

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-762

二点相関ランダム加振によるモーダルパラメータの検討

佐野政明・甲斐高志・小松敬治

1983年6月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

二点相関ランダム加振によるモーダルパラメータの検討*

佐野政明** 甲斐高志** 小松敬治**

Dual Correlated Random Excitation Technique for Modal Testing

by

Masaaki Sano, Takashi Kai, and Keiji Komatsu

ABSTRACT

A dual correlated random excitation technique is presented for estimating the modal parameters of symmetric structures. In this procedure, a pure random signal is used to drive each of two identical excitation systems located at symmetric positions of the structure in order to reduce the number of degrees of freedom in a given measurement by separating symmetric and anti-symmetric vibration modes.

Experimental results indicate that although the vibration modes are well separated, the resulting eigen frequencies are slightly shifted and the damping ratios are found higher compared to those estimated by the conventional one point random excitation method.

1. 緒 言

構造物の動的特性を調べるために固有振動特性の把握は、欠くことができない。固有振動数、固有振動モード、減衰比、一般質量などのモーダルパラメータを得るために行う振動試験は、モーダル試験と呼ばれる。航空宇宙構造物のモーダル試験で問題となることは、構造物が薄肉大型であること、周波数当りの固有振動モードの数が多い（モーダル密度が高い）ことに起因して発生することが多い。このため、加振法が適切でないと、加振が局部的となり、構造全体が励振されないことがある。また、加振力を強くすると構造物の非線形応答を引き起しかねない。

最近のモーダル試験は、多くの分野で注目されており、第一回目の国際会議が開催されるに至っている。¹⁾ 研究の中心となっているのは、ランダムな加振力によって構造物を一点で励振し、得られた周波数応答関数を数学的に処理してモーダルパラメータを得る「伝達関数法」であるが、一点で加振したのでは構造全体に加振力が伝播しないことも経験されており²⁾、航空機や宇宙構造物などでは多点加振共振法も依然として使用されている。^{3), 4)} 多点加振共振法の利点は、加振力を分散し、物理的に固有振動モードを分離できることにあるが、真に励起したいモードを同定するためには、各加振機の力の配分と位相を最適にしなければならず試験時間がかかるという欠点がある。この欠点を除くために、多点で互いに独立なランダムな加振力で構造物を励振し、得られた応答と加振力、加振力の相互相関を使用してモーダルパラメータを求める多点無相関ランダム加振法⁵⁾

* 昭和58年4月8日 受付

** 機体第二部

が開発されつつあるが、物理的に振動モードを分離することはできない。従って、振動モードを同定するためには、複雑な数学的処理を必要とする。

数学的な処理が複雑になればなるほど、結果の判断には注意が必要となる。例えば、伝達関数法では、適当な数の周波数応答関数のデータさえあれば、何らかのモーダルパラメータを計算上出すこともできるので、物理的な考察をしないで処理結果を用いるのは危険である。本報告で検討を行った加振法は、互いに正または負の完全な相関を持つ二つのランダムな加振力により構造物を励振し、物理的に構造物のモーダル密度を低くした後、一点ランダム加振法と同一の解析手法により数学的に振動モードの分離を行う二点相関ランダム加振法である。本方法の考え方は、一点ランダム加振法が普及し始めた頃から在ったが、実際に試験を行ったという報告は、極めて少ない。なお、モーダル試験一般については、文献 4), 6) を参照されたい。

本報告の目的は、二点相関ランダム加振法を使用するに当たっての技術資料の蓄積と、他の加振法との比較検討を通してその実用性を評価することである。供試体としては、航空機を模した左右対称な構造模型を使用した。

実験結果によれば、二点相関ランダム加振法により、物理的に対称モードと逆対称モードは分離できることが判明し、良好な振動モードを得ることができた。

2. 実験方法

2.1 伝達関数法

ここでいう伝達関数法とは、ある任意の周波数範囲のランダムな加振力で構造物を励振し、多くの振動モードを同時に励起させ、加振点と応答計測点との間の周波数応答関数を計測し、数学的な手法により振動モードを分離し、固有振動数、減衰比、一般質量等を求めることである。加振点の数および加振力の特性の違いから伝達関数法を分類すれば、次のようになる。

