{\chi=0} \right) \\ &= 1 \end{aligned} \quad (5-27)$$

式 (5-27) より，一様デルタ相関力の正規化 CPSD は波数によらず一様な値を持つことがわかる．式 (5-27) の $\tilde{C}_p^{UDD}(\mathbf{k})$ を式 (5-14) に代入すると，一様デルタ相関加振のジョイントアクセプタンスは式 (5-28) となる．

$$j_{rr}^{UDD}(\omega_r) = \frac{1}{(2\pi)^2 A^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 dk_x dk_y \quad (5-28)$$

式 (5-26), (5-28) より, 各加振におけるジョイントアクセプタンスの関係式は式 (5-29) と表される.

$$j_{rr}^{DAF}(\omega_r) = \frac{2\pi}{k_0^2} \left(\frac{\int \int_{|\mathbf{k}| \leq k_0} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 \frac{1}{\sqrt{1 - (\mathbf{k}/k_0)^2}} dk_x dk_y}{\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 dk_x dk_y} \right) j_{rr}^{UDD}(\omega_r) \quad (5-29)$$

しかし, 構造設計における音響振動解析の際に, その都度固有振動モードの波数変換を求め, 数値積分を求めることは現実的ではない. そこで, 次節では, 導出した式 (5-29) をもとに, ジョイントアクセプタンスの漸近解を求め, 従来手法との解析精度の比較を行う.

5.4.3 ジョイントアクセプタンスの漸近解の導出

本章では, 波数変換を適用した音響放射パワーの立式を適用し, 式 (5-29) にて示された固有振動モードの波数変換を含む, 一様デルタ相関加振と拡散音場加振におけるジョイントアクセプタンスの関係式の簡易化を考える. ここで, $\tilde{v}(\mathbf{k})$ を平板構造の点 \mathbf{x} における時間平均された速度成分 $\overline{v(\mathbf{x})}$ の波数変換とすると, バッフルを持つ平板構造における音響放射パワー P_{rad} は式 (5-30) 1 行目となる [75]. さらに, 音響放射パワーを各モード成分の総和として表すと, 式 (5-30) 2 行目となる.

$$\begin{aligned} P_{rad} &= \frac{\rho c_0}{8\pi^2} \int \int_{|\mathbf{k}| \leq k_0} |\tilde{v}(\mathbf{k})|^2 \frac{1}{\sqrt{1 - (\mathbf{k}/k_0)^2}} dk_x dk_y \\ &= \frac{\rho c_0}{8\pi^2} \sum_{r=1}^{\infty} \int \int_{|\mathbf{k}| \leq k_0} |\tilde{v}_r(\mathbf{k})|^2 \frac{1}{\sqrt{1 - (\mathbf{k}/k_0)^2}} dk_x dk_y \end{aligned} \quad (5-30)$$

式 (5-30) は, 構造振動による音響放射は振動の主モード成分が支配的であり, クロ

スモード成分の影響は無視できると仮定している．本仮定は式 (5-2) の導出時に用いた，ジョイントアクセプタンスのクロスモード成分の影響は無視できるとする仮定と相反関係があり，平板構造では解析結果に影響しないとする．一方，音響放射効率 σ_{rad} を用いて音響放射パワーは，各モード成分の重ね合わせとして式 (5-31) にて示される [67]. $\langle \overline{v(\mathbf{x})} \rangle^2$ は構造系の点 \mathbf{x} における速度成分 $v(\mathbf{x})$ の時間・空間二乗平均であり式 (5-32) である．

$$\begin{aligned} P_{rad} &= \rho c_0 \sigma_{rad} A \langle \overline{v(\mathbf{x})} \rangle^2 \\ &= \rho c_0 \sigma_{rad} A \sum_{r=1}^{\infty} \langle \overline{v_r(\mathbf{x})} \rangle^2 \end{aligned} \quad (5-31)$$

$$\langle \overline{v(\mathbf{x})} \rangle^2 = \frac{1}{A} \int_A |v(\mathbf{x})|^2 d\mathbf{x} \quad (5-32)$$

また，構造振動の r 次成分について，モード変位を $q_r(t)$ とすると，固有振動モードの関係から $\overline{v_r(\mathbf{x})}$ は式 (5-33) となる．また，パーセバルの定理 (Parseval's theorem) より，波数変換した固有振動モードの絶対値二乗を含む数値積分について式 (5-34) が成り立つ．

$$\overline{v_r(\mathbf{x})} = j\omega_r \phi_r(\mathbf{x}) \overline{q_r(t)} \quad (5-33)$$

$$\int_A |\phi_r(\mathbf{x})|^2 d\mathbf{x} = \frac{1}{(2\pi)^2} \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 dk_x dk_y \quad (5-34)$$

以上より，音響放射パワーの r 次成分 P_{rad}^r について，式 (5-31) から式 (5-34) より式 (5-35) が，式 (5-30)，(5-33) より式 (5-36) が成り立つ．

$$\int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 dk_x dk_y = \frac{4\pi^2 P_{rad}^r}{\rho c_0 \sigma_{rad} (\overline{\omega_r q_r(t)})^2} \quad (5-35)$$

$$\int \int_{|\mathbf{k}| \leq k_0} |\tilde{\phi}_r(\mathbf{k})|^2 \frac{1}{\sqrt{1 - (\mathbf{k}/k_0)^2}} dk_x dk_y = \frac{8\pi^2 P_{rad}^r}{\rho c_0 (\overline{\omega_r q_r(t)})^2} \quad (5-36)$$

したがって、式 (5-35), (5-36) より、式 (5-29) の波数領域による積分計算は式 (5-37) と簡易化される。式 (5-37) は、先行研究においては議論されていなかった、拡散音場における加振力の正規化 CPSD の厳密式を用いた、一様デルタ相関加振と拡散音場加振におけるジョイントアクセプタンスの関係式を簡易化したものであり、数式上の扱いが容易な、一様デルタ相関力の正規化 CPSD (デルタ関数) のみを用いて、拡散音場におけるジョイントアクセプタンスの漸近解を求める計算式である。

$$j_{rr}^{DAF}(\omega) = \frac{4\pi}{k_0^2} \sigma_{rad} j_{rr}^{UDD}(\omega) \quad (5-37)$$

拡散音場加振におけるジョイントアクセプタンスについて、従来手法である Rochambeau らの漸近解 (式 (5-9)) の精度検証を行うため、本章の導出手法 (式 (5-37), 以下, 提案手法) と従来手法の誤差量 (Error) を式 (5-38) に示すデシベル値 (dB) にて求めた。この結果、従来手法は拡散音場における加振力の正規化 CPSD の厳密式を用いた提案手法と比較し、各構造モードに対し約 1 dB 程度の低負荷な構造振動応答予測となることがわかった。この誤差量は、近似値である音響放射効率の精度によらず存在するため、詳細設計や設計マージンの低減を行う際には注意が必要である。次節では、機械構造物の設計における提案手法の有効性を検証するため、導出した漸近解を複数の境界条件を与えた平板構造の音響振動解析に適用し、解析解との比較を行う。

$$\text{Error [dB]} = 10 \log \left(\frac{\frac{\pi^2}{k_0^2} \sigma_{rad} j_{rr}^{UDD}(\omega)}{\frac{4\pi}{k_0^2} \sigma_{rad} j_{rr}^{UDD}(\omega)} \right) \simeq -1 \quad (5-38)$$

5.5 平板構造モデルを用いた提案手法の有効性評価

5.5.1 提案手法を用いた数値解析の概要

本節では、一様な平板構造を対象として、提案手法である一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振におけるジョイントアクセプタンスの簡易式（式 (5-37), Proposed Method）、固有振動モードを含む数値積分により計算を行うジョイントアクセプタンスの厳密式（式 (5-2), Previous Method）および、Rochambeau らの漸近解（式 (5-9), Rochambeau Method）を適用し、計算結果を比較する。なお、計算結果の比較では、複数の境界条件を与えて固有振動モードを変化させた平板構造モデルを対象として、固有振動モードを必要とせずにジョイントアクセプタンスの漸近解を求める提案手法の有効性の検証および適用範囲を明確にする。本章で対象とする平板構造は表 2-1 と同一とし、平板構造全周が同一の条件である SSSS（四辺単純支持）、CCCC（四辺固定端）、境界条件が混在する SCSC（単純支持と固定端の混在、短辺が S、長辺が C）の 3 種類の境界条件に対し固有値解析を行い、ジョイントアクセプタンスの算出を行った。ここで、境界条件の表記は、単純支持（Simple support）を S、固定端（Clamped）を C とした。解析用の構造数学モデルの作成、境界条件の適用、固有値解析は MSC Software 社の Patran/MSC Nastran を用いた。なお、構造数学モデルの要素は四角形シェル要素（CQUAD4）とし、解析周波数の上限は宇宙機の設計評定周波数と合わせ 2kHz とする。解析周波数上限は平板構造のコインシデンス周波数（本モデルでは 1172 Hz）以上であり、構造の曲げ波長より音波長が短いため、構造数学モデルの要素サイズは、式 (2-29) で表される平板の曲げ波長 λ よりも十分小さくなるように一辺 20 mm の正方形とした。構造数学モデルは図 2-9 を、各境界条件に応じた固有値解析結果は、表 2-5 から表 2-7 を参照のこと。

提案手法によるジョイントアクセプタンスの計算に必要な音響放射効率 σ_{rad} は、境界条件による影響は受けないとする仮定の下、宇宙機開発で使用されている式 (3-14) の近似式を用いた [70]。 f_c は平板のコインシデンス周波数である。コインシデンス周波数以上の周波数では構造の曲げ波長が音波長よりも大きくなり、構造振動により構造表面における空気の体積変化が生じることから、音響を効率的に放射する ($\sigma_{rad} = 1$)。一方、コインシデンス周波数以下の周波数では構造の曲げ波長が音波長

よりも小さくなり、構造表面における空気の体積変化が生じにくく、構造振動による放射音響が小さくなる ($\sigma_{rad} \leq 1$)。なお、数値解析については、汎用数値計算ソフト MATLAB を用いた。

5.5.2 従来手法との比較による提案手法の有効性評価

図 5-4 から 5-5 に、各境界条件における計算結果を示す。図 5-4 から 5-5 の結果より、提案手法 (式 (5-37), Proposed Method) は、500 Hz 以上の高周波数において、数値積分を用いた厳密式 (式 (5-2), Previous Method) と比較して安全側の予測結果となっている。特に、境界条件に依らず、コインシデンス周波数以上では、拡散音場における音響加振条件 (式 (5-24)) が成り立ち、式 (5-3) における音響放射効率 $\sigma_{rad} = 1$ の近似条件が成り立つことから、提案手法 (式 (5-37)) と厳密式 (式 (5-2)) の周波数傾向が平均 1 dB 以内の精度でよく一致していると推察される。また、500 Hz 以上かつコインシデンス周波数以下の周波数においても、境界での拘束が強くなるに従い、周波数傾向がよく一致する傾向にある (平均誤差: SSSS 1.9 dB → SCSC 1.2 dB → CCCC 0.8 dB)。500 Hz 以下の低周波数において提案手法と数値積分の誤差が大きくなる事象については、境界条件の影響は受けないという仮定の下に近似式として用いた Mark の式 (3-14) の音響放射効率の近似精度が起因していると考えられる。一方、Rochambeau らの漸近解 (式 (5-9)) は、厳密式 (式 (5-2)) と比較して周波数傾向は概ね一致しているが、どの境界条件においても、低負荷予測となる周波数が存在し、危険側の予測結果となる可能性があることがわかる。

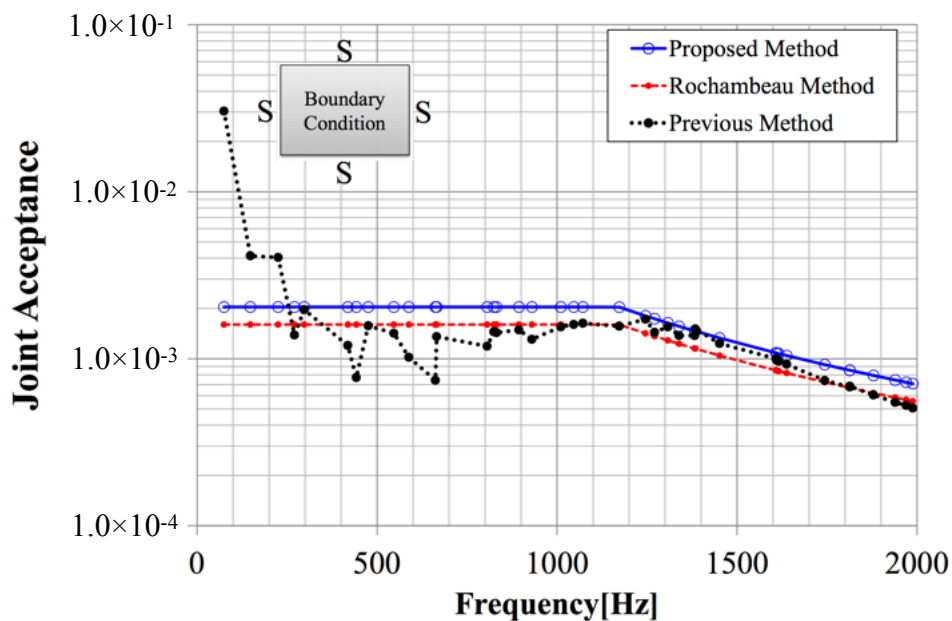


Figure 5-4. Comparison of Joint Acceptance for diffuse acoustic excitation (SSSS)

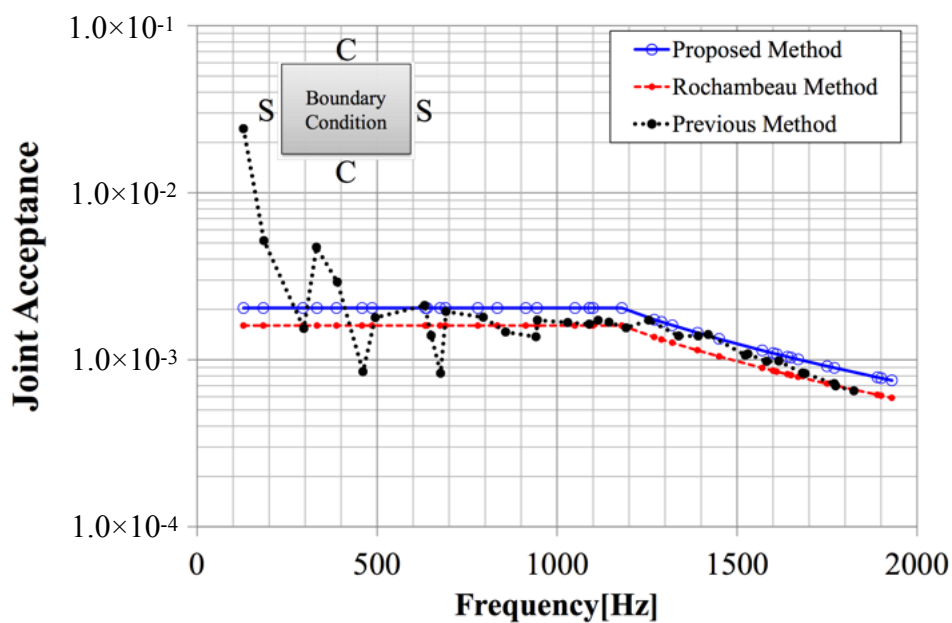


Figure 5-5. Comparison of Joint Acceptance for diffuse acoustic excitation (SCSC)

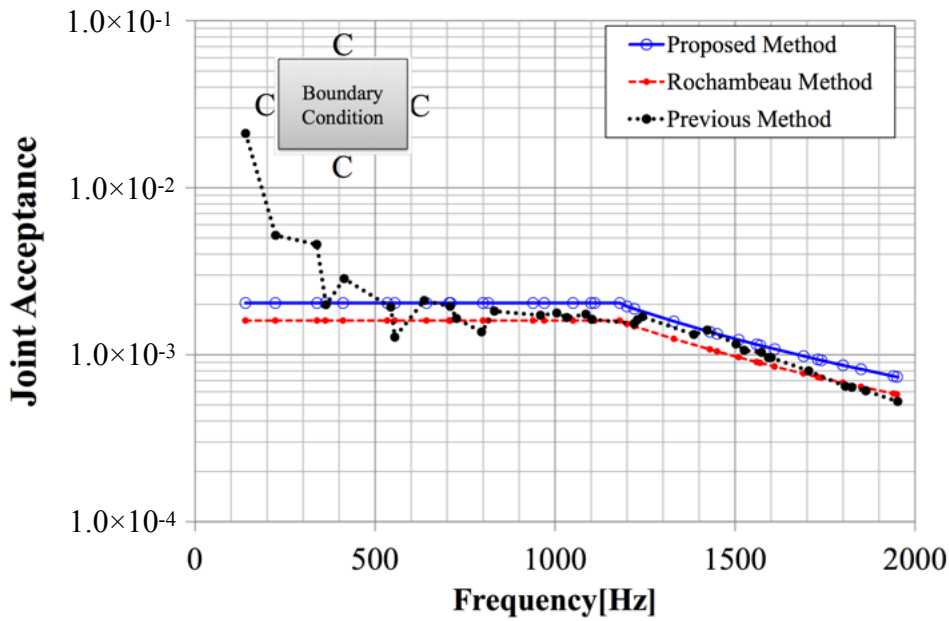


Figure 5-6. Comparison of Joint Acceptance for diffuse acoustic excitation (CCCC)

5.5.3 考察

境界条件の影響を考察するため、式 (5-2)、(5-4) および式 (5-37) から得られる、固有振動モードを用いた音響放射効率の計算式 (式 (5-39)) と Mark の近似式 (式 (4-25), Equation by Mark) の比較結果を図 5-7 に示す。

$$\sigma_{rad} = \frac{k_0^2 \hat{m}}{4\pi\Lambda} \int_A \int_{A'} \phi_r(\mathbf{x}) \text{sinc}(k_0|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|) \phi_r(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (5-39)$$

比較には 3 種類の境界条件に応じた固有振動モードを取り入れた計算結果を示す。この結果、500 Hz 以下の周波数では、境界条件に依らず音響放射効率の近似誤差が大きく、提案手法の精度への影響が大きいことがよくわかる。また、500 Hz 以上かつコインシデンス周波数以下の周波数においては、境界での拘束が強くなるに従い、解析的に求められる音響放射効率 (式 (5-39)) と近似式 (式 (4-25)) の精度が高くなるため、ジョイントアクセプタンスについては、提案手法 (式 (5-37)) が数値積分を用いた厳密式 (式 (5-2)) とよく一致していることがわかる。特に CCCC では、提案手法が厳密式と 2 dB 以内の精度で一致する傾向にある。さらに、コインシデンス周

波数以上においては、構造の個別モードが支配的なものではなく、各境界条件とも音響放射効率にばらつきが少なく、近似式との誤差も 1.5 dB 以内であり、漸近解に一致することがわかる。なお、500 Hz 近傍は平板振動における音響放射の edge モードが現れる周波数帯であると考えられ（本モデルではコインシデンス周波数の半分が 586 Hz）、Mark の近似式をコインシデンス周波数以下に適用する際に、適用下限の判断基準になり得ると推察される [67]。以上から、提案手法である、一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時のジョイントアクセプタンス（式 (5-37)）は、境界条件に依らず、構造のコインシデンス周波数以上において安全側の評価が可能であり、音響放射効率を Mark の近似式で与えることで効率的に計算することが可能であることから、平板モデルにて表現可能な機械構造物の設計において有効な簡易手法であるといえる。

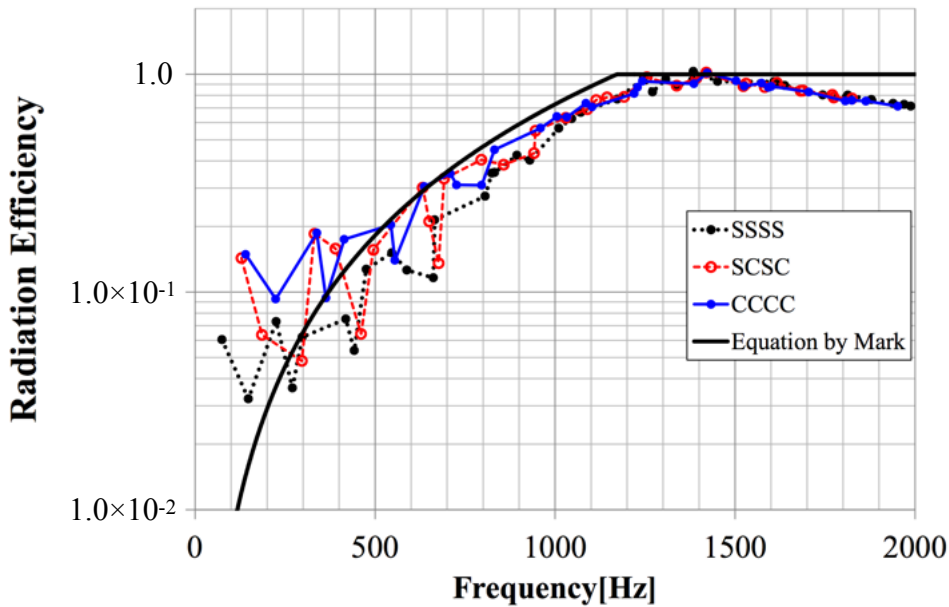


Figure 5-7. Comparison of radiation efficiency for the plate with three boundary conditions

5.6 結言

本章では、第 3 章で示したジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析の高効率化に関する研究の 1 つとして、拡散音場の加振力と一様デルタ相関力の類似性に着目し、各加振に対するジョイントアクセプタンスの関係性を波数変換による理論展開にて表現し、一様デルタ相関加振を適用した拡散音場加振時の応答解析手法を提案した。また、提案手法を複数の境界条件を与えた平板の構造数学モデルへ適用し、従来手法との比較により構造設計における有効性を示した。本章の成果として、結論を以下に纏める。

- (1) 物理座標における拡散音場および一様デルタ相関加振のジョイントアクセプタンス（構造応答のし易さ）を示し、一様デルタ相関加振では対象周波数範囲の構造モードが均一に励起されることに対し、拡散音場加振では構造特性に依って、加振されやすいクリティカルなモードのみが顕著に励起されることを示した。
- (2) 拡散音場の加振力と一様デルタ相関力の類似性に着目し、各音場のジョイントアクセプタンスの関係性を、従来議論されていなかった波数変換による厳密な理論展開にて明確にし、一様デルタ相関加振を適用した拡散音場加振時の応答解析を高効率化する計算手法を提案した。さらに、波数変換を適用した音響放射パワーの立式を適用し、ジョイントアクセプタンスの漸近解を導出し、従来手法は低負荷な予測結果となることを示した。本章で導いた漸近解は、数式上の扱いが容易な、一様デルタ相関力の正規化クロスパワースペクトル密度関数のみを用いて、拡散音場における構造振動応答計算が可能な計算式である。
- (3) 一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時のジョイントアクセプタンスの漸近解を、複数の境界条件（SSSS, CCCC, SCSC）を与えた平板構造に適用し、数値積分と比較した結果、境界条件に依らず、構造のコインシデンス周波数以上において周波数傾向が 1.5 dB 以内で一致し、かつ安全側の予測結果となることから、対象とした平板構造に対し有効な計算式であることを示した。

第 6 章

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

6.1 緒言

本章では、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の低周波数から中周波数領域における振動応答解析の高精度化と高効率化を目的に、Langley や Bremner らにより提案された有限要素解析 (FEA) と統計的エネルギー解析 (SEA) を結合する FEA-SEA 統合法 (ハイブリッド法) [45][46][47] の宇宙機構造への適用に向けた理論検討を行う。まず、拡散音場加振を受ける平板構造の音響励起ランダム振動応答解析について、モード座標変換を用いた FEA-SEA 統合法の解析方法を示し、振動応答へ主に寄与する動剛性行列の対角成分のみに着目した応答解析の効率化を提案する。また、提案手法を宇宙機の構体パネルへ適用し、音響加振実験による理論検証を行うとともに、SEA ベースの宇宙機設計開発ツールによる音響励起ランダム振動応答解析結果との比較により実用性を示す。

6.2 FEA-SEA 統合法の宇宙機適用法

6.2.1 理論展開

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 6-1 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構造，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，Langley らの立式を整理する．決定論的サブシステムの面外物理変位ベクトルを \mathbf{x} ，外力ベクトルを \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) による入力ベクトルとすると式 (6-1) となる [45]． m は複数の統計的サブシステムを表す (図 6-1 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行列 \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行列 $\mathbf{D}_{dir}^{(m)}$ (=放射抵抗) も含んでおり，式 (6-2) が成り立つ [45]．

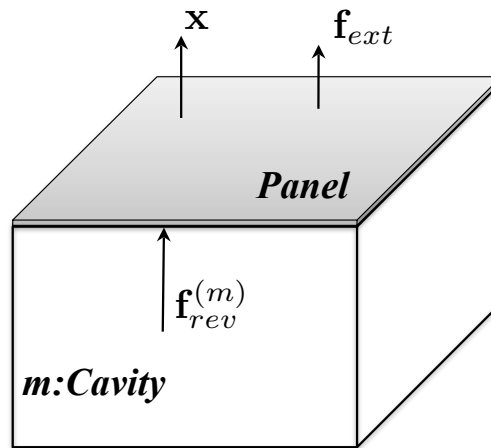


Figure 6-1. Hybrid system consisting of statistical cavity and deterministic panel

$$\mathbf{D}_{tot}\mathbf{x} = \mathbf{f}_{ext} + \sum_m \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \quad (6-1)$$

$$\mathbf{D}_{tot} = \mathbf{D}_d + \sum_m \mathbf{D}_{dir}^{(m)} \quad (6-2)$$

式 (6-1) より，決定論的サブシステムの面外物理変位 \mathbf{x} のクロスパワースペクトル $\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle$ は式 (6-3)，(6-4) となる [45]． \mathbf{S}_{ext} は外力 \mathbf{f}_{ext} のクロスパワースペクトルである．

$$\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \langle \mathbf{S}_{ff} \rangle \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (6-3)$$

$$\langle \mathbf{S}_{ff} \rangle = \mathbf{S}_{ext} + \sum_m \left(\mathbf{f}_{ext} \langle \mathbf{f}_{rev}^{(m),H} \rangle + \langle \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \rangle \mathbf{f}_{ext}^H \right) + \sum_{m,n} \langle \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \mathbf{f}_{rev}^{(n),H} \rangle \quad (6-4)$$

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時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 (6-4) の $\langle \mathbf{S}_{ff} \rangle$ は，式 (6-5)，(6-6) に漸近することが，波動論で証明されている [46]． n ， E_m ， ω 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．

$$\langle \mathbf{S}_{ff} \rangle = \mathbf{S}_{ext} + \sum_m \left\{ \alpha_m \text{Im} \left(\mathbf{D}_{dir}^{(m)} \right) \right\} \quad (6-5)$$

$$\alpha_m = \frac{4E_m}{\pi\omega n_m} \quad (6-6)$$

式 (6-5) の導出過程において式 (6-7) 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構造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 [45]，式 (6-7) 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 [45]．この相反性は，固有値の出現がランダム行列 [76] のガウス直交アンサンブル (Gaussian Orthogonal Ensemble, GOE) に従う性質を利用して証明されている．

$$\langle \mathbf{f}_{rev}^{(m)} \mathbf{f}_{rev}^{(m),H} \rangle = \frac{4E_m}{\pi\omega n_m} \text{Im} \left(\mathbf{D}_{dir}^{(m)} \right) \quad (6-7)$$

以上から，式 (6-3)，(6-5) を用いて，面外物理変位 \mathbf{x} のクロスパワースペクトルの $\langle \mathbf{S}_{\mathbf{xx}} \rangle$ は式 (6-8) となる [45]. 式 (6-7) による相反性の導入によって，式 (6-3)，式 (6-4) により表されるクロスパワースペクトル $\langle \mathbf{S}_{\mathbf{xx}} \rangle$ は式 (6-8) のように大幅に簡略化された．また， \mathbf{D}_{tot} ， \mathbf{S}_{ext} ， $\mathbf{D}_{dir}^{(m)}$ は決定論的平板構造の既知量であるから，未知数 α_m を求めれば， \mathbf{S}_{ext} が求められる．

$$\langle \mathbf{S}_{\mathbf{xx}} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \left[\mathbf{S}_{ext} + \sum_m \left\{ \alpha_m \text{Im} \left(\mathbf{D}_{dir}^{(m)} \right) \right\} \right] \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (6-8)$$

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 6-2 に示す平板構造を対象とする．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，物理的な外力は存在せず，外力ベクトル \mathbf{f}_{ext} はゼロであり，式 (6-4) において， \mathbf{S}_{ext} はゼロであるから，式 (6-9) が成り立つ．(図 6-2 では， $m = 1$ である)．

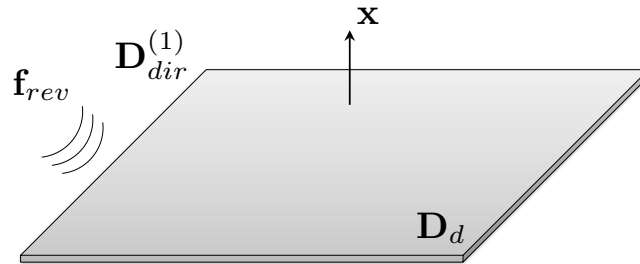


Figure 6-2. Rectangular plate for FEA-SEA formulation in Diffuse Acoustic Field

$$\langle \mathbf{S}_{\mathbf{xx}} \rangle = \mathbf{D}_{tot}^{-1} \alpha_1 \text{Im} \left(\mathbf{D}_{dir}^{(1)} \right) \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (6-9)$$

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 (6-10)，(6-11) に置き換える事ができ [47]，拡散音場空間の体積を V_{rev} とすると， α_1 は式 (6-12) の様に求められる．

$$E_1 = \frac{\langle \bar{p}^2 \rangle V_{rev}}{\rho_0 c_0^2} \quad (6-10)$$

$$n_1(\omega) = \frac{V_{rev} \omega^2}{2\pi^2 c_0^3} \quad (6-11)$$

$$\alpha_1 = \frac{4E_1}{\pi \omega n_1} = \frac{8\pi c_0 \langle \bar{p}^2 \rangle}{\rho_0 \omega^3} \quad (6-12)$$

式 (6-9), (6-12) より, 面外物理変位 \mathbf{x} のクロスパワースペクトルは式 (6-13) 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.

$$\langle \mathbf{S}_{\mathbf{xx}} \rangle = \frac{8\pi c_0 \langle \bar{p}^2 \rangle}{\rho_0 \omega^3} \mathbf{D}_{tot}^{-1} \text{Im} \left(\mathbf{D}_{dir}^{(1)} \right) \mathbf{D}_{tot}^{-H} \quad (6-13)$$

本章では, Langley らの立式に加え, モード座標変換および構造数学モデルの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 Φ (j 行 k 列の行列), モード変位を \mathbf{q} とすると, 面外物理変位 \mathbf{x} と固有振動モードの関係 $\mathbf{x} = \Phi \mathbf{q}$ と式 (6-1) から式 (6-14), (6-15) が成り立つ.

$$\Phi^T \mathbf{D}_{tot} \Phi \mathbf{q} = \Phi^T \mathbf{f}_{rev} \quad (6-14)$$

$$\Phi^T \mathbf{D}_{tot} \Phi = \Phi^T \left(\mathbf{D}_d + \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \right) \Phi = \Phi^T \mathbf{D}_d \Phi + \Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi \quad (6-15)$$

ここで, 固有振動モード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 (6-16) 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 (6-17) 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 (6-18) と求まる. r は平面上 2 点間の距離 $|\mathbf{x} - \mathbf{x}'|$, 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 (6-18) の数値積分 (行列成分) に関し, 次節で議論する.

$$\Phi^T \mathbf{D}_d \Phi = \text{diag} \left(-\omega^2 + j2\zeta_j \omega_j \omega + \omega_j^2 \right) \quad (6-16)$$

$$p(x) = \frac{-\omega^2 \rho_0}{2\pi} \int_S \frac{\phi_j(\mathbf{x}') \exp(-jk_0 r)}{r} d\mathbf{x}' \quad (6-17)$$

$$\Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi = [D_{jk}] \quad (6-18)$$

$$D_{jk} = \int_S \phi_j(\mathbf{x}') p(\mathbf{x}) d\mathbf{x}' = \frac{-\omega^2 \rho_0}{2\pi} \int_{S'} \int_S \frac{\exp(-jk_0 r)}{r} \phi_j(\mathbf{x}) \phi_k(\mathbf{x}') d\mathbf{x} d\mathbf{x}' \quad (6-19)$$

式 (6-13), (6-15), (6-16), (6-18) から, モード変位のクロスパワー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 (6-20) により面外物理変位 \mathbf{x} のクロスパワースペクトルに変換することで, 物理座標における応答変位パワースペクトルを算出することができる. さらに, 式 (6-21) により, 物理座標における応答加速度パワースペクトル $\langle \mathbf{S}_{aa} \rangle$ を算出することができる.

$$\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle = \Phi \langle \mathbf{S}_{qq} \rangle \Phi^T \quad (6-20)$$

$$\langle \mathbf{S}_{aa} \rangle = \omega^4 \langle \mathbf{S}_{xx} \rangle \quad (6-21)$$

6.3 数値解析による統合法理論の妥当性検証

6.3.1 数値解析の概要

FEA-SEA 統合法理論の妥当性を検証するため, 図 6-3 に示す拡散音場負荷時の四辺単純支持平板を対象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境界要素法 (BEM), ジョイントアクセプタンス (Joint Acceptance), FEA-SEA 統合法である. 解析用の構造数学モデルの作成, 境界条件の適用, 固有値解析は MSC Software 社の Patran/MSC Nastran を用いた. なお, 構造数学モデルの要素は四角形シェル要素 (CQUAD4) とし, 解析周波数の上限は宇宙機の設計評定周波数と合わせ 2000 Hz とする. 解析周波数上限は平板構造のコインシデンス周波数 (本モデルでは 1172 Hz) 以上であり, 構造の曲げ波長より音波長が短いため, 構造数学モデルの要素サイズは, 式 (2-29) で表される平板の曲げ波長 λ よりも十分小さくなるように一辺 20 mm の正方形とした. 解析に用いた構造数学モデルは, 図 2-27 を参

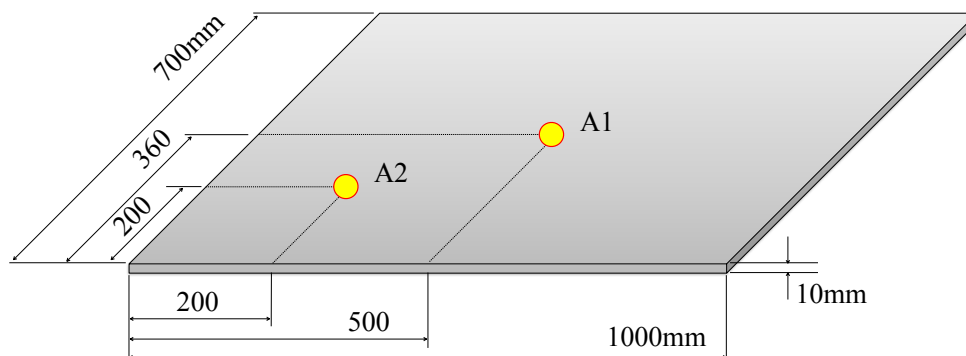


Figure 6-3. Measurement point on the rectangular plate

照のこと。BEM の解析については、汎用ソフトウェアとして自動車業界などで使用されている、ESI 社の VAOne2016 に含まれている Acoustic BEM Module を用いた。Acoustic BEM Module は、有限および無限流体の低周波数から中周波数のモデル化に有効なツールであり、構造-音響連成問題に適している。VAOne を用いた BEM の解析では、Patran/MSC Nastran で作成した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）を取り込み、構造と音響の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 では実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 [23][77]。本章では、入射角を鉛直方向、水平方向 15 度ずつ変化させた、288 個の互いに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 $1 \text{ Pa}^2/\text{Hz}$ であり、構造数学モデルから得られる固有振動モードを用いて平板構造上の各点における応答を求めた。解析用パラメータおよび対象モデルの共振周波数（39 次、2000 Hz まで）は、表 2-1、2-2 を参照のこと。示す。減衰比は構造モードに依らず一律 0.03 とした。また、比較対象として用いるジョイントアクセプタンスでは、固有振動モード、解析用パラメータを用いて式 (2-6) の数値積分により $j_{rr}(\omega)$ を算出し、式 (2-9) により応答加速度パワースペクトル密度 $S_{a,jrr}^{DAF}(\mathbf{x}, \omega_r)$ を求める。FEA-SEA 統合法では、式 (6-18) の数値積分と式 (6-16) の計算結果から、式 (6-15) を用いて動剛性行列 $\Phi^T \mathbf{D}_{tot} \Phi$ を算出し、式 (6-13) から $\langle \mathbf{S}_{xx} \rangle$ を、式 (6-20)、式 (6-21) により応答加速度 $\langle \mathbf{S}_{aa} \rangle$ を求める。なお、各手法を適用した解析結果は、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である。

6.3.2 従来手法との比較による提案手法の妥当性検証

図 6-4, 6-5 に、数値解析の比較結果を示す。ジョイントアクセプタンス (JA) を用いた解析結果は低周波数において有効であること、BEM は中周波数までの応答解析に有効なツールであることを考慮し、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する中周波数を含む 700 Hz までを対象に各解析結果の主要ピークについて比較評価を行った。主要な応答ピーク値の解析結果の差分を表 6-1, 6-2 に示す。計測点 A1, A2 ともに、200 Hz 以上の中周波数においては 1~3 dB 以内の精度で BEM と比較して主要ピークが一致しており、提案手法の妥当性が確認できる。一方、74.6 Hz 近傍 (BEM は連成解析のため、共振周波数がシフトする) の低周波数の振動応答では、FEA-SEA 統合法の解析結果は 1 dB 以内の精度でジョイントアクセプタンスと一致、BEM の解析結果と比較し 7 dB 程度下回る結果となった。低周波数における解析結果の差分については、BEM 解析における平面音波の与え方やバッフル効果、SEA の解析精度に寄与するモード密度の影響等が現れているものと考えられる。また、対象構造のモード密度 (1/3 オクターブバンド) は表 6-3 に示す通りであり、対象構造のモード密度が継続して 1 以上となる周波数領域 (対象とする 700 Hz まで) では統合法と BEM の解析結果が同等となる傾向が見られる。

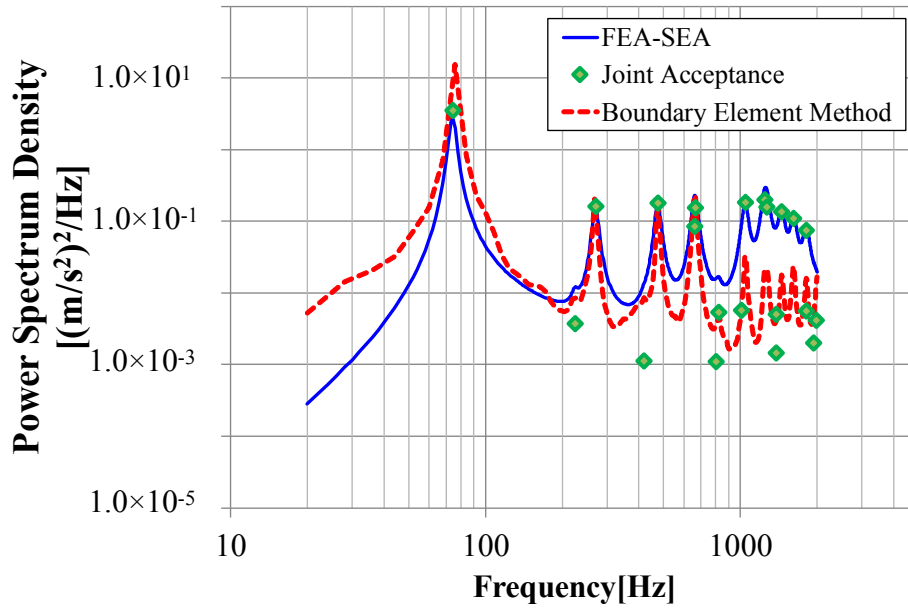


Figure 6-4. Comparison of the vibration response for diffuse acoustic excitation of A1(SSSS)