- (1) インパルス加振法
- (2) 一点ランダム加振法
- (3) 多点相関ランダム加振法

(4) 多点無相関ランダム加振法

以下に、各加振法について説明する。

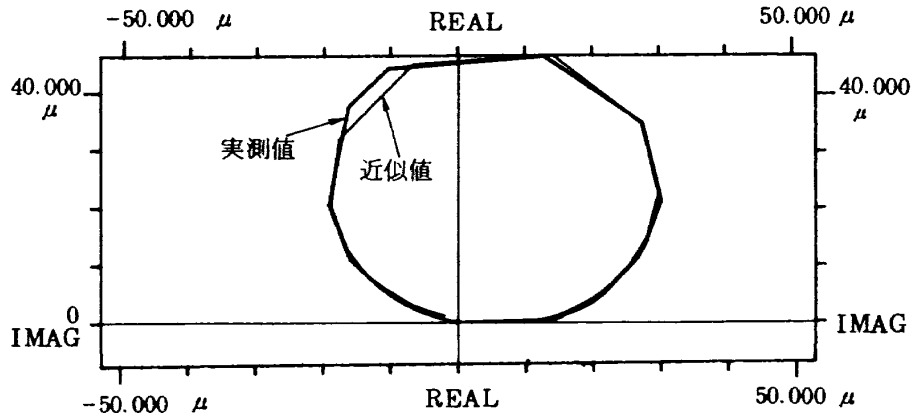
インパルス加振法は、力変換子 (Force Gauge) を先端につけたハンマーで構造物に衝撃を与え、応答量との伝達関数を求める手法で、加振の方向が簡単に換えられるが、加振力が小さいため大型で柔軟な構造物の励振には適さない。また、S/N比を向上させるために、平均回数を大きくすると試験時間も長くなる。

一点ランダム加振法は、電磁力や油圧力を利用して加振するもので、加振力を連続的に発生させることができるため平均回数が多くとれ、S/N比の改善が容易である。この方法の最大の利点は、データ処理まで含めて試験期間が最も短かくて済むことであるが、大型で柔軟な構造物では、加振点から遠い応答点ではS/N比が悪化したり、また、加振点がある特定の振動モードに対して節点であったりする可能性もある。そのため、加振点を数ヶ所に変えて結果を比較するとか、複数の点における周波数応答関数を参照して、モーダルパラメータの解析精度を上げる必要がある。¹⁾

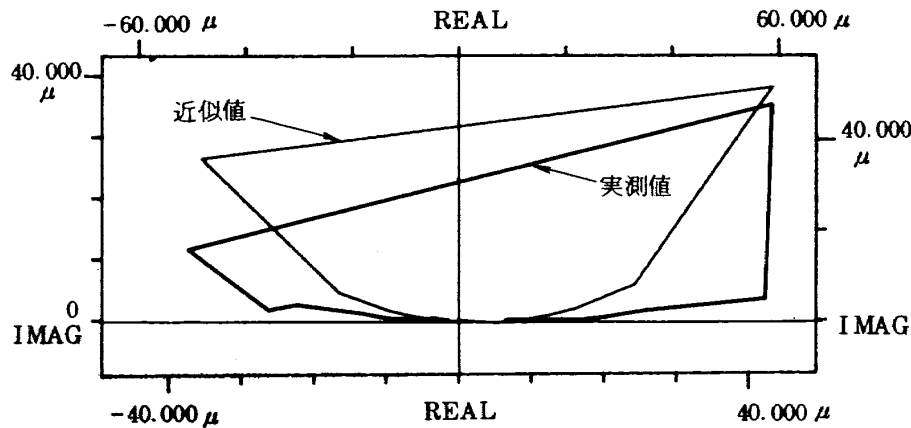
多点相関ランダム加振法は、完全に正又は負の相関を有する複数のランダム加振力を用いて、構造物のモーダル密度の低下を計ることを主目的とした加振法で、特に構造物に対称性がある場合には、対称、又は逆対称な振動モードのみを励起させ、構造物のモーダル密度を約半分にすることができる。従って、対称モードと逆対称モードが近接している場合、それぞれの振動モードの物理的な分離により、モーダルパラメータの解析精度の向上が計れる。

以上に記した試験法で使用するモーダルパラメータの解析法は、構造物上のある点を加振し、応答計測点との周波数応答関数を求め、適当な関数により近似し (カーブフィット) 多自由度系の振動を一自由度系の振動に分解して、モーダルパラメータを求める。

図 1 (a), (b) に近似結果の一例を示す。(a) は、精度良く近似できた場合、(b) は悪い場合である。構造物の減衰が小さく、振動モードの連成が強くないほど解析結果は信頼のおけるものとなる。以上の如き特性から二点相関ランダム加振法は、物理的に振動モ