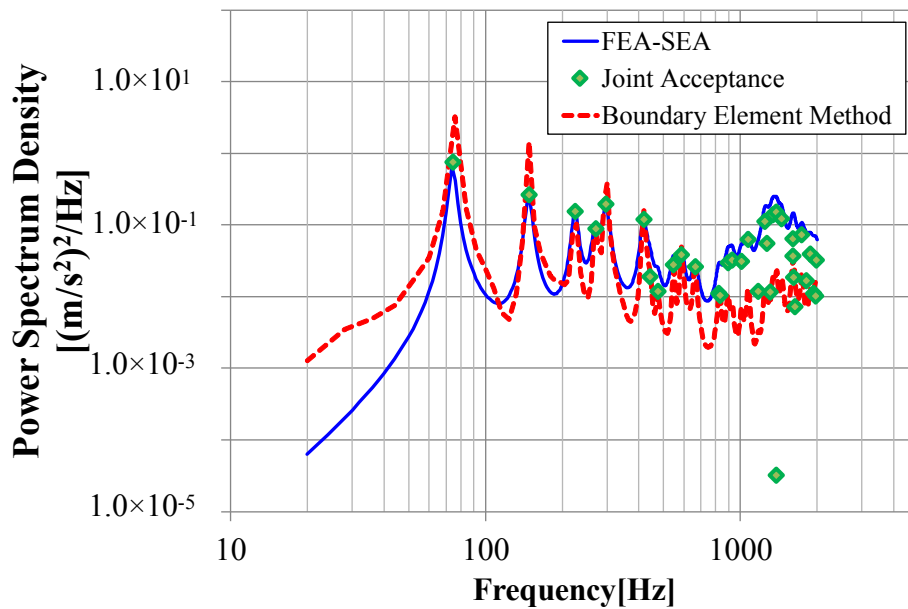


Figure 6-5. Comparison of the vibration response for diffuse acoustic excitation of A2(SSSS)

Table 6-1. The error between FEA-SEA and BEM for A1

Mode	Freq. [Hz]	FEA-SEA [(m/s ²) ² /Hz]	BEM [(m/s ²) ² /Hz]	Error(BEM) [dB]
1	74.6	3.05	15.4	7.0
4	270.7	0.16	0.20	1.1
8	475.3	0.17	0.19	0.4
12	665.3	0.23	0.23	0.1

Table 6-2. The error between FEA-SEA and BEM for A2

Mode	Freq. [Hz]	FEA-SEA [(m/s ²) ² /Hz]	BEM [(m/s ²) ² /Hz]	Error(BEM) [dB]
1	74.6	0.65	3.24	7.0
2	148.1	0.25	1.45	7.5
3	225.0	0.15	0.10	-1.7
5	297.5	0.20	0.39	2.9
6	418.5	0.12	0.16	1.3

Table 6-3. The mode density of finite element model

Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density	Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density
20	0	250	1
25	0	315	1
31.5	0	400	2
40	0	500	2
50	0	630	3
63	0	800	4
80	1	1000	4
100	0	1250	7
125	0	1600	6
160	1	2000	6
200	1		

6.4 数値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音圧パワースペクトル密度関数を表す行列であり、非対角項は各物理点の音圧クロスパワースペクトル密度関数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音圧クロスパワースペクトル密度関数はゼロに近づくことが知られており、式 (6-18) 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 $\Phi^T \mathbf{D}_{dir}^{(1)} \Phi$ の全項含めた数値解析 (Full Matrix) と、主対角項のみ (式 (6-18) において $m \neq n$ については 0 とする) を用いた数値解析 (Diagonal Matrix) を比較し、行列成分の違いによる応答加速度 PSD への影響を調べた。対象モデルは図 6-3 とし、計測点は A1 とする。本評価では、行列成分の影響に対して一般論として議論するため、計算結果の比較では、複数の境界条件を与えて固有振動モードを変化させた平板構造モデルを対象として、評価を行った。本章で対象とする平板構造は、平板構造全周が同一の条件である SSSS (四辺単純支持)、CCCC (四辺固定端)、境界条件が混在する SCSC (単純支持と固定端の混在、短辺が S、長辺が C) の 3 種類の境界条件に対し固有値解析を行い、解析を行った。境界条件の表記は、単純支持 (Simple support) を S、固定端 (Clamped) を C とした。各境界条件に応じた固有値解析結果は、表 2-5 から表 2-7 を参照のこと。図 6-6 から 6-8 に、各境界条件における計算結果を示す。また、表 6-4 に計算時間の比較を示す。計算結果より、境界条件に寄らず、両解析の主要ピーク値には大きな差がなく、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。これは、音響と構造のエネルギー連成について数値解析にて効率化することが可能であることを意味する。また、表 6-4 に示す様に、本モデルでは、主対角項のみを用いた数値解析 (Diagonal Matrix) は、全項を用いた数値解析 (Full Matrix) と比較し、解析時間を 20 分の 1 以下に短縮することが可能である (PC 環境は Microsoft/Windows 10 Enterprise 2015 LTSB4 メモリ:2GB, CPU: Intel(R) Core(TM) i5-6300U 2.4GHz)。本結果を考慮し、以降の評価については、音響系動剛性行列 \mathbf{D}_{dir} の主対角項のみに着目し、数値解析を行うこととする。なお、解析時間については式 (6-18) のレイリー積分に取り入れるモード数や対象構造の表面積、要素サイズにより変動すると考えられる。

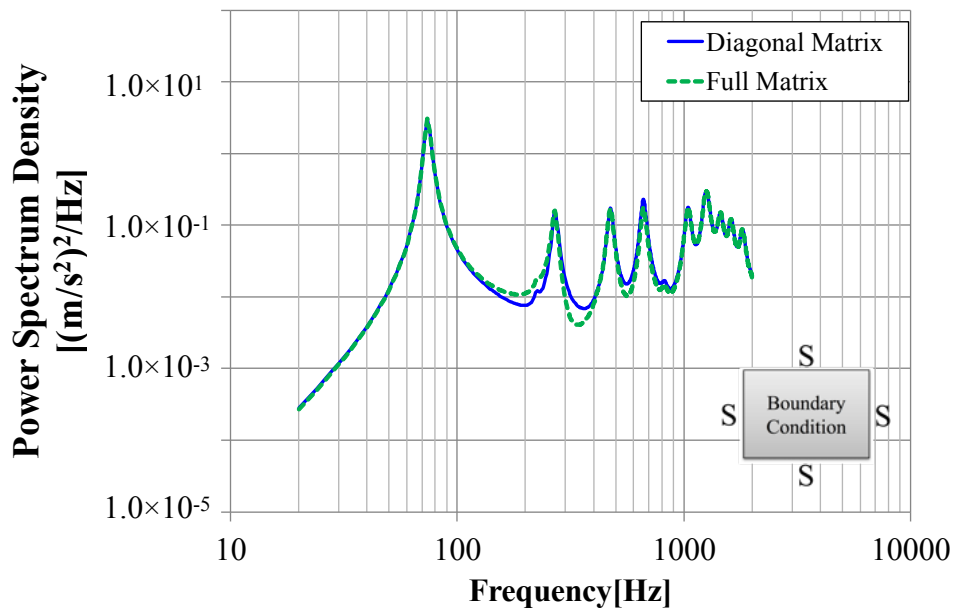


Figure 6-6. Comparison of the vibration response for Full Matrix and Diagonal Matrix of A1(SSSS)

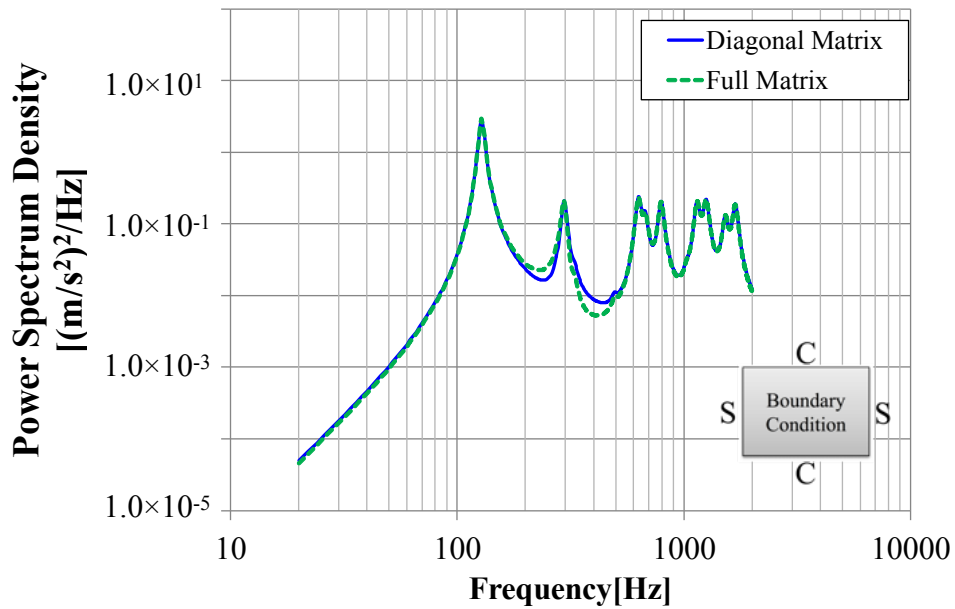


Figure 6-7. Comparison of the vibration response for Full Matrix and Diagonal Matrix of A1(SCSC)

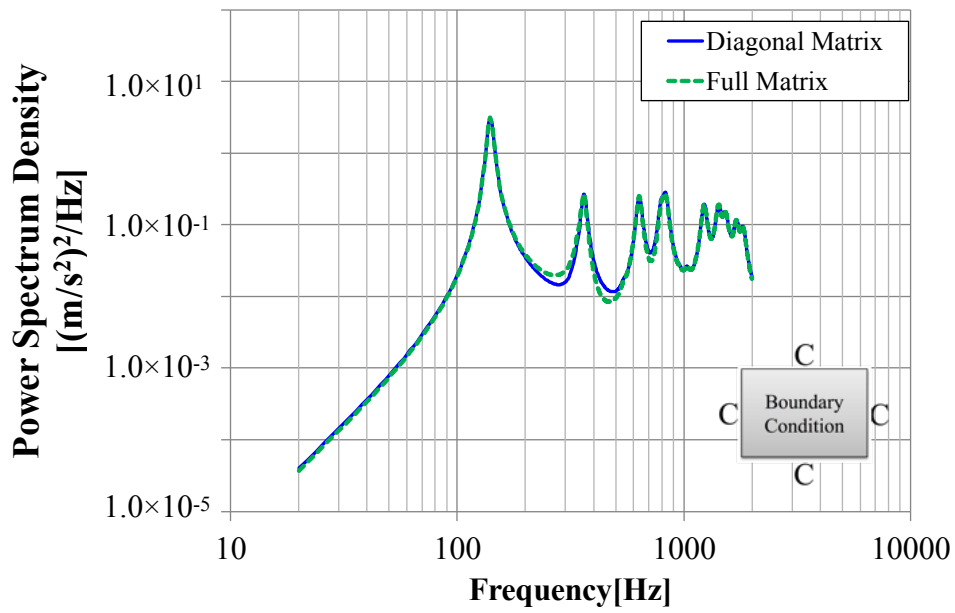


Figure 6-8. Comparison of the vibration response for Full Matrix and Diagonal Matrix of A1(CCCC)

Table 6-4. Comparison of the calculation time for Full Matrix and Diagonal Matrix

Boundary Condition	Full Matrix	Diagonal Matrix
SSSS	2030 [sec]	58 [sec]
SCSC	1522 [sec]	71 [sec]
CCCC	1289 [sec]	53 [sec]

6.5 音響加振実験による統合法の実用性検討

6.5.1 実験供試体の概要

FEA-SEA 統合法の宇宙機設計に対する実用性検討のため、宇宙機パネルを模擬したハニカムサンドイッチパネルを供試体とする、音響加振実験を行った。ハニカムサンドイッチパネルは、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されたものであり [70]、パネルサイズが縦横 1.82 m × 0.91 m で、ハニカム構造の材料はスキンおよびコアともにアルミニウムである。アルミニウムスキンの厚さは 0.3 mm、アルミニウムハニカムコアの厚さは 25 mm であり、搭載機器の取付を可能にするためのためインサート等が取り付けられており、総質量は 7.6 kg である。実験のコンフィギュレーション写真は図 4-9 を参照のこと。実験検証には、ハニカムパネルを供試体とした音響加振実験結果 (Acoustic Test) を用いて、FEA-SEA 統合法を用いた解析結果 (FEA-SEA)、SEA ベースである音響振動解析システム JANET を用いた解析結果 (NASA Lewis P99/90, Empirical P99/90) を比較した。

6.5.2 音響加振実験の概要

音響加振実験は、JAXA 筑波宇宙センター総合環境試験棟 1600 m³ 音響試験設備で行った。実験の加音レベルは、オーバーオールで 138.1 dB であり、宇宙機パネルを模擬したハニカムサンドイッチパネル上の面外方向加速度の計測を行った。加速度計測位置は図 4-10 を参照のこと。ハニカムサンドイッチパネルは、宇宙機構体への搭載時と同様な境界条件を模擬する治具とインサートボルトにより、四辺を単純支持されている。反響室内の音圧およびパネル上の加速度計測のコンフィギュレーションは、図 3-7 と同様である。音響加振実験の試験条件は図 4-11 を参照のこと。

6.5.3 提案手法を用いた数値解析の概要

宇宙機パネルを模擬したハニカムサンドイッチパネルの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。解析用の構造数学モデルの作成、固有値解析は第 3 章の実用性検証で用いたものと同様であり、解析周波数の上限は宇宙機の設計評定周波数と合わせ 2000 Hz とする。解析周波数上限は平板構造のコインシデンス周波数（本モデルでは 487 Hz）以上であり、ハニカムサンドイッチパネルの曲げ波長より音波長が短いため、構造数学モデルの要素サイズは、式 (4-41) で表されるパネルの曲げ波長 λ よりも十分小さくなるように一辺 50 mm の正方形とし、境界条件は四辺単純支持とした。ハニカムパネルの諸元、解析パラメータ、対象モデルの共振周波数、拡散音場の音圧 PSD（入力条件）は、表 4-2、表 4-3、図 4-11 を参照のこと。

6.5.4 実験結果と数値解析結果の比較による実用性検討

本項では、6.5.2 項の実験結果および 6.5.3 項の数値解析結果の比較により、提案手法の実用性評価を行う。比較に用いた結果は、音響加振実験結果（Acoustic Test）、FEA-SEA 統合法を用いた解析結果（FEA-SEA）、FEA-SEA の包絡環境（Envelope of FEA-SEA）および、JANET を用いた解析結果（NASA Lewis P99/90, Empirical P99/90）である。JANET については、4.2.2 項で示した NASA Lewis Method および経験則（Empirical Method）を適用し、空間マージン（P99/90）および PSD マージン（周波数一律 3.5 dB）を含めた解析結果となっている。図 6-9 から 6-12 に応答加速度 PSD の音響加振実験結果と数値解析結果の比較を示す。

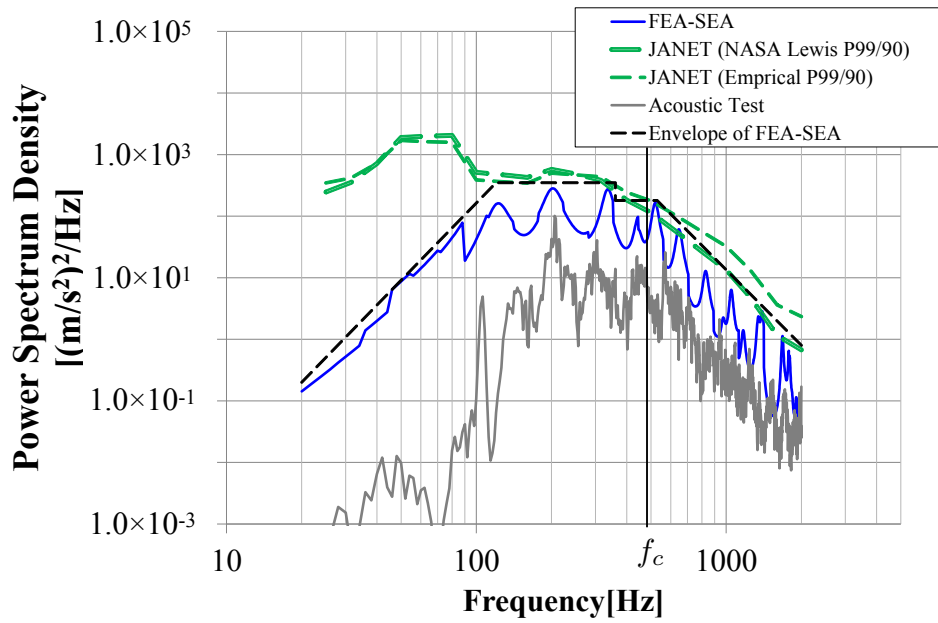


Figure 6-9. Comparison of the vibration response of A1

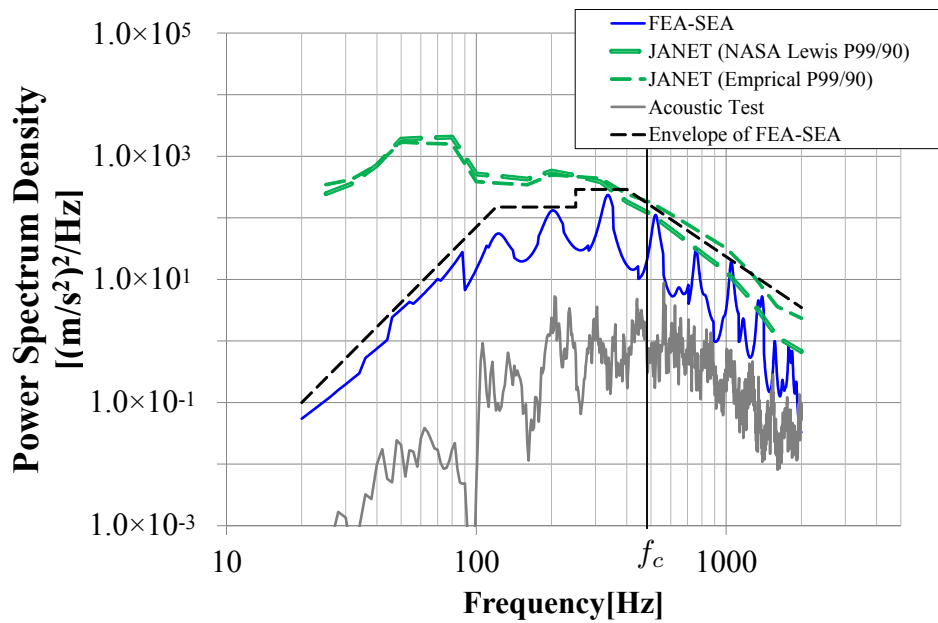


Figure 6-10. Comparison of the vibration response of A2

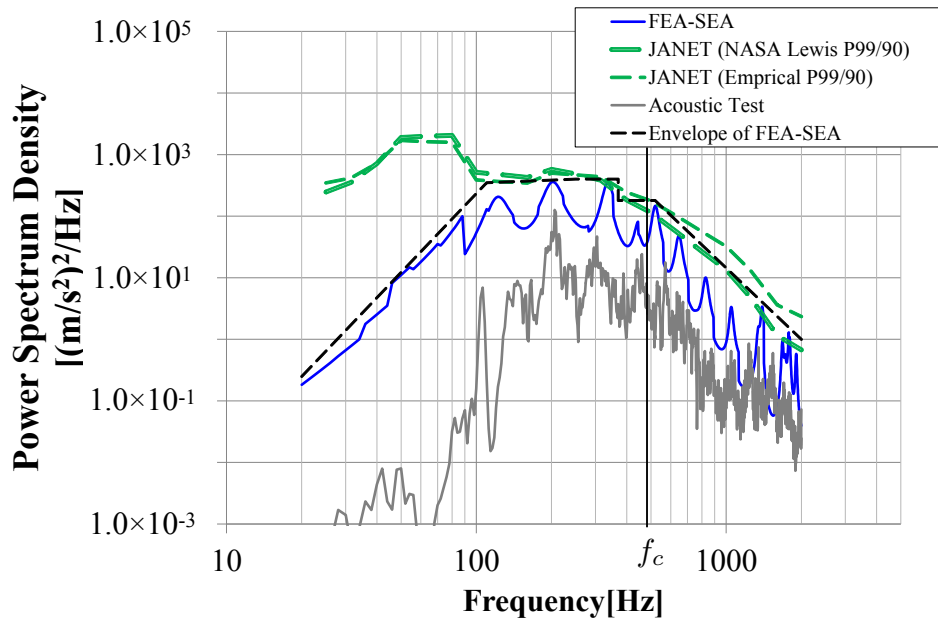


Figure 6-11. Comparison of the vibration response of A3

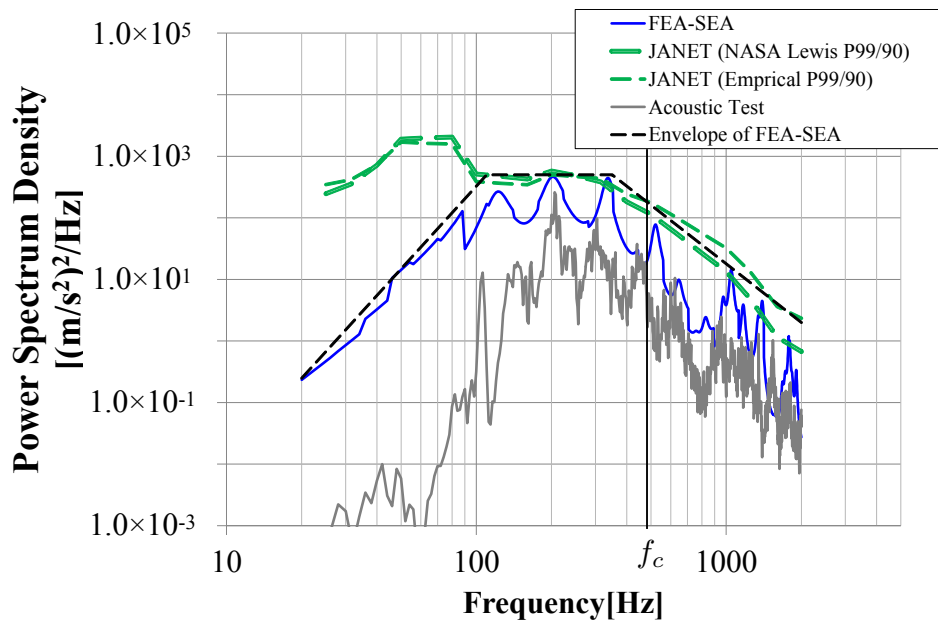


Figure 6-12. Comparison of the vibration response of A4

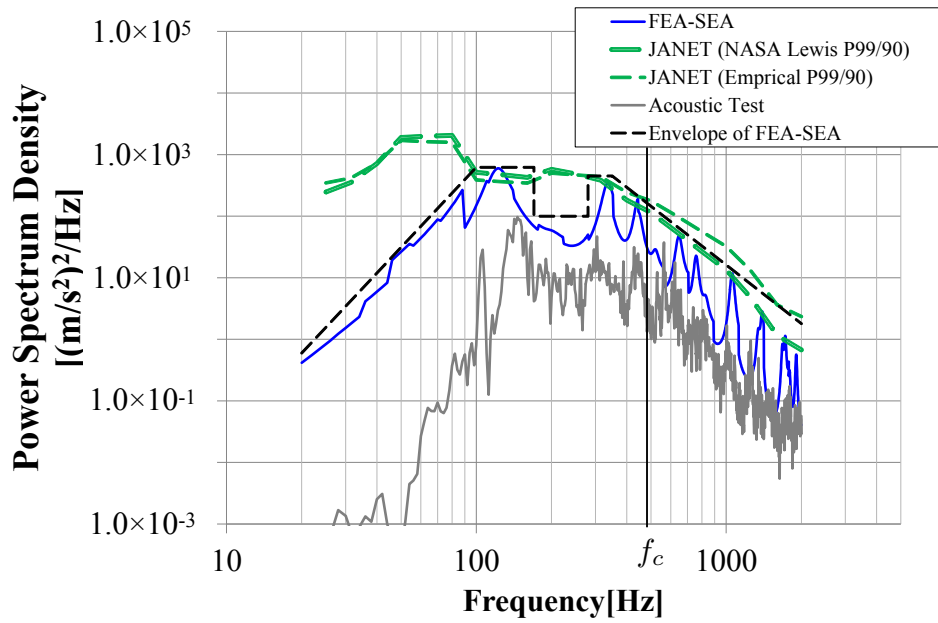


Figure 6-13. Comparison of the vibration response of A5

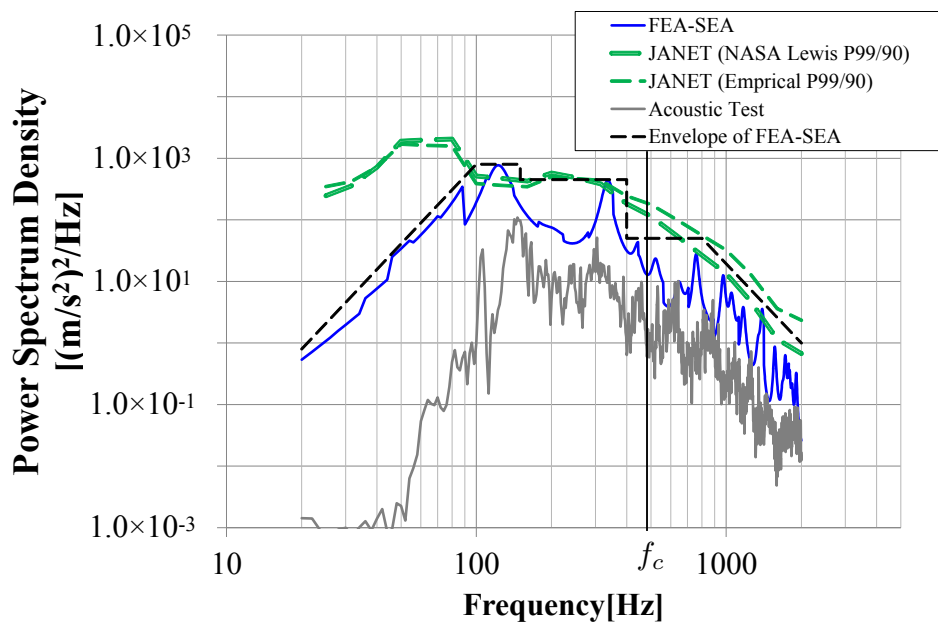


Figure 6-14. Comparison of the vibration response of A6

6.5.5 考察

実験結果として応答が顕著に現れている図 6-9, 6-11, 6-12, 6-13, 6-14 では、統合法にて算出した応答ピーク値は、実験結果を包絡する形で安全側の予測結果となることが確認できる。JANET の予測結果と比較し、200 Hz 近傍の主要な応答ピーク値に着目すると図 6-9 では約 2.5~3 dB、図 6-11 では約 1.4~2 dB の予測精度を改善している。また、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 近傍の中周波数から高周波数において、統合法は JANET よりも実験結果と周波数分布の傾向が一致しており、Envelope of FEA-SEA を適用することで、従来手法を改善し応答ピーク値を適切に包絡する環境条件が設定可能であるといえる。コインシデンス周波数以上では、Envelope of FEA-SEA は JANET の実験結果と同様の周波数傾向を示しており、高周波数においても実用性が確認できる。20-2000 Hz における応答加速度実効値で比較すると、JANET の結果と比較して約 1~3 dB の精度で環境条件を緩和する結果となり、FEA-SEA 統合法の実用性が確認できる。統合法は構造数学モデルから解析対象とする物理座標は一意に決まるため、JANET の様に評価点におけるパネル内部応答の変動量を考慮した空間マージンを加える必要がなく、実験結果との傾向がよく一致しているのに対し、空間マージンと PSD マージンの双方を考慮して加速度応答の上限値を算出する JANET が、統合法に比べ保守的な予測となっていることがわかる。一方、音響加振実験において応答が低い結果となり、FEA-SEA 統合法との乖離が見られた図 6-10 については、低周波数であるコインシデンス周波数 (487 Hz) 以下の周波数では、「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、FEA-SEA が過大な応答になっていると推測される。

以上より、宇宙機設計の上流工程において、提案手法を用いることで、設計初期の構造数学モデルのみから、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する中周波数から高周波数のランダム振動応答を効率的に予測することが可能であり、高効率化および機械環境条件緩和の観点から実用性が期待できる手法といえる。

6.6 結言

本章では、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の低周波数から中周波数領域における振動応答解析の高精度化と高効率化を目的に、有限要素解析 (FEA) と統計的エネルギー解析 (SEA) を結合する FEA-SEA 統合法の宇宙機構造への適用に向けた研究を行った。本章の成果として、結論を以下に纏める。

- (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応答加速度パワースペクトル密度の解析方法を示し、振動応答へ主に寄与する動剛性行列の対角成分のみに着目した応答解析の効率化を提案した。
- (2) 四辺単純支持平板を対象モデルとして、拡散音場負荷時の振動応答について、境界要素法 (BEM) と FEA-SEA 統合法を用いた解析結果の比較を行い、理論の妥当性を検証した。200 Hz 以上の中周波数においては、3 dB 以内の精度で主要ピークが一致すること、また対象構造のモード密度が継続して 1 以上となる周波数領域 (評価上限 700 Hz) では統合法と BEM の解析結果が同等となる傾向を示した。
- (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し、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する中周波数において、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、SEA ベースの宇宙機設計開発ツール (JANET) によるランダム振動応答解析結果と比較し、統合法は JANET よりも実験結果との傾向がよく一致することから、宇宙機の設計開発におけるランダム振動環境条件の予測手法としての実用性が高いことが確認できた。

第7章

次世代赤外線天文衛星 SPICA 開発の 上流工程における音響励起ランダム 振動応答解析

7.1 緒言

宇宙機の構成品のうち、構体パネル等の構造物に取り付けられる搭載機器については、音響負荷時に発生する機器取付点のランダム振動環境が設計条件として規定され、地上試験にて設計および製品品質の検証が行われる。特に、近年の宇宙機開発では、ミッションの多様化や高度化に伴い、システム選定以前に搭載機器（ミッション機器）の開発が先行するケースが多く、概念設計等の上流工程において、機器取付点のランダム振動環境を限られた情報から効率的に予測し、機器設計に環境条件として反映することが求められている。第3章から第6章では、宇宙機のランダム振動環境に対する音響加振および構造振動伝搬の寄与度の評価、および、拡散音場負荷を受ける宇宙機の構造振動応答の予測手法の効率化について研究を行った。第7章では、これらの研究成果のうち主に第6章にて提案した FEA-SEA 統合法を、実際の宇宙機開発へ適用した例として、宇宙航空研究開発機構（JAXA）および欧州宇宙機関（European Space Agency, ESA）が中心となり、国際協力プロジェクトとして開発検討・準備が進められていた、次世代赤外線天文衛星 SPICA（SPace Infrared telescope for Cosmology and Astrophysics）[78] の構造設計における搭載機器のランダム振動環境の予測解析について述べる。図 7-1 に SPICA の外観図を示す。第1章で述べたように、宇宙機

の設計現場では、多くの場合、同種の宇宙機および搭載機器の設計・検証結果を参照し、設計条件が規定されているのが現状である。これにより、新規開発品である宇宙機の搭載機器に対して、過剰な対環境設計要求となることがあり、宇宙機の機能性能やミッションの高度化要求と環境条件との干渉が発生している。特に、SPICA の開発では、中間～遠赤外線領域において極めて優れた感度と高い空間分解能の赤外線天体観測を、世界最高レベルで実現するために、ミッション機器の機能性能に対して高度な要求が示されており、観測性能に影響を及ぼす可能性があるため、ロケット打上げ時の機械環境に対する構造設計について、経験的に設計条件を規定することが困難であった。そこで、設計初期段階における観測装置のランダム振動応答の予測解析を精度よく行い、ミッション要求の実現および、再設計および再試験に要するコストやスケジュールへの影響を削減することを目的に、観測装置の内部応答評価を含めた機械環境条件の検討を行った。本検討は、概念設計段階の2年間をかけて行われ、対象とする観測装置の応答実効値に対して条件緩和を実現し、搭載機器の開発計画へ反映された*1。

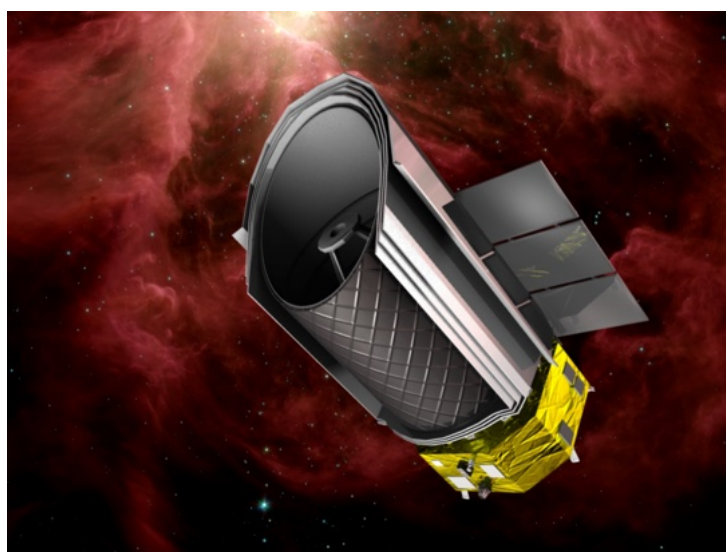


Figure 7-1. Artistic view of the SPICA in orbit ©JAXA/ESA

*1 ESA 宇宙科学長期計画の中型ミッション5号機 (M5) の最終選定プロセスにおいて、SPICA はミッション選定の候補から取り下げられプロジェクト化は実現していない [79].

7.2 次世代赤外線天文衛星 SPICA および評価対象とする観測装置の概要

7.2.1 次世代赤外線天文衛星 SPICA

次世代赤外線天文衛星 SPICA は、口径 3.2 m の大口径望遠鏡を搭載し、中間～遠赤外線領域において極めて優れた感度と高い空間分解能の赤外線天体観測を、世界最高レベルで実現するための宇宙望遠鏡である [78]。SPICA の技術的特徴として、世界最高レベルの観測性能を実現するために検討された、放射冷却および機械式冷凍機 [81] を用いて、従来必要とされていた冷媒を持たずに、絶対温度 6 K 以下の極低温を作り出す冷却システムが挙げられる。同規模の宇宙望遠鏡について、冷媒を用いずに絶対温度 6 K 以下の極低温環境は実現されておらず、大きな技術的挑戦となる。表 7-1 にミッション仕様（後述するリスク低減フェーズ時点）を示す。

Table 7-1. Specification of the SPICA Mission

Item	Specification
Telescope diameter	3.2 m in the current design
Telescope temperature	<6 K
Wavelength range	5 - 210 μm
Total mass	<4 ton
Mission Life	3 years (requirements) / 5 years (goal)
Orbit	Halo Orbit around L2
Launch year	2025 (proposed)
Launch Vehicle	H-IIA 204 (proposed)

SPICA のシステムは、電力、通信、姿勢制御など衛星の基本的な機能の集合体であるバス部 (Bus Module, BM) と、ミッション機器の集合体であるペイロード部 (Payload Module, PLM) から構成される。ペイロード部については、科学観測を行うためのサイエンス機器 (Scientific Instrument Assembly, SIA) や冷却系 (CRYOgenic assembly,

CRYO) 等 から構成されている。さらに, SIA は SPICA 望遠鏡 (Spica Telescope Assembly, STA) や焦点面観測装置 (Focal Plane Instrument Assembly, FPIA) 等から構成されている。図 7-2 にシステム構成図を示す。

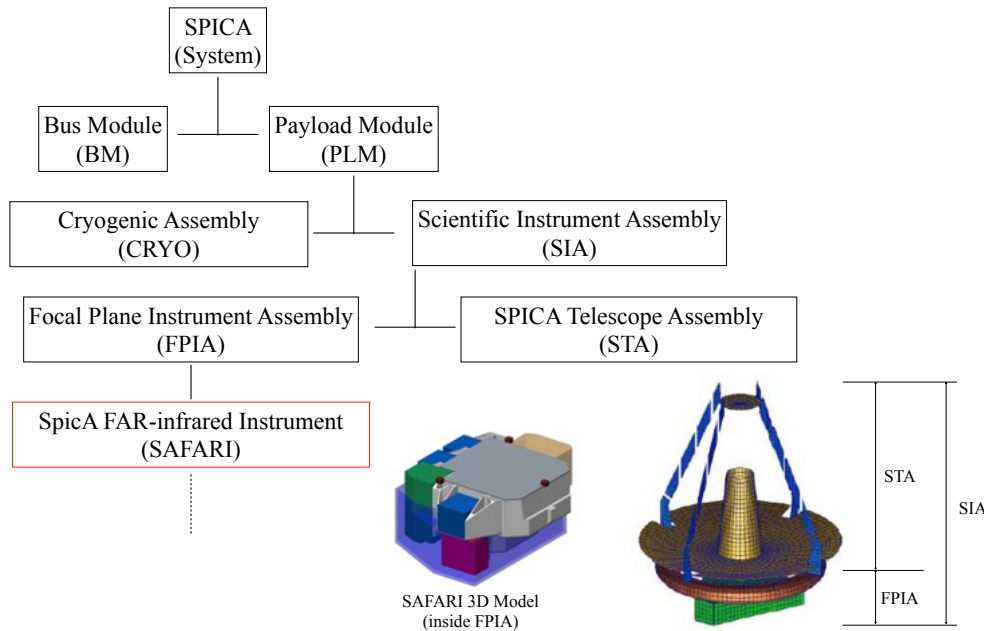


Figure 7-2. The SPICA system diagram ©JAXA/ESA

SPICA の設計検討においては, 概念設計段階において, 開発リスクが高いと識別された項目について重点検討を行うため, 2012 年よりリスク低減フェーズ (Risk Mitigation Phase, RMP) として定義された活動を実施した。表 7-3 に SPICA のプロジェクトライフサイクルを示す。リスク低減フェーズにおいて, 構造設計の課題として識別された項目の中に, 極低温の宇宙望遠鏡を実現するために必須である望遠鏡光学ベンチから支持される焦点面観測装置 FPIA 上の遠赤外線観測装置 SAFARI (SpicA FAR-infrared Instrument) に対するランダム振動環境条件の設定が挙げられた [80]。観測装置の周辺構造については, 支持部材からの熱流入を減らすため, 軽量かつ熱伝導が極力低くなるよう, 炭素繊維強化プラスチック (Carbon Fiber Reinforced Plastics, CFRP) 製のバネ構造が提案されており [81], 同規模 (H-IIA ロケットによる打上げ前提) の衛星搭載機器から経験的に環境条件を規定すると, 過剰な設計要求となり実現不可であった。表 7-2 に, FPIA に対し, 検討初期に経験的に規定されたランダム振動環境条件 (認定試験レベル) を示す。

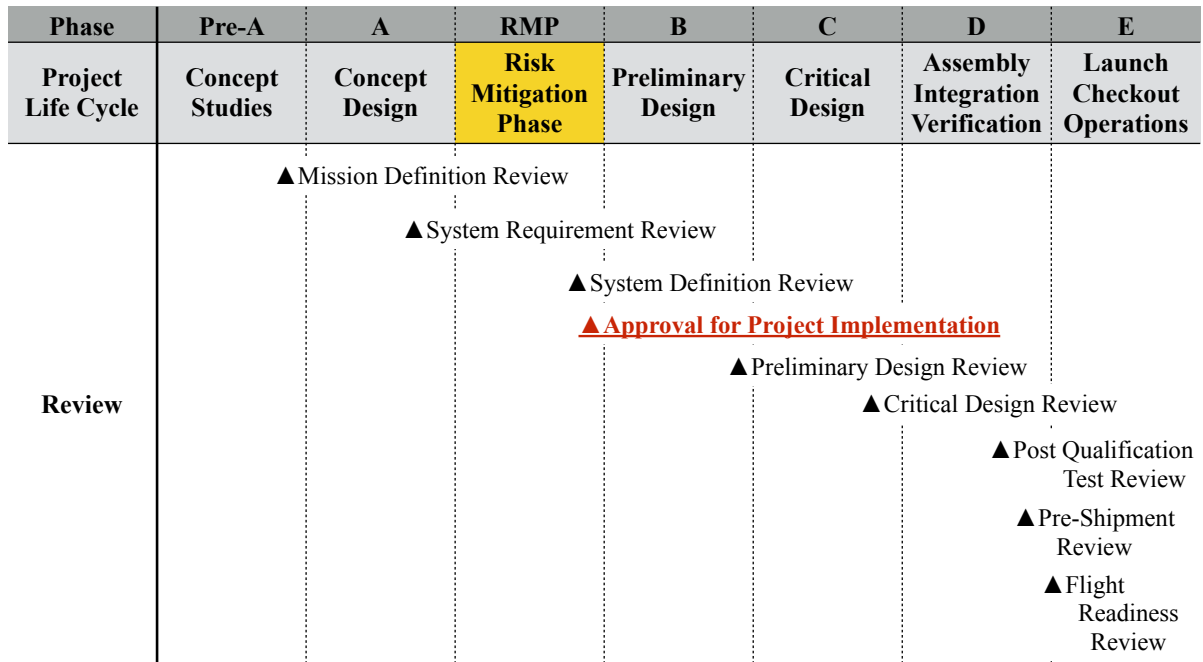


Figure 7-3. The SPICA project life cycle including Risk Mitigation Phase

Table 7-2. The initial random vibration specification for the FPIA design (Qualification Level)

Frequency Range	Slope or Level
20-80	+6 dB/Oct
80-270	0.70 G ² /Hz
270-413	-6 dB/Oct
413-800	0.30 G ² /Hz
800-2000	-8 dB/Oct
Overall Level	21.1 Grms

本章では、遠赤外線観測装置 SAFARI 取付点のランダム振動環境の適切な見積りを目的として、音響励起ランダム振動応答予測および観測装置の動質量を考慮した環境条件低減に向けた技術検討を行った。本検討で対象とする焦点面観測装置 FPIA は、図 7-2 に示す様に望遠鏡下段に搭載され、複数の観測装置が組込まれる計画である。

7.2.2 焦点面観測装置 FPIA および遠赤外線観測装置 SAFARI

SPICA に搭載される焦点面観測装置 FPIA は、焦点面観測機器 FPI (Focal Plane Instrument), 各焦点面観測機器が機械的に取り付けられる IOB (Instrument Optical Bench), 望遠鏡からの光を各焦点面機器に振り分ける PoM (Pick-off Mirror module) 等により構成され, SPICA 望遠鏡 STA と TOB (Telescope Optical Bench) により機械的に取り付けられる [81], 焦点面観測機器の集合体である. 図 7-4 に取付点の詳細を示す.