(a) 良い近似の例



(b) 悪い近似の例

図1 周波数応答関数より1自由度振動系への近似例

ードを分離できるため有力な加振法となる。

最後に、多点無相関ランダム加振法は、2～6点程度の多点でランダム加振し、かつ、周波数応答関数の複数列を同時に求め、加減演算を行って数学的な振動モード分離を容易にしようとするもので、ボーイング社のB-757機では、二点の無相関ランダム加振法によりモーダルパラメータを解析した。⁸⁾この場合、多点加振による加振力の分散を行うことを目的としているというより、複数列の周波数応答関数を短時間に測定することに重点がおかれているようである。本報告では、(3)の多点相関ランダム加振法に注目し、その実用性を評価することを主眼としているが、その特徴を明らかにするために(1)、(2)の方法によっても実験を行い比較検討を行った。

2.2 供試体と実験手順

供試体は、図2に示すように左右対称な構造物を用いた。円筒部分は厚さ2mmで、板部分はアルミ板から削り出した変厚の骨組みに上下より厚さ1mm

の外板をリベットで固定した。(構造様式については文献9)を参照されたい。)この模型上に図3に示す68の節点を設け、加速度計測点とした。模型は、点58と63の位置でゴムで宙吊りにして加振試験を行った。なお、加速度計測方向は図3に示すZ方向である。

実験中の供試体を図4に示す。

加振方法は、次の五つである。

- (1) インパルス加振：点10で加速度計測を行い、点1から68までをインパルスハンマで衝撃力を与えた。アベレージング回数は3回とした。
- (2) 一点対称ランダム加振：供試体の重心(点60の近傍)を加振、アベレージングは15回(以下の試験も同様)。
- (3) 一点非対称ランダム加振：点10または、点19で加振
- (4) 二点对称ランダム加振：点19と点46で同時に加振。その時の力の方向は同一である。