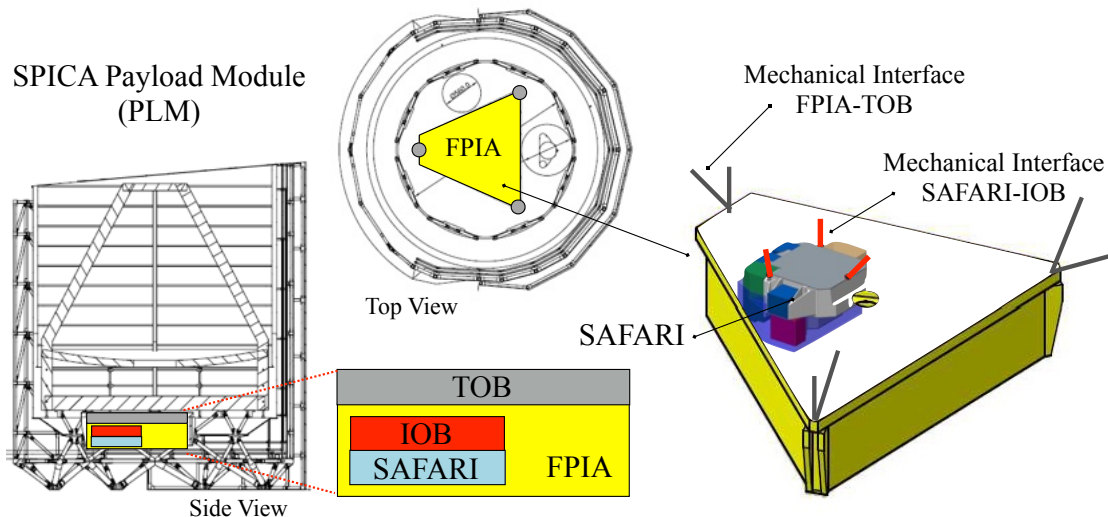


Figure 7-4. The mechanical interface of the SAFARI/FPIA ©JAXA/ESA

FPIA に搭載される遠赤外線観測装置 SAFARI (SpicA FAR-infrared Instrument) は, 波長 $\lambda = 34 - 210 \mu\text{m}$ (暫定) の広帯域遠赤外線で, 適度な波長分解能 ($R=300$) と史上最高の輝線感度を兼ね備えた回折格子分光器であり [81], 欧州宇宙機関や欧米等の関係機関により構成された SAFARI コンソーシアムにより開発検討が進められていた. SAFARI が観測する帯域には, 電離したガス中のイオンが放出する様々な輝線が存在することから, 遠方の銀河からこれらの輝線を検出することにより, 銀河における星生成や銀河中心の超巨大ブラックホールの活動の歴史を探ることが期待されている [81].

7.3 観測装置のランダム振動環境条件設定に向けた予測解析の方針

7.3.1 概要

本検討では、次世代赤外線天文衛星 SPICA 開発のリスク低減フェーズにおいて、構造設計の課題として識別された、SPICA に搭載される焦点面観測装置 FPIA 上の遠赤外線観測装置 SAFARI に対するランダム振動環境条件を適切に見積もることを目的とし、FPIA 上 SAFARI 搭載位置（インターフェース部）の音響励起ランダム振動応答および、SAFARI 内部の重心相当加速度の予測解析を含めたランダム振動環境条件の検討を行い、検討初期に経験的に規定された環境条件に対する低減量を評価するとともに、ランダム振動試験時にフォースリミット手法を適用することによる負荷低減を検討した。

7.3.2 音響励起ランダム振動応答の予測解析

7.2.1 項で述べた様に、SPICA に搭載する観測機器に対しては、同規模の衛星搭載機器からの経験則によりランダム振動環境条件を規定すると、表 7-2 に示す通り過剰な設計要求となりミッションの実現が不可であった。これは、従来衛星の搭載機器は、構造パネル上に剛に固定されていることに対し、SPICA の設計では極低温の宇宙望遠鏡を実現するために、観測装置の周辺構造については、支持部材からの熱流入を減らすため、軽量かつ熱伝導が極力低くなるよう、CFRP 製のバネ構造が提案されており [81]、実環境に対し過剰な環境条件を規定することになるためである。本検討では、SAFARI に対して支配的な環境となる、FPIA 上 SAFARI 搭載位置 3 点の面外 Z 軸方向ランダム振動応答を求め、構造設計におけるランダム振動環境条件を適切に見積もることを目的に、H-IIA ロケット 204 型の最大予測フライト環境に対し、FEA-SEA 統合法および境界要素法（BEM）を用いて数値解析を行った。本検討において単独の SEA を適用していない点については、FPIA および SAFARI の一次共振周波数が存在する周波数帯（1/3 オクターブバンド）は、対象構造のモード密度が低く、SEA の性

質上精度が劣ることによる。詳細については、7.4 節で述べる。さらに、ランダム振動応答の解析結果の包絡値からランダム振動環境条件の検討を行い、SAFARI の主要構成機器に対し経験的に規定された表 7-2 に示す振動応答の実効値に対し、要求緩和された新たなランダム振動環境条件を提案する。

7.3.3 動質量を考慮した観測装置の入力フォース値の予測解析

音響励起ランダム振動応答の予測解析結果から規定したランダム振動環境条件を振動試験に適用した場合に、ロケット打上げ時と振動試験時の供試体取付け部インピーダンスの違い（試験では加振台に剛に固定される）および環境条件のスペック化（解析結果の包絡値）が原因で、特に対象機器の 1 次共振周波数付近で実環境における応答値に対して過負荷となる可能性がある。図 7-5 に予測される実環境（Flight Environment）と試験環境（Test Environment）における機器に対する入力フォース（インターフェースフォース）の解析結果の比較例を示す。

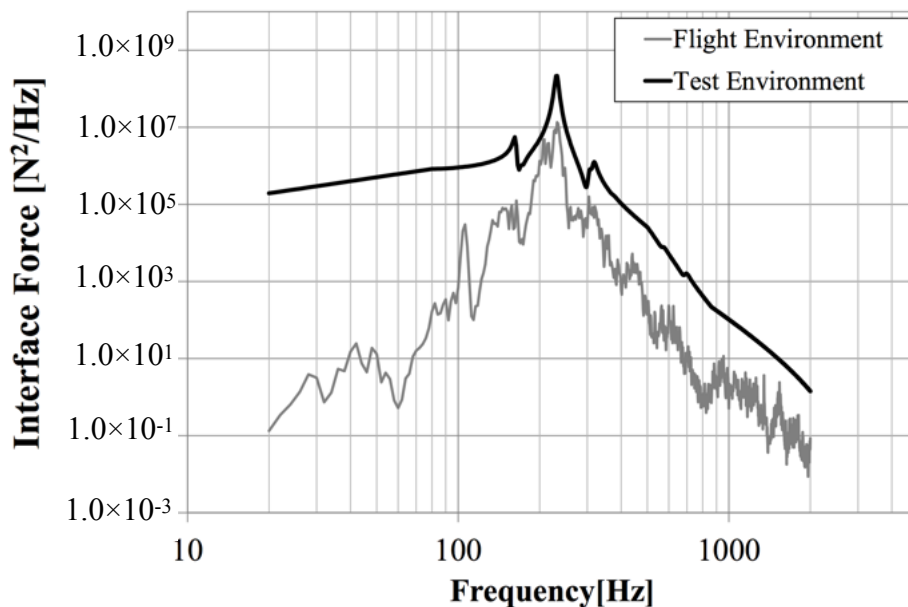


Figure 7-5. Comparison of flight environment and test environment

従来、試験時の過負荷による機器の破損や過剰設計を避ける方法として、機器の加速度応答を制御する方法（加速度リミット）が使用されてきたが、近年、欧米の宇宙機開発では機器取付点の入力フォースを制御する方法（フォースリミット手法）が積極的に研究されている。フォースリミット手法を用いた振動試験では、加振台と機器の取付点の入力フォース（インターフェースフォース）が実環境よりも過大とならないように周波数毎に制御し、過大となる周波数における振動条件を下げることで機器への過負荷を低減させることが可能である。フォースリミット手法を適用した振動試験により負荷条件を下げるためには、設定された振動条件に対する入力フォースの最大値を予測する必要がある。この入力フォースの最大値を予測する方法として、搭載機器の動質量（Apparent mass）を用いる手法がある。これは、評価対象である FPIA を Load 系（搭載部、SAFARI+IOB）と Source 系（被搭載部）に分けると、Load 系に加わる入力フォースは、機器取付点の入力加速度と Load 系の動質量の積で表される。入力加速度は音響励起ランダム振動応答の数値解析結果を用いる。算出された入力フォースの最大値がフォースリミット条件となる。本章では、振動試験時にフォースリミット手法を取り入れることにより、FPIA 機器内部の重心相当点における加速度実効値についてリミット制御無しの条件と比較し、負荷低減が可能であることを解析結果から示す。

7.4 数値解析によるランダム振動環境条件の設定および評価

7.4.1 固有値解析および音響励起ランダム振動応答解析の概要

図 7-6 に示す SPICA FPIA の構造数学モデルを対象に、固有値解析、音響励起ランダム振動応答解析および入力フォース解析を行った。構造数学モデルの要素構成は、評価対象となる SAFARI 搭載面は、四角形シェル要素（CQUAD4）および三角形シェル要素（CTRIA3）の組み合わせとし、SAFARI 本体は一様断面梁要素（CBAR）やスカラーバネ要素（CELAS2）等の組み合わせにより、3 自由度バネマス系を構築した。また、構造数学モデルの固有値を表 7-3 に示す。ここでは、振動応答に寄与する有効質量の大きいモード（有効質量比 1% 以上）を抜粋して記載している。

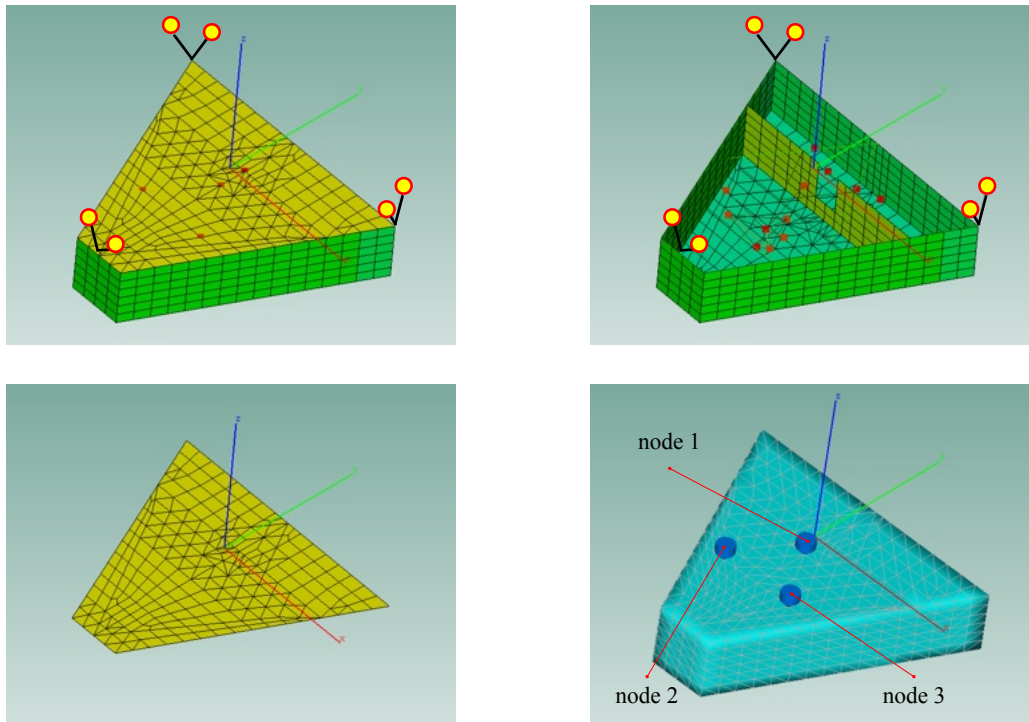


Figure 7-6. The finite element model of the FPIA ©JAXA/ESA

Table 7-3. The eigenvalues and effective masses of the FPIA

Mode	Freq.[Hz]	Z-axis Effective Mass Ratio[%]	Mode	Freq.[Hz]	Z-axis Effective Mass Ratio[%]
7	54.5	1.1	30	112.8	1.5
23	92.2	24.4	43	154.3	8.9
24	93.2	44.6	116	321.2	1.3
25	98.7	3.0	120	342.7	1.0

境界条件は、SIA 内の結合を模擬し、TOB (Telescope Optical Bench) とのインターフェース (図 7-6 黄印箇所) を 6 自由度剛固定とした。本モデルの質量は 245.8 kg である。固有値解析は、MSC.Nastran2012.1 を用いて実施した。固有値解析を実施後、構造数学モデルから得られる固有振動モード (評価対象となる SAFARI 搭載面パネルのみ抽出、モード質量にて正規化) を用いて、音響負荷時の FPIA 上 SAFARI 搭載面

インターフェース3点(図7-6青印)における面外Z軸方向ランダム振動応答を前述の手法を用いて求めた。FEA-SEA統合法は、汎用数値計算ソフトMATLABを用いて解析を行い、BEMはESI社の振動音響解析ソフトウェアVAOne2012.0を用いた。FEA-SEA統合法の詳細理論については、第6章を参照のこと。対象とするSAFARI搭載面は曲率を有さない平板構造であり、第6章の手法を適用可能である。入力条件は図7-7に示すH-IIAロケット204型の最大予測フライト環境(受入試験レベル, Acceptance Test Level)とし、解析パラメータは表7-4に示す。対象周波数はモデルの要素長を考慮し20Hzから800Hzまでとし、2Hz刻みにランダム振動応答を算出した。BEM解析は欧州関係者との調整も踏まえ50個の平行波の重ね合わせで拡散音場を模擬し、パネル周辺に無限バツフル板を配置した場合のパネル応答を求めた。ここで、本検討において単独のSEAを適用していない点については、FPIAおよびSAFARIの一次共振周波数が存在する周波数帯(1/3オクターブバンド)は、対象構造のモード密度が低く、SEAの性質上精度が劣ることによる。対象モデルのモード密度は表7-5に示す通りであり、本解析においては250Hz以下ではSEAの適用が不適切であることがわかる。

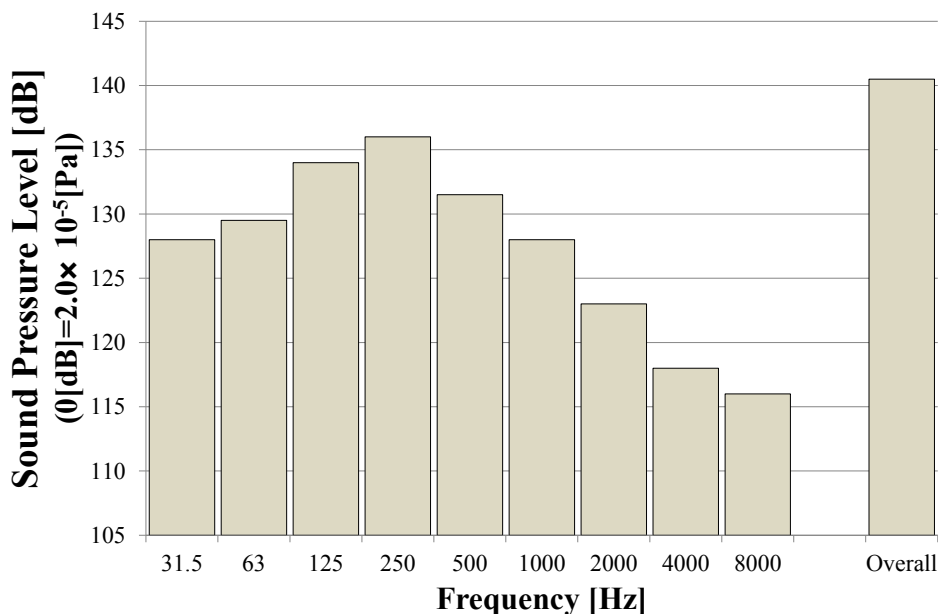


Figure 7-7. Sound pressure level inside fairing with acoustic blanket (H-IIA204)

Table 7-4. Parameter used for the SPICA vibroacoustic analysis

Parameter	Symbol	Value
Area (Top Surface)	A	1.82 m ²
Material	–	Aluminium Alloy
Young's modulus	E	6.82e+10 Pa
Mass (FPIA)	M_F	245.8 kg
Mass (SAFARI+IOB)	M_{S+I}	51.8 kg
Sonic speed	c_0	340 m/s
Air density	ρ_0	1.27 kg/m ³
Poisson's ratio	ν	0.33
Damping ratio	ζ_r	0.01 (all mode)
Node number	-	315

Table 7-5. The mode density of the FPIA

Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density	Center Freq. in 1/3 Oct. band [Hz]	Mode Density
20	0	160	2
25	0	200	1
31.5	0	250	7
40	0	315	6
50	0	400	4
63	1	500	9
80	1	630	11
100	1	800	12
125	1		

7.4.2 動質量を考慮した入力フォース値の予測解析の概要

次に、動質量を考慮した観測装置取付部の入力フォース値の予測解析を実施する。評価対象である FPIA を Load 系（搭載部，SAFARI+IOB）と Source 系（被搭載部）に分ける。Load 系に対し， M_L を剛質量， m_{ek} を k 次モードの有効質量， ω_k を k 次モードの固有角周波数， r_k を角周波数比 (ω/ω_k)， ζ_k を k 次モードの減衰比， j を虚数単位とすると，Load 系の動質量は式 (7-1) にて表される [64].

$$\underline{M}_L(\omega) = M_L \left\{ 1 + \sum_{k=1}^n \left(\frac{m_{ek} r_k^2}{M_L (1 - r_k^2) + 2j\zeta_k r_k} \right) \right\} \quad (7-1)$$

一方，入力フォース $F_b(\omega)$ ，入力加速度 $A_b(\omega)$ および動質量の関係は式 (7-2) にて表される。

$$\underline{M}_L(\omega) = \frac{F_b(\omega)}{A_b(\omega)} \quad (7-2)$$

したがって，入力フォース $F_b(\omega)$ は，入力加速度 $A_b(\omega)$ および動質量の積で求めることができ，その最大値 $F_{max}(\omega)$ がフォースリミット条件 F_{spec} となる。なお，入力加速度は音響励起ランダム振動応答の数値解析結果（スペック化された環境条件ではなく，振動応答値）を用いる。

$$F_{spec} = \max(F_b) \quad (7-3)$$

さらに，本章では，式 (7-3) から求めたフォースリミット条件の妥当性評価のため，NASA で提案されたフォースリミット条件算出の手法である半経験式法（Semi-Empirical method）との比較を行う。半経験式法では，過去の試験結果から経験的に求められるパラメータ（経験定数 C 値）を用いて，フォースリミット条件を算出する簡易な手法である [82]。C 値とフォースリミット条件 F_{spec} ，剛質量 M_L およびランダム振動環境条件 $A_{spec}(\omega)$ の関係を式 (7-4) に示す。 $A_{spec}(\omega)$ は，リミット対象周波数におけるランダム振動環境条件を意味する。

$$C^2 = \frac{F_{spec}}{M_L^2 \cdot A_{spec}} \quad (7-4)$$

C 値は経験的に $C^2 < 5$ (多くは2~5) として知られている [82]. 本章では, 式 (7-3) から求めたフォースリミット条件から C 値を算出し, NASA が実験結果から算出している C 値 [82] との比較から妥当性を評価する.