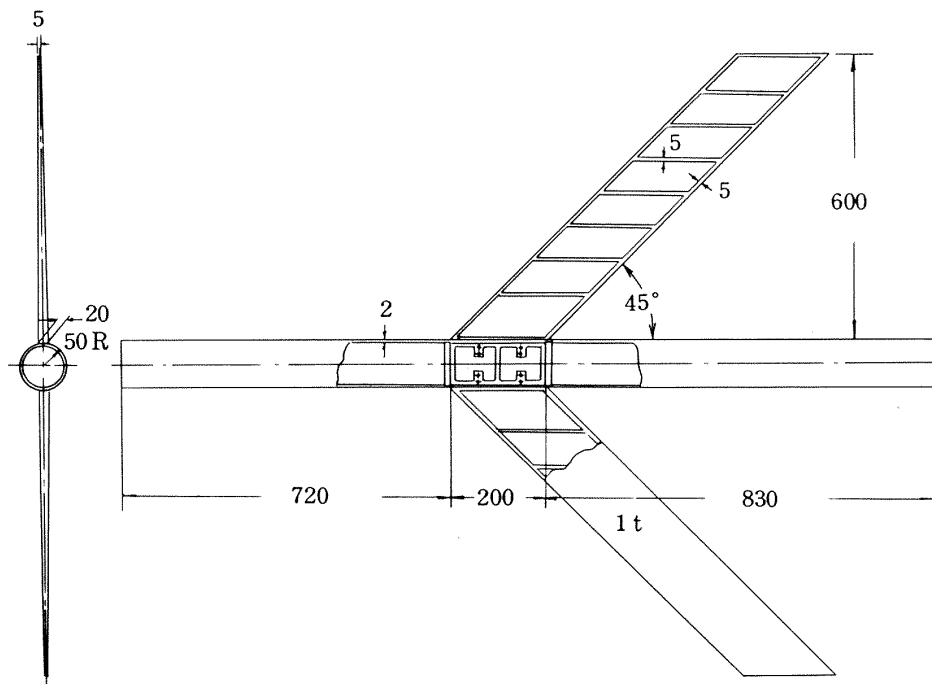


図2 供試体各部寸法

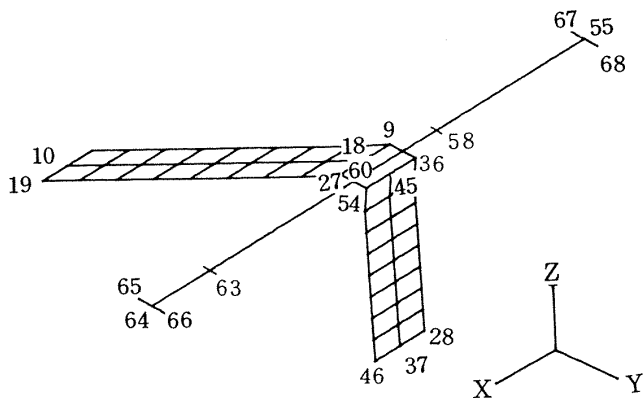


図3 応答計測点

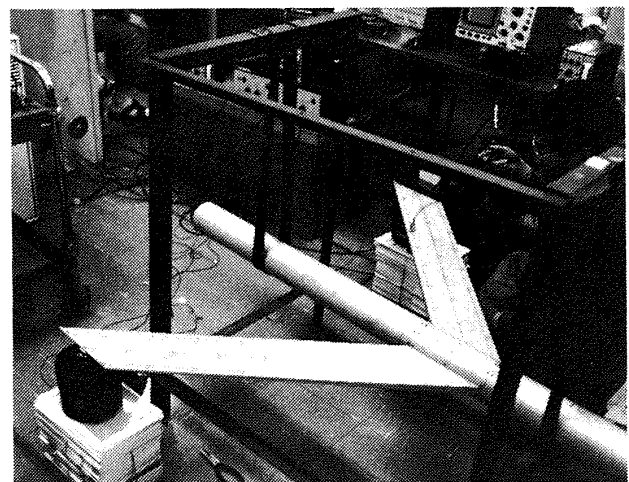


図4 二点ランダム加振中の供試体

(5) 二点逆対称ランダム加振：点19と点46で同時に加振。その時の力の方向は互いに反対である。

分析周波数は、DC～256Hz とした。ただし、(3)の点19で加振したときのみ、125～225Hz とした。

加振法は以上のようなものであるが、この他に、図2に示した供試体の板部分の骨組構造の栈の方向のみ異なるモデルで行なわれた共振法による実験結果⁹⁾も比較のため参照した。上記(1)～(5)の加振法の中で、問題となったのは、(4)、(5)に示した二点ランダム加振における加振力の大きさの調整方法である。一つの方法は、加振機を構造物に取り付けない状態で力を調整してから構造物に設置する方法であるが、この方法だと構造物のわずかな非対称性や、加速度計を付

けた場合のアンバランスで加振力のバランスが乱される。また、構造物に取り付けて正弦波加振を行い、力の調整をしようとしても、供試体の両板部分の周波数特性の違いによる影響で加振力のバランスがとれない。このようなことを克服するために、図5に示した如く、構造物をランダム加振しながら両方の加振力をオシロスコープに入れ、リサージュ図形を描かせ、図形を見ながら力のバランス調整を行った。図6(a)は、加振力の相関が-1で、大きさが等しくなった時点でのリサージュ図形である。図6(b)は、バランスが壊れた場合の図形である。力のバランス

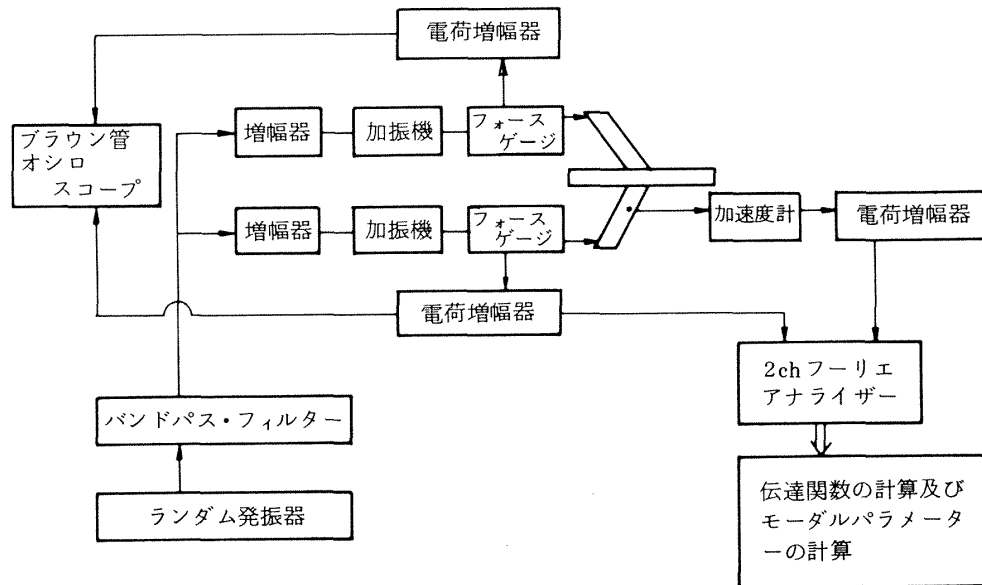