ここで, 本章の評価対象となる Load 系である SAFARI+IOB の固有値解析は, Load 系と Source 系のインターフェース点であるモデル上 3 ノード (IOB : Instrument Optical Bench とのインターフェース 3 点, 図 7-8 黄印) を 6 自由度剛固定とした. 本モデルの質量は 51.8 kg である. 固有値解析は, MSC.Nastran2012.1 を用いて実施した. 構造数学モデルの固有値を表 7-6 に示す. FPIA の固有値解析と同様に, 振動応答に寄与する有効質量の大きいモード (有効質量比 1% 以上) を抜粋して記載している. 固有値解析結果より, フォースリミットの対象は, Load 系の振動モードとして支配的になる (有効質量が大きい) 3 次モード (169.2 Hz) とした.

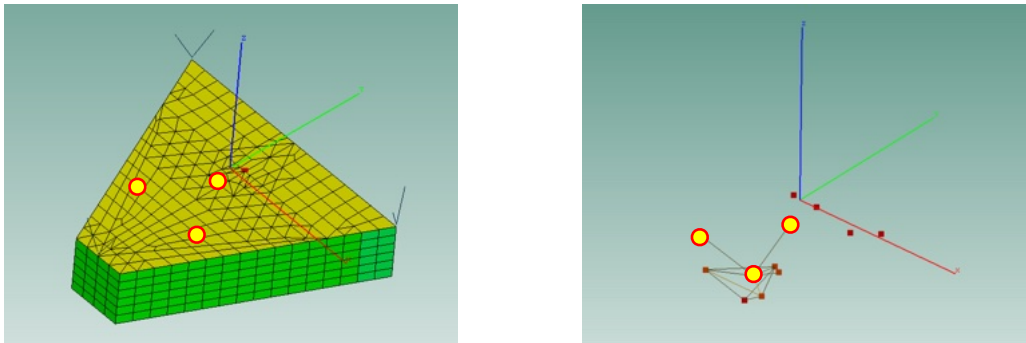


Figure 7-8. The finite element model of the FPIA/SAFARI ©JAXA/ESA

Table 7-6. The eigenvalues and effective masses of load structure

Mode	Freq.[Hz]	Z-axis Effective Mass Ratio[%]
1	101.3	8.9
3	169.2	83.7
5	242.8	2.8
6	253.8	3.0

7.4.3 数値解析の結果および評価

7.4.1 項の数値解析条件に基づき、H-IIA ロケット 204 型の最大予測フライト環境に対し、FEA-SEA 統合法を用いて算出した FPIA 上 SAFARI 搭載位置 3 点の面外 Z 軸方向ランダム振動応答および応答の包絡線 (Envelope) を図 7-9 に示す。設計初期に規定された経験則によるランダム振動環境条件は、認定試験レベル (Qualification Test Level, QT) に対して要求されているため、図 7-9 に示す解析結果には QT 評価用の +3 dB のマージンと、構造数学モデルの不確かさを考慮した +4 dB のマージン (ESA から提示) を含めている。本結果より、評価対象である搭載位置 3 点の振動応答のばらつきは小さく、応答最大値も同等であることがわかる。また、FEA-SEA 統合法の適用から推測される最大予測フライト環境は、20 Hz から 800 Hz の実効値で 10.6 Grms である。続いて、境界要素法 (BEM) および FEA-SEA 統合法を用いた、FPIA 上 SAFARI 搭載位置 3 点の面外 Z 軸方向ランダム振動応答 (3 点の平均値) を図 7-10 に示す。この結果、93 Hz の主要ピークにおいて FEA-SEA 統合法の方が応答値が大きくなる傾向が見られるが、応答実効値としては、BEM (2.7 Grms) および FEA-SEA 統合法 (2.73 Grms) とともに有意差は認められない。したがって、ここでは、環境条件をより緩和することを目的に、BEM 解析結果の包絡線に構造数学モデルの不確かさを考慮し、+4 dB のマージンを加えて作成したランダム振動環境条件 (Specification) を提案する環境条件として規定する。

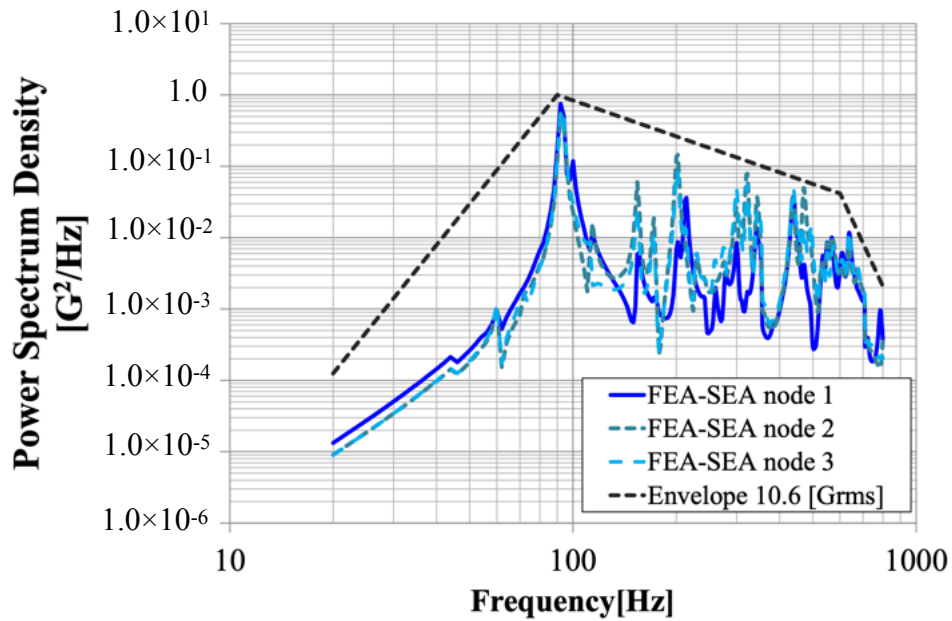


Figure 7-9. Comparison of the analysis results of three interface points by FEA-SEA

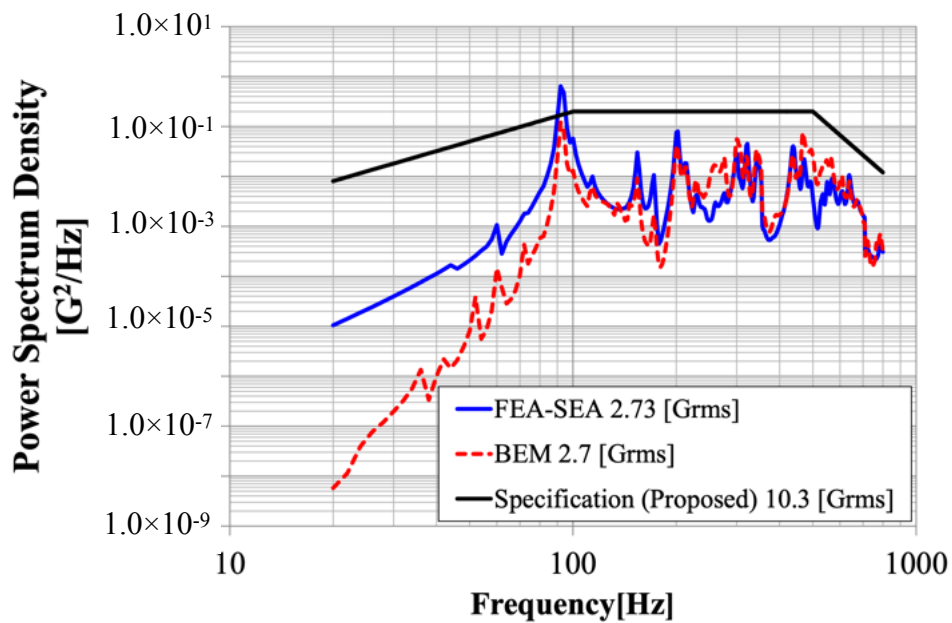


Figure 7-10. Comparison of the analysis results by FEA-SEA, BEM and proposed specification

図7-10において、FEA-SEA 統合法を用いた解析結果について環境条件の逸脱が見られる。実際のランダム振動試験で逸脱が発生した場合、ランダム応答スペクトラム (Random Response Spectrum, RRS) 解析にて逸脱の評価を行う [60]。RRS 解析は、1 自由度系に加速度 PSD を入力した際の応答の実効値を求める手法であり、音響試験時に機器や構体等のクリティカルな共振周波数によって作用した力の実効値が、ランダム振動環境条件で作用する力の実効値を越えなければ、機器に対して環境条件の逸脱は問題はないと判定する手法である。3.3.2 項で示したとおり、RRS 解析は、式(7-5)に示す Miles の式を用いることで、近似的に計算することが可能である。ここで、 Q を共振倍率、 $S_a(\omega_r)$ を入力加速度 PSD、 ζ_r を減衰比とする。

$$\ddot{x}_{rms} \approx \sqrt{\frac{\omega_r Q}{4} S_a(\omega_r)} \quad (7-5)$$

$$Q = \frac{1}{2\zeta_r} \quad (7-6)$$

FEA-SEA 統合法を用いた解析結果の逸脱箇所の評価を行うため RRS を実施した。図7-11に RRS 解析評価結果を示す。これより、RRS 解析 (Q 値=10) を適用した結果、FEA-SEA 統合法を用いた解析結果は環境条件に収まると判断し、図7-10に示す 10.3 Grms を予測される環境条件として提案した [80]。以上より、提案手法を適用することで、概念設計時にランダム振動環境を簡易に予測可能であるといえる。特に、複雑な構造数学モデルをもとに長時間 BEM 解析を実施しなくとも、限られた情報からの簡易な環境条件作成が可能であり、宇宙機の開発初期フェーズである設計の上流工程において有用な手法であると考えられる。

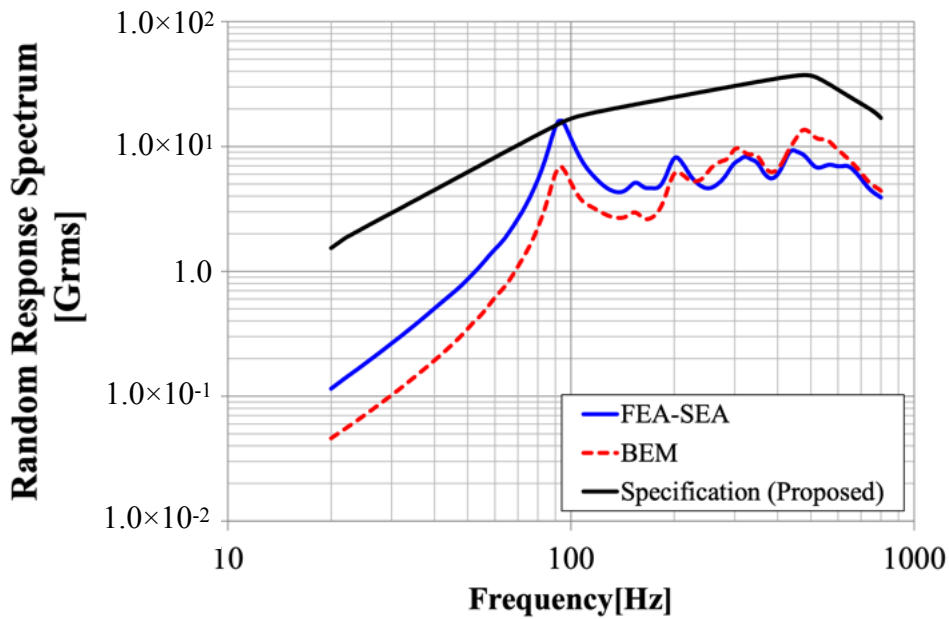


Figure 7-11. The RRS results of FEA-SEA, BEM and proposed specification

続いて、動質量を考慮した観測装置取付部の入力フォース値の予測解析結果を示す。式(7-1)を用いて計算された Load 系の動質量を図7-12に示す。表7-7に示すとおり、Load 系の有効質量が支配的となる169.2 Hzにて動質量も最大となることがわかる。ここで、フォースリミット条件の算出に必要な入力フォース $F_b(\omega)$ は、入力加速度 $A_b(\omega)$ (図7-10) および動質量 (図7-12) の各周波数成分毎の積で求めることができ、図7-13となる。ここでは、規定したランダム振動環境条件および FEA-SEA 統合法、境界要素法 (BEM) の2手法を用いて算出した振動応答値を用いた。本結果より、評価対象である169.2 Hzにおいて、実環境 (音響負荷時の入力フォース) に対し、試験環境 (環境条件より算出される入力フォース) が過大であることがわかる。すなわち、図7-13の結果より、169.2 Hzにおける入力フォース値 (FEA-SEA または BEM) をフォースリミット条件として適用することで、過大または過小な負荷となることなく試験を実施することが可能である。

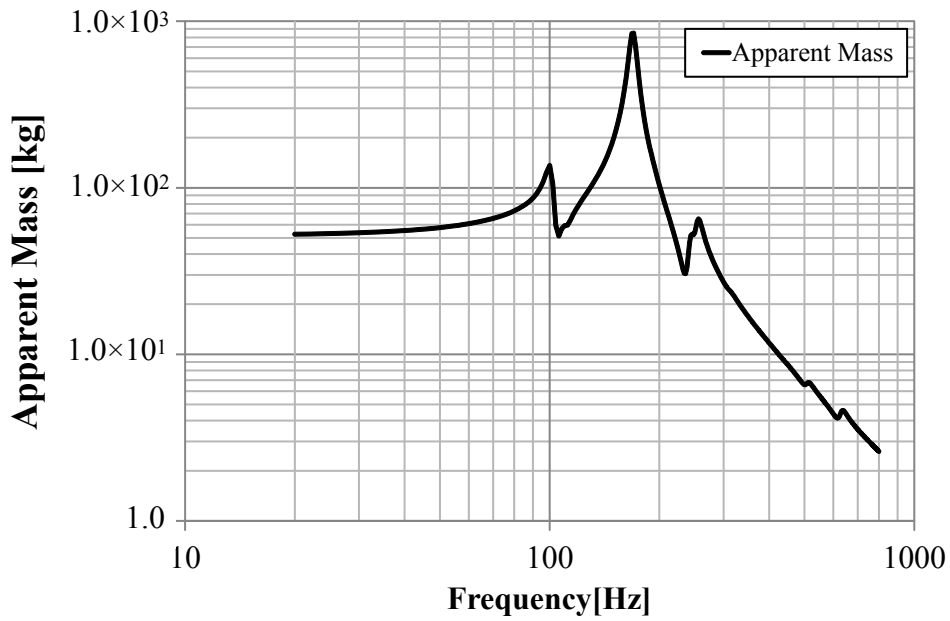


Figure 7-12. Apparent Mass of Load (SAFARI + IOB)

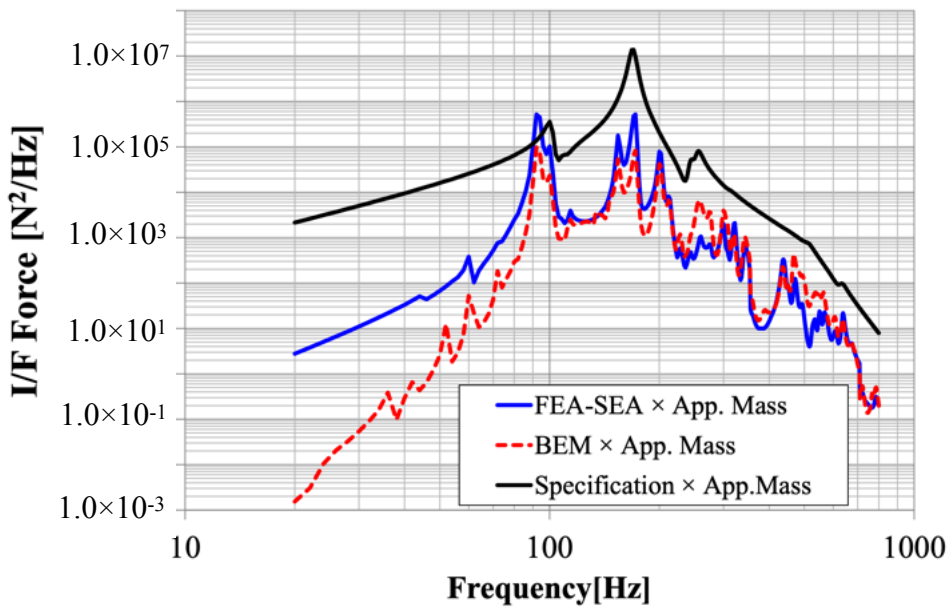


Figure 7-13. Comparison of the interface environment (interface force)

FEA-SEA 統合法を適用した場合には、重心相当加速度 (COG Acc.) が 13.3 Grms となり、リミット制御なしの試験と比較し 6.3 dB の負荷低減を実現できる。また、BEM を適用した場合には、重心相当加速度が 8.4 Grms となり、リミット制御なしの試験と比較し 10.2 dB の負荷低減を実現できる。各手法に対し、NASA が提案する半経験式法で使用される、過去の試験結果から経験的に求められるパラメータ (C 値) を算出すると、それぞれ C^2 が 3.8, 1.9 となり、半経験式法と比較しても妥当性があることが確認できる。なお、いずれの手法を選択した場合にも、50% 以下の低減量を実現可能であり、設計開発に有効な結果となる [80]。表 7-7 に解析結果を纏める。

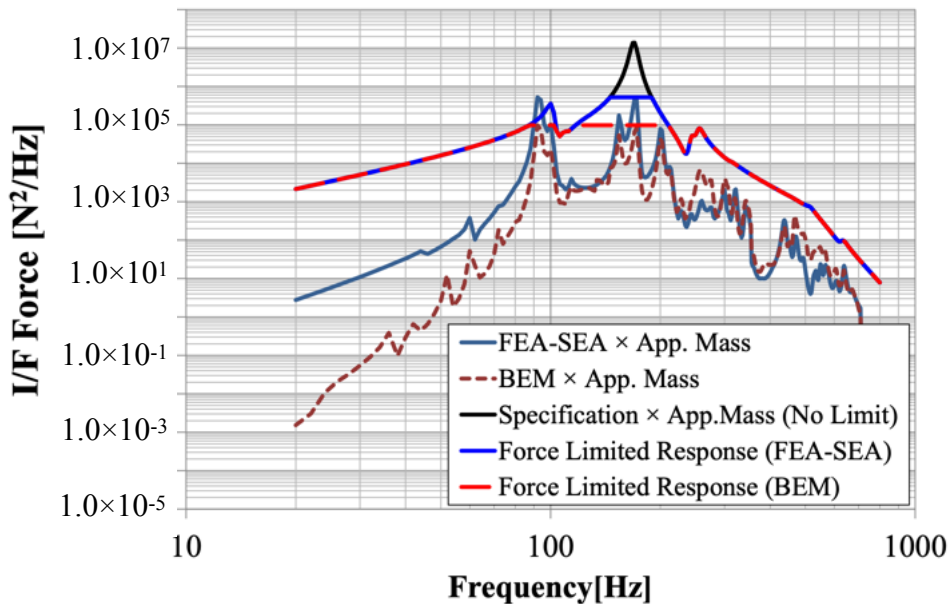


Figure 7-14. Comparison of the interface environment (interface force) with limit load

Table 7-7. The analysis results of COG acceleration and reduction

Method	C^2	COG Acc. [Grms]	Reduction [dB]
No-Limit	-	27.3	-
FEA-SEA	3.8	13.3	6.3
BEM	1.9	8.4	10.2

7.5 結言

本章では、次世代赤外線天文衛星 SPICA に搭載される遠赤外線観測装置 SAFARI のランダム振動環境条件の検討において、ミッション要求の実現および、再設計および再試験に要するコストやスケジュールへの影響を削減することを目的として実施した。第6章の研究成果に基づいた、音響励起ランダム振動応答の予測解析および設計条件設定の実機適用例を示した。本章の成果として、結論を以下に纏める。

- (1) モード座標変換を用いた FEA-SEA 統合法を用いることで、新規構造を有する宇宙機に対しても、限られた情報から対象周波数全域において簡易に環境条件の作成が可能であり、開発初期において有用な手法であるといえる。本検討で対象とした搭載機器に対しては、経験則により規定されたランダム振動環境条件 21.1 Grms に対し、10.3 Grms を予測される環境条件として提案した。
- (2) 搭載機器の動質量を考慮した、最大予測入力フォース値の算出結果より、振動試験時にフォースリミット手法を取り入れることにより、重心相当点における加速度実効値についてリミット制御無しの条件と比較し、約 6 dB の負荷低減が可能 (FEA-SEA 統合法による予測結果を適用した場合) であることを解析結果から示した。また、BEM 解析の結果を適用した場合には、重心相当加速度が 8.4 Grms となり、リミット制御なしの試験と比較し 10.2 dB の負荷低減となることを示した。
- (3) FEA-SEA 統合法と BEM 解析結果の各手法に対し、NASA 提案の半経験式法で使用される、過去の試験結果から経験的に求められるパラメータ (C 値) を算出すると、それぞれ C^2 が 3.8, 1.9 となり、経験値と比較しても妥当性が確認できる。なお、いずれの手法を選択した場合にも、50% 以下の低減量を実現可能であり、設計に有効な結果であることを示した。

第 8 章

結論

8.1 本論文の結論

本論文は、宇宙機開発において肝要な技術となる、宇宙機設計の上流工程に寄与する音響励起ランダム振動応答解析手法の開発と確立を目指し、フェアリング内部音圧の空間相関に着目した実音響環境における構造振動応答の評価手法と、宇宙機の音響負荷とランダム振動負荷に対する構造モード毎の振動応答への寄与度の比較手法と、音響環境下における構造振動応答の簡易予測手法について、研究成果を纏めた。

第 1 章は、本研究の背景と意義、宇宙機の開発プロセスおよび設計の上流工程における搭載機器の設計課題について述べ、本研究の目的と論文構成を示した。

第 2 章では、宇宙機が曝されるロケット打上げ時の実音響環境について、フェアリング内部の音圧観測点数の制約を考慮した音圧測定値から算出する空間相関の期待値の推定法を提案し、理論拡散音場を用いた数値シミュレーションにて提案手法を検証した。また、推定した空間相関の期待値に対し、音圧観測点数を考慮した空間的な信頼区間の計算方法を提案し、これを音響加振における構造モード毎の振動応答への寄与度を表すジョイントアクセプタンスの計算過程に取り入れ、不確定量を含む振動応答の評価手法を提案した。さらに、提案手法をロケット打上げ時の実測音圧データへ適用し、実音響環境における計算結果と拡散音場を用いた理論解の比較により、宇宙機が曝される音響振動環境に対する検証手段としての拡散音場の妥当性を明らかにした。また、従来の拡散音場が変わる効率的な設計検証手段の実用性評価に対し、音場の音圧空間相関および構造振動応答に着目し、実音響環境に対して安全側かつ有効な試験手法であるかの判断が重要であることを示した。

第 3 章では、音響負荷と共に構造伝搬によるランダム振動も無視できない構造を有する宇宙機に対し、加振源であるフェアリング内部の音圧および機器取付点の加速度からの搭載機器の振動応答への寄与度がジョイントアクセプタンスや有効質量にて表現出来ることに着目し、機器設計時に評価対象となる構造モード毎に支配的な環境条件を判断するための比較手法を提案した。また、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、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寄与度の違いを判定し、設計条件を簡易に検討できることを示した。特に、提案手法と従来手法を比較し、解析に用いるパラメータの見積り精度の改善から、実用性を明らかにした。

続いて、第 4 章から第 6 章では、宇宙機設計の上流工程において限られた情報から計算可能となる音響励起ランダム振動応答の簡易予測手法について研究を行った。

第 4 章では、第 1 章および第 3 章で示したジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析について、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、音響放射効率と固有振動モード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、数値積分を簡略化したジョイントアクセプタンスの計算式を提案した。数値解析にて理論検証を行うとともに提案手法を宇宙機の構体パネルへ適用し、コインシデンス周波数以上において 1 dB 以内で従来手法と一致すること、また音響加振実験におけるランダム振動応答との周波数傾向の一致から、対象構造に対する有効性を明らかにした。

第 5 章では、ジョイントアクセプタンスを用いた音響励起ランダム振動応答解析の高効率化を目指し、拡散音場の加振力と一様デルタ相関力の類似性に着目し、各加振に対するジョイントアクセプタンスの関係性を波数変換による理論展開にて表現し、一様デルタ相関加振を適用した拡散音場加振時の応答解析手法を提案した。また、提案手法を複数の境界条件を与えた平板の構造数学モデルへ適用し、数値積分と比較した結果、境界条件に依らず、構造のコインシデンス周波数以上において周波数傾向が 1.5 dB 以内で一致しており、かつ安全側の予測結果となることから、対象とした平板構造に対する有効性を明らかにした。

第 6 章では、宇宙機搭載機器の一次共振周波数が存在する 300 Hz 以下の低周波数から中周波数領域における振動応答解析の高精度化と高効率化を目的に、Langley らにより提案された有限要素解析 (FEA) と統計的エネルギー解析 (SEA) を結合する

FEA-SEA 統合法（ハイブリッド法）の宇宙機構造への適用に向けた理論検討を行った。まず、拡散音場加振を受ける平板構造の音響励起ランダム振動応答解析について、モード座標変換を用いた FEA-SEA 統合法の解析方法を示し、振動応答へ主に寄与する動剛性行列の対角成分のみに着目した応答解析の効率化を提案した。また、提案手法を宇宙機の構体パネルへ適用し、音響加振実験による理論検証を行うとともに、SEA ベースの宇宙機設計開発ツールによる音響励起ランダム振動応答解析結果との比較により平板として模擬可能な宇宙機構体パネルへの実用性を明らかにした。

第 7 章では、次世代赤外線天文衛星 SPICA 搭載機器のランダム振動環境条件の検討において、第 6 章までの研究成果に基づいた、FEA-SEA 統合法を適用した音響励起ランダム振動応答の予測解析および設計条件設定の実機適用例を示した。この結果、経験的に設定されていたランダム振動環境条件（加速度実効値 21.1 Grms）に対し、10.3 Grms まで低減可能であることを解析結果から示した。また、搭載機器の動質量を考慮した、最大予測入力フォース値の算出結果より、振動試験時にフォースリミット手法を取り入れることにより、重心相当点における加速度実効値についてリミット制御無しの条件と比較し、約 6 dB の負荷低減が可能（FEA-SEA 統合法による予測結果を適用した場合）であることを解析結果から示した。

本論文に纏めた研究成果は、宇宙機の設計工程への適用や、宇宙機開発において肝要な技術を集約している設計標準文書へ反映されており、近年の宇宙機開発において積極的に議論されている搭載機器のランダム振動環境に対する設計条件の緩和に貢献している。図 8-1 に本論文の研究成果と宇宙機開発への適用例を纏める。

8.2 今後の課題

本論文は、有限要素解析（FEA）や統計的エネルギー解析（SEA）に基づく、ジョイントアクセプタンスや FEA-SEA 統合法等、基礎方程式や構造数学モデルに基づき、宇宙機設計の上流工程にて、効率的に音響励起ランダム振動応答予測が可能な解析手法の研究を行った。本研究では、宇宙機構体が主に平板で構成されていることを考慮し、対象構造は平板として模擬可能な宇宙機構体パネルとしたが、ロケットのフェアリングに代表される曲率を有する円筒構造への解析手法の拡張と実機への適用検討については今後の課題である。また、最近の機械工学分野では、計算機性能の向上や大規模データの整備・活用の観点から、機械学習や深層学習等のデータ分析手法に関する

る研究が積極的に行われている。これらの分析手法の活用は不確定性（構造数学モデルにてモデル化困難な機器内部の電子基板やケーブル類等の情報）を含む実測データに基づく帰納的な予測が可能と考えられ、より一層の予測精度向上に向けた解決方法の一つになると期待できるが、前提となる学習データの精度や予測モデルの妥当性、新規構造への適用性等の議論も含め、宇宙機の実機適用については今後の課題である。

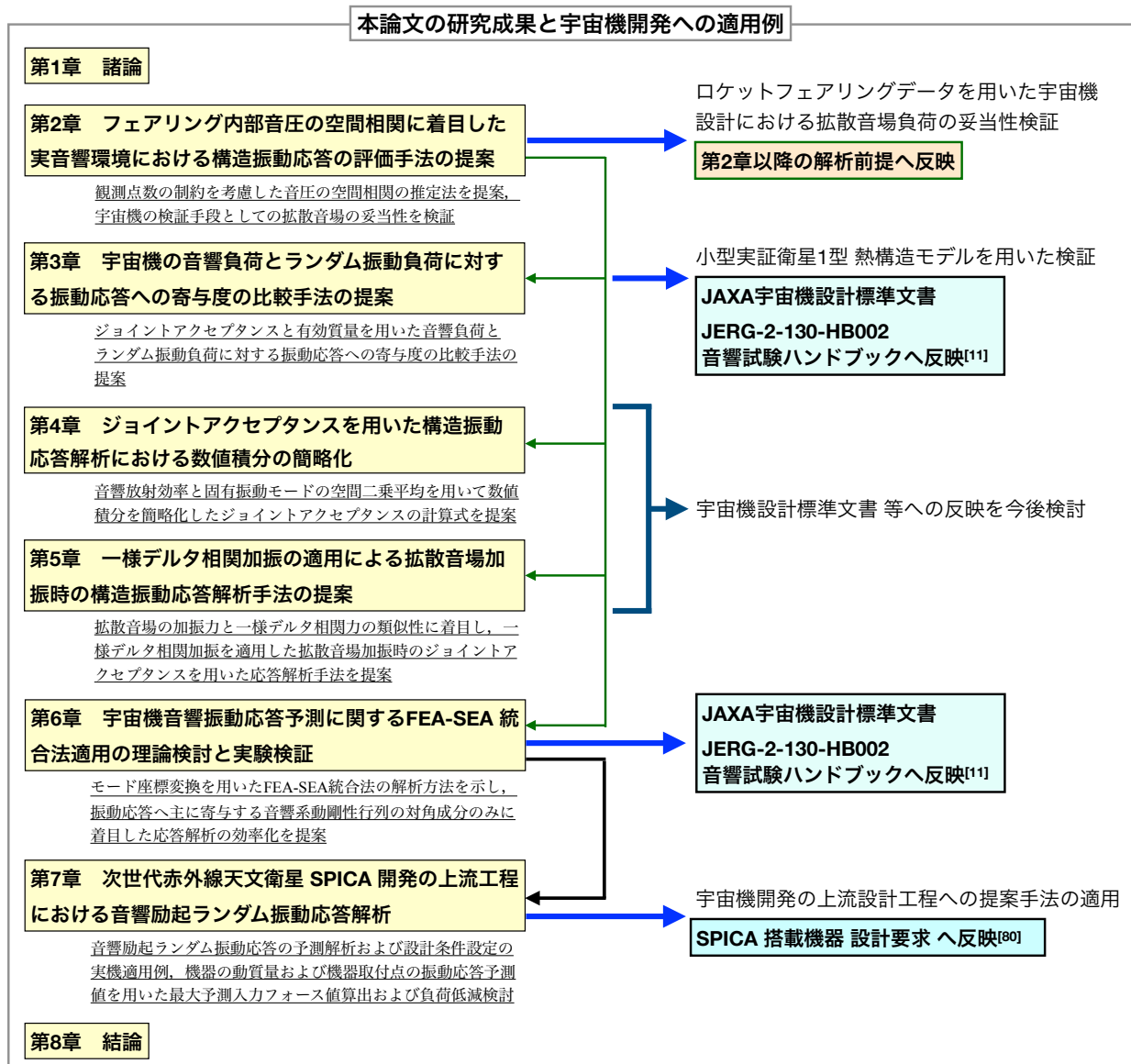


Figure 8-1. Research results and examples of application to spacecraft development

参考文献

- [1] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), システムズエンジニアリングの基本的な考え方, BDB-06007(2007).
- [2] National Aeronautics and Space Administration (NASA), Managing NASA in the Apollo era, NASA SP-4102(1982).
- [3] National Aeronautics and Space Administration (NASA), NASA Space Flight Program and Project Management Handbook, NASA SP-2014-3705(2014).
- [4] 文部科学省 科学技術・学術審議会 宇宙開発利用部会 (第 41 回), GCOM-W 及び GPM/DPR 定常運用の成果とプロジェクト 終了審査の結果について, 資料 41-1(2018).
- [5] National Aeronautics and Space Administration (NASA), Acoustic Loads Generated by the Propulsion System, NASA-SP-8072(1971).
- [6] 時田保夫, 音の環境と制御技術 第 I 巻 基礎技術, フジ・テクノシステム (2000).
- [7] National Aeronautics and Space Administration (NASA), Spacecraft Dynamic Environments Testing, NASA-HDBK-7008(2014).
- [8] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), 宇宙機一般試験標準, JERG-2-130D(2022).
- [9] Fransen, S., Yamawaki, T., Akagi, H., Eggens, M. and van Baren, C., Derivation of Design Loads and Random Vibration Specifications for Spacecraft Instruments and Sub-Units, 13th European Conference on Spacecraft Structures, Materials and Environmental Testing, Braunschweig, Germany(2014).
- [10] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), 宇宙転用可能部品の宇宙適用ハンドブック (共通編), JERG-0-052A(2016).
- [11] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), 音響試験ハンドブック, JERG-2-130-HB002C(2022).
- [12] National Aeronautics and Space Administration (NASA), Dynamic Environmental Criteria, NASA-HDBK-7005(2001).
- [13] Mitsubishi Heavy Industries, Ltd, H-IIA User's Manual, YET04001(2015).

- [14] 河野秀文, 鎌田誠, 中村敏夫, 宇宙ステーション補給機 (HTV) STM システム機械環境試験の概要と得られた知見, 三菱重工技報, Vol.45, No.4, pp. 31-35(2008).
- [15] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), Epsilon Launch Vehicle ユーザーズマニュアル A 改訂 (2018).
- [16] Space Exploration Technologies Corporation, Falcon User's Guide(2021).
- [17] Arianespace, Ariane 5 User's Manual Issue 5 Revision 2(2016).
- [18] Arianespace, SSMS VEGA C User's Manual Issue 1 Revision 0(2020).
- [19] William O. Hughes, Mark E. McNelis, Aron D. Hozman and Anne M. McNelis, The Development of the Acoustic Design of NASA Glenn Research Center's New Reverberant Acoustic Test Facility, 26th Aerospace Testing Seminar Proceedings(2011).
- [20] Larkin, P., An Innovative Acoustic Test Method for the Faster, Better, Cheaper Environment, Proceedings of 19th Aerospace Testing Seminar, Manhattan Beach, CA(2000).
- [21] Maahs, Gordon., Direct Field vs Reverberant Field Acoustic Testing, Proceedings of Spacecraft and Launch Vehicle Dynamics Environments Workshop, El Segundo, CA(2009).
- [22] Cotoni, V., Gardner, B., Kolaini, A.R., Numerical Simulation of Pressure Field in a Direct Field Acoustic Test Setup, Proceedings of Spacecraft and Launch Vehicle Dynamic Environments Workshop, El Segundo, CA(2012).
- [23] 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, pp 818-824(2010).
- [24] Kolaini, A. R., Doty, B. and Chang, Z., Impact of acoustic standing waves on structural responses : Reverberant Acoustic Testing (RAT) vs Direct Field Acoustic Testing (DFAT), 27th Aerospace Testing Seminar Proceedings(2012).
- [25] Larkin, P. and Goldstein, B., Direct field acoustic test (DFAT) recommended practice, 25th Aerospace Testing Seminar Proceedings(2009).
- [26] Jacobsen, F. and Roisin, T., The coherence of reverberant sound fields, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.108, No.1, pp.204-210(2000).
- [27] 空野正明, 伊藤徳政, 中川敬三, 加藤松明, 安藤成将, 森宗明, 笠原希仁, 佐々木俊崇, 矢野力, 板橋孝昌, 第一期水循環変動観測衛星「しずく」の開発 (<特集>第一期水循環変動観測衛星 (GCOM-W1) 「しずく」 第 1 回), 日本航空宇宙学会誌, Vol.62, No.1, pp.14-19(2014).

- [28] National Aeronautics and Space Administration/Goddard Space Flight Center (NASA/GSFC) , General Environmental Verification Standard, GSFC-STD-7000A(2013).
- [29] U.S. Department of Defense, Test Requirements for Launch, Upper-Stage, and Space Vehicles, MIL-STD-1540E(2004).
- [30] Forgrave, J. C., Man, K. F., and Newell, J. M., Acoustic and Random Vibration Test Tailoring for Low-Cost Missions, In Annual Technical Meeting-Institute of Environmental Sciences and Technology, Vol. 44, pp. 165-171(1998).
- [31] William, F., A Comparison of Acoustic and Random Vibration Testing of Spacecraft, Proceedings of Institute of Environmental Sciences, pp 44-53(1974).
- [32] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), 構造設計標準 JERG-2-320A(2011).
- [33] Himelblau, H., C. Fuller and T. Scharon, Assessment of Space Vehicle Aeroacoustic Vibration Prediction, Design and Testing, NASA CR-1596(1970).
- [34] Wilby, J.F. and Pope, L.D., Prediction of the Acoustic Environment in the Space Shuttle Payload Bay, Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 17, No. 3, pp. 232-239(1980).
- [35] 三津間秀彦, 久保田裕二, 桑尾文博, 音響環境下における大形衛星の振動予測法に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No.537, pp.1485-1491(1991).
- [36] Lyon, R.H. and DeJong, R.G., Theory and Application of Statistical Energy Analysis, Butterworth-Heinemann, New York(1995).
- [37] Lee, Y. A., et al, Vibroacoustic Payload Environment Prediction System (VAPEPS), Vol. 1 to 5, NASA CR-166823(1984).
- [38] AutoSEA Theory and Quality Assurance Manual Volume 1, Section 1, Vibroacoustic Sciences Limited(1991).
- [39] 安藤成将, 統計的エネルギー解析による音響励起ランダム振動解析の高精度化と宇宙機設計への応用に関する研究, 博士論文, 東京工業大学 (2006).
- [40] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), 音響振動解析システム (JANET) 理論マニュアル (利用者編) B 版 (2006).
- [41] Turner, M.J., Clough, R.W., Martin, H.C., and Topp, L.J., Stiffness and Deflection Analysis of Complex Structures, Journal of the Aeronautical Sciences, vol.23, pp.805-823(1956).
- [42] Brebbia, C.A., S. Walker, Boundary Element Techniques in Engineering, Butterworth & Co. Ltd., London, England(1980).

- [43] Bremner, P. G., Langley, R. S., Exploring mid - frequencies with a "hybrid statistical energy analysis" method, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.102, Issue 5, pp.3089-3090(1997).
- [44] Langley, R. S., Bremner, P. G., A hybrid method for the vibration analysis of complex structural-acoustic systems, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol.105, Issue 3, pp.1657-1671(1999).
- [45] Shorter, P. J. and Langley, R. S., On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading, *Journal of the Acoustical Society of America* 117, pp.85-95(2005).
- [46] Langley, R. S., 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), pp.913-921(2007).
- [47] Shorter, P. J. and Langley, R. S., Vibro-acoustic analysis of complex systems, *Journal of Sound and Vibration* 288, pp.669-699(2005).
- [48] Niwa, T., Takahashi, D. and Shi, Q., Review JAXA Test Standard by the Lesson's Learned from Ground Test non-conformance database, 28th Aerospace Testing Seminar Proceedings(2014).
- [49] Morrow, C.T., Point-to-point correlation of sound pressures in reverberation chambers, *Journal of Sound and Vibration*, No.16 (1), pp. 29-42(1971).
- [50] 河口万由香, 伊達惇, 最小二乗法の精度低下現象の解析, 北海道大学工学部研究報告, Vol.128, pp.113-121(1985).
- [51] Akaike, H., Information theory and an extension of the maximum likelihood principle, *Proceedings of the 2nd International Symposium on Information Theory* (B.N. Petrov and F. Csaki, eds.). Akadémia Kiado, Budapest, Hungary, pp. 267-281(1973).
- [52] 坂元慶行, 石黒真木夫, 北川源四郎, 情報量統計学, 共立出版, pp.27-53(1983).
- [53] Corcos, G.M., Resolution of pressure in turbulence, *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 35, No. 2, pp. 192-199(1963).
- [54] Hwang, Y.F. and Maidanik, G., A wavenumber analysis of the coupling of a structural mode and flow turbulence, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 142, No. 1, pp. 135-152(1990).
- [55] Walpole, R. E., Myers, R. H., Myers, S. L. and Ye, K., *Probability and statistics for engineers and scientists* (Vol. 9), Pearson Education(2011).
- [56] Doncaster, B., Shulman, J., 2016 Nano/Microsatellite Market Forecast, SpaceWorks Enterprises, Inc.(2016).

- [57] Mori, O., Tsuda, Y., Sawada, H., Funase, R., Saiki, T., Yamamoto, T., YONEKURA, K., Hoshino, H., Minamino, H., Endo, T., Shirasawa, Y., Mimasu, Y., Ono, G., Kawaguchi, J., Development and Operation Summary of World's First Solar Power Sail IKAROS. The Journal of Space Technology and Science, Vol. 27, No.1, p.20-37(2013).
- [58] 大谷崇, 堀川雄太, 村上尚美, 中島佑太, 小型実証衛星 4 型 (SDS-4) の開発 (〈特集〉小型実証衛星プログラム 第 4 回), 日本航空宇宙学会誌, Vol.61 No.11, 365-371(2013).
- [59] 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, No.12, pp.1130-1135(1958).
- [60] Spanos, P.D. et al., Spectral Representation of High-Frequency Space Shuttle Data, Journal of Aerospace Engineering, Vol. 7, No. 3 , pp. 314-326(1994).
- [61] Miles, J.W., On Structural Fatigue Under Random Loading, Journal of the Aeronautical Sciences, November, p. 753(1954).
- [62] J.J.Wijker, Spacecraft Structures, Springer(2008).
- [63] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), 小型副衛星用 H-IIA ユーザーズマニュアル, JERG-4-010(2004).
- [64] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA), フォースリミット振動試験ハンドブック, JERG-2-130-HB004C(2017).
- [65] D.E.Newland, An Introduction to Random Vibrations, Spectral & Wavelet Analysis: Third Edition, Prentice Hall(1996).
- [66] 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(2010).
- [67] Frank Fahy, Sound and Structural Vibration, Academic Press(1985).
- [68] Earl G Williams, A series expansion of the acoustic power radiated from planar sources, Journal of the Acoustical Society of America, Vol.73, No.5, pp 1520-1524(1983).
- [69] Mark E. McNelis, A Modified VAPEPS Method for Predicting vibroacoustic Response of Unreinforced Mass Loaded Honeycomb Panels, NASA Technical Memorandum 101467(1989).
- [70] 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, pp. 751-757(2006).

- [71] Roussos, L.A., Noise transmission loss of a rectangular plate in an infinite baffle, NASA Technical Paper 2398, pp4-6(1985).
- [72] Ichchou, M.N., Hiverniau, B. and Troclet, B., Equivalent ‘rain on the roof’ loads for random spatially correlated excitations in the mid-frequency range, Journal of Sound and Vibration, Vol.322, Issues 4-5, pp. 926-40(2009).
- [73] Rochambeau, M., Ichchou, M.N. and Troclet, B., Modeling of random aerodynamic loads applied on fluid-structure coupled systems using rain-on-the-roof equivalent excitation, Engineering Computations, Vol.28, Issue 4, pp.472-491(2011).
- [74] Alan, J.and Daniel, Z., Table of integrals, series, and products , Eighth Edition, Academic Press. p.725(2014).
- [75] Cremer, L., Heckl, M. and Ungar, E. E., Structure-borne sound : structural vibrations and sound radiation at audio frequencies, Second Edition, Springer-Verlag, p.534(1987).
- [76] Mehta, M.L., Random Matrix, Academic Press, San Diego(1991).
- [77] 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, pp. 2485-2491(2005) .
- [78] Nakagawa, T., Matsuhara, H., Kawakatsu, Y., and SPICA Team, The next-generation infrared space telescope SPICA, Proceedings of SPIE Vol. 8442, Space Telescopes and Instrumentation 2012(2012).
- [79] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 (JAXA) 宇宙科学研究所 (ISAS), 次世代赤外線天文衛星 SPICA を ESA 中型ミッション 5 号機候補から取り下げ, ウェブリリース, 2020 年 10 月 15 日, ”<https://www.isas.jaxa.jp/topics/002469.html>”, (参照 2024 年 2 月 7 日)
- [80] 山脇敏彦, 水谷忠均, 小松啓治, 後藤健, 竹内伸介, 施勤忠, 赤城 弘樹, 次世代赤外線天文衛星 (SPICA) の放射冷却構造に関わる要素試作とランダム振動, 第 14 回宇宙科学シンポジウム講演集, P2-053(2014).
- [81] 水谷忠均, 山脇敏彦, 小松敬治, 後藤健, 竹内伸介, 松原英雄, 中川貴雄, 高井茂希, 岡林明伸, 榎崎勝弘, 赤外線天文衛星 SPICA のミッション部冷却システムの構造設計, 第 58 回宇宙科学連合講演会講演集, 1G13(2014).
- [82] National Aeronautics and Space Administration (NASA), Force Limited Vibration Testing, NASA-HDBK-7004C(2012).

Appendix A ベータ関数を用いた t 分布の確率密度関数の導出

t 分布の確率密度関数 $f_n(t)$ は、ガンマ関数 $\Gamma []$ を用いて式 (A-1) にて表される [55].

$$f_n(t) = \frac{\Gamma [(n+1)/2]}{\Gamma [(n/2)]\sqrt{\pi n}} \left(1 + \frac{t^2}{n}\right)^{-(n+1)/2} \quad (\text{A-1})$$

ガンマ関数 $\Gamma []$ は、実部が正となる複素数 z ($\text{Re}[z] \geq 0$) に対し、式 (A-2) で定義される関数である.

$$\Gamma [z] = \int_0^{\infty} t^{z-1} e^{-t} dt \quad (\text{A-2})$$

また、ガンマ関数 $\Gamma []$ の性質として、式 (A-3) が成り立つことが知られている.

$$\Gamma [1/2] = \sqrt{\pi} \quad (\text{A-3})$$

一方、実部が正となる 2 つの複素数 x, y ($\text{Re}[x] \geq 0, \text{Re}[y] \geq 0$) に対し、式 (A-4) で定義される 2 変数関数をベータ関数と呼び、式 (A-5) が成り立つ.

$$B [x, y] = \int_0^1 t^{x-1} (1-t)^{y-1} dt \quad (\text{A-4})$$

$$B [x, y] = B [y, x] \quad (\text{A-5})$$

ここで、式 (A-2), 式 (A-4), (A-5) より、式 (A-6) が成り立つ.

$$B[x, y] = \frac{\Gamma[x] \Gamma[y]}{\Gamma[x+y]} \quad (\text{A-6})$$

さらに、式 (A-3)、式 (A-6) より、式 (A-7) が成り立つ。

$$\frac{\Gamma[(n+1)/2]}{\Gamma[(n/2)]\sqrt{\pi}} = \frac{\Gamma[(n+1)/2]}{\Gamma[(n/2)]\Gamma[(1/2)]} = \frac{1}{B[1/2, n/2]} \quad (\text{A-7})$$

したがって、式 (A-1)、式 (A-7) より、t 分布の確率密度関数 $f_n(t)$ は、ベータ関数を用いて式 (A-8) にて表される。

$$f_n(t) = \frac{1}{\sqrt{n} B[1/2, n/2]} \left(1 + \frac{t^2}{n}\right)^{-(n+1)/2} \quad (\text{A-8})$$

学位論文に関連する業績一覧

学術雑誌論文（査読付）

1. 赤城弘樹, 安藤成将, 施勤忠, フェアリング内部音圧の空間相関に着目した宇宙機音響振動評価に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.839(2016), DOI: 10.1299/transjsme.15-00638.
2. 赤城弘樹, 安藤成将, 施勤忠, 一様デルタ相関加振の適用による拡散音場加振時の構造振動応答計算法, 日本機械学会論文集, Vol.80, No.817(2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0269.
3. 赤城弘樹, 安藤成将, 施勤忠, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.808(2013), pp. 4880-4889.
4. 赤城弘樹, 安藤成将, 柳瀬恵一, 施勤忠, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.806(2013), pp.3710-3720.
5. 赤城弘樹, 安藤成将, 柳瀬恵一, 施勤忠, 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, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.802(2013), pp.1960-1969.

学術雑誌論文（依頼）

1. 施勤忠, 赤城弘樹, ロケット打上げ時の音響加振に対する宇宙機設計解析・試験方法 (特集 実環境下での音の発生と伝播), Journal of Japan Society of Fluid Mechanics, No.33, Vol.5(2014-10), pp.445-452.

雑誌論文 (依頼)

1. 赤城弘樹, 宇宙機一般試験標準の改訂活動および試験技術の動向 (特集 航空・宇宙産業における信頼性), 材料試験と環境試験の技術情報誌「TEST」vol.30, 日本試験機工業会, Vol.30(2013), pp.7-9.

国際会議

1. D. Todaka, H. Akagi, Q. Shi, Assessment on Acoustic Test Effectiveness in Reverberant Chamber via Analysis by Wave Number Transform on Normalized Cross Spectrum Density, Proceedings of the 15th European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing, Noordwijk, Netherlands, 28 May-1 June 2018

2. Q. Shi, H. Akagi, S. Ando, Acoustic Test Effective Methods and Recommendations to Excite Structural Vibration Modes Equivalent to those during Launch: Reverberant Field vs. Direct Field, Proceedings of the 27th Aerospace Testing Seminar, Los Angeles, California, USA, 21-23 March 2017

3. Q. Shi, H. Akagi, S. Ando, The reconsideration on test effectiveness by reverberant acoustic test from the point of view on vibration responses to different sound include flight measurement, Proceedings of the 14th European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing, Toulouse, France, 27-30 September 2016

4. Q. Shi, H. Akagi, S. Ando, The effectiveness of reverberant acoustic test by investigating the sound characteristics and vibration responses in comparison between test and flight telemetry acoustic data, Proceedings of the 26th Aerospace Testing Seminar, Los Angeles, California, USA, 27-29 October 2015

5. H. Akagi, S. Ando, Q. Shi, T. Yamawaki, Prediction of the vibroacoustic response of the equipment mounted on the infrared space telescope "SPICA", Proceedings of the 13th European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing, Braunschweig, Germany, 1-4 April 2014 (ESA SP-727, June 2014)

6. S. Fransen, T. Yamawaki, H. Akagi, M. Eggens, C. van Baren, Derivation of design loads and random vibration specifications for spacecraft instruments and sub-units, Proceedings of the 13th European Conference on Spacecraft Structures, Materials & Environmental Testing, Braunschweig, Germany, 1-4 April 2014 (ESA SP-727, June 2014)
7. Q. Shi, K. Yanagase, T. Niwa, D. Takahashi, H. Akagi, An Initiative Study on Ground Test Effectiveness for Space products by JAXA Non-conformance Data Base, 29th International Symposium on Space Technology and Science, Nagoya, Aichi, Japan, 2-9 June 2013, 2013-w-09
8. K. Yanagase, Q. Shi, H. Uchikawa, H. Akagi, K. Maruyama, T. Nishida, The concept of JAXA general test standards for spacecrafts, 29th International Symposium on Space Technology and Science, Nagoya, Aichi, Japan, 2-9 June 2013, 2013-w-08
9. Q. Shi, K. Yanagase, H. Akagi, T. Nishida, Recent activities of JAXA test std updating: major improvements and discussions, 4th International Workshop on Verification and Testing of Space Systems, Turin, Italy, 21-23 May 2013
10. H. Akagi, S. Ando, K. Yanagase, Q. Shi, JAXA activities on prediction of vibroacoustic prediction for panel mounted equipments, Proceedings of the 12th European Conference on Space Structures, Materials & Environmental Testing, Noordwijk, The Netherlands, 20-23 March 2012 (ESA SP-691, July 2012)
11. K. Yanagase, H. Akagi, S. Ando, Q. Shi, Simplified method to predict the diffused acoustical field induced vibration of a spacecraft panel using the joint acceptance, Proceedings of the 26th Aerospace Testing Seminar, Los Angeles, California, USA, 29-31 March 2011, pp9-111-120

国内会議

1. 山脇敏彦, 水谷忠均, 小松敬治, 後藤健, 竹内伸介, 施勤忠, 赤城弘樹, 次世代赤外線天文衛星 (SPICA) の放射冷却構造に関わる要素試作とランダム振動環境評価, 第 14 回宇宙科学シンポジウム, 宇宙航空研究開発機構 (2014 年 1 月), P2-053.
2. 赤城弘樹, 次世代赤外線天文衛星 SPICA 搭載機器のランダム振動環境の予測解析, 第 11 回試験技術ワークショップ, 宇宙航空研究開発機構 (2013 年 11 月), WS11-P03.
3. 赤城弘樹, 安藤成将, 柳瀬恵一, 梶川隆史, 施勤忠, 山脇敏彦, 宇宙機搭載機器のランダム振動環境条件設計手法に関する一考察, 第 56 回宇宙科学技術連合講演会, 日本航空宇宙学会 (2012 年 11 月), 3O01.
4. 赤城弘樹, 音響励起ランダム振動予測手法の SPICA 搭載機器への適用, 第 10 回試験技術ワークショップ, 宇宙航空研究開発機構 (2012 年 11 月), WS10-P01.
5. 畑尾友紀, 熊谷尚孝, 施勤忠, 安藤成将, 赤城弘樹, マリアサブチェンコ, 萩原一郎, FEA-SEA 統合法を用いた宇宙機の音響振動解析, Dynamics and Design Conference 2011, 日本機械学会 (2011 年 9 月), 213.
6. 柳瀬恵一, 赤城弘樹, 安藤成将, 施勤忠, 西田隆, ジョイントアクセプタンスを用いた宇宙機搭載機器のランダム振動設計条件設定手法, 第 55 回宇宙科学技術連合講演会, 日本航空宇宙学会 (2011 年 11 月), 2A04.
7. 赤城弘樹, 柳瀬恵一, 安藤成将, 施勤忠, 西田隆, FEA-SEA 統合法を用いた音響振動応答予測手法の試験実証, 第 55 回宇宙科学技術連合講演会, 日本航空宇宙学会 (2011 年 11 月), 2A03.
8. 赤城弘樹, 音響振動応答予測手法の検討および試験実証, 第 9 回試験技術ワークショップ, 宇宙航空研究開発機構 (2011 年 11 月), WS9-P05.

9. 柳瀬恵一, 赤城弘樹, 施勤忠, 西田隆, 吉井正広, 小田光茂, 宇宙機におけるフォースリミット振動試験の概要及びその適用例, 第54回宇宙科学技術連合講演会, 日本航空宇宙学会 (2010年11月), 3J06.

10. 赤城弘樹, 安藤成将, 柳瀬恵一, 施勤忠, 西田隆, 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回宇宙科学技術連合講演会, 日本航空宇宙学会 (2010年11月), 3J08.

11. 赤城弘樹, 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8回試験技術ワークショップ, 宇宙航空研究開発機構 (2010年11月), WS8-P02.

謝辞

本論文を完成するまでに、多くの方々からの御指導、御協力、御支援を頂きました。ここに、これらの方々への感謝の意を表させていただきます。特に、主査を引き受けてくださった東京都立大学大学院 システムデザイン研究科 機械システム工学域 吉村卓也 教授には、本論文の作成から完成までに懇切丁寧な御指導を賜りました。ここに謹んで感謝の意を表します。また本論文を纏めるにあたり、貴重な御教示と御助言を賜った東京都立大学 同研究科 機械システム工学域 小口俊樹 教授、航空宇宙システム工学域 鳥阪綾子 准教授、神奈川大学大学院 工学研究科 工学専攻 山崎徹 教授に深く感謝の意を表します。

旧 東京都立科学技術大学にて開催されたモデルロケット教室に参加してから約 30 年経過した後、同じキャンパスで公聴会を開催頂き、宇宙開発に関わる研究内容を発表させていただく機会に恵まれたこと、様々なご縁に感謝致します。公聴会開催にあたり多大な御支援を頂きました、東京都立大学 機械力学研究室（吉村研究室）の皆様にも深く感謝致します。

本研究の遂行に当たり、研究指導者、共同研究者として御教示、御指導を頂きました宇宙航空研究開発機構 (JAXA) 施勤忠 前 環境試験技術ユニット長、安藤成将 技術領域主幹、柳瀬恵一 主任に感謝致します。学位論文の構想から今日まで長きにわたり、様々な環境変化がある中、絶えず応援して頂き大変感謝致します。また、宇宙機の環境試験技術に関わる研究開発業務の遂行にあたり、切磋琢磨し、本研究活動も支援頂きました丹羽智哉 主任研究開発員、梶川隆史 研究開発員、環境試験技術ユニット（旧センター）の関係者の皆様にも深く感謝致します。共同研究を通じて貴重な御教示を頂き、本論文の作成にあたり御支援を頂きました萩原一郎 明治大学 研究・知財戦略機構・研究特別教授/東京工業大学名誉教授に深く感謝の意を表します。

さらに、本研究の実施にあたり御協力頂きました JAXA 旧 宇宙輸送要素技術開発センター、旧研究開発本部 構造・機構グループ、旧宇宙実証研究共同センター、SPICA プリプロジェクトチームの皆様にも厚く御礼申し上げます。また、SPICA の設計条件に関して多くの議論を交わした欧州宇宙機関 (ESA) Sebastiaan Fransen 氏、オランダ宇宙研究所 (SRON) Martin Eggens 氏、Coen van Baren 氏にも深く感謝の意を表します。

幼少期から社会人になってもいつも側で応援してくれた父母、そして姉妹に感謝します。

最後に、本研究の遂行と本論文の作成、米国・ヒューストン駐在を含む宇宙開発への取り組みを終始応援してくれた妻 奈穂と子供達に感謝します。

2024 年 3 月

赤城弘樹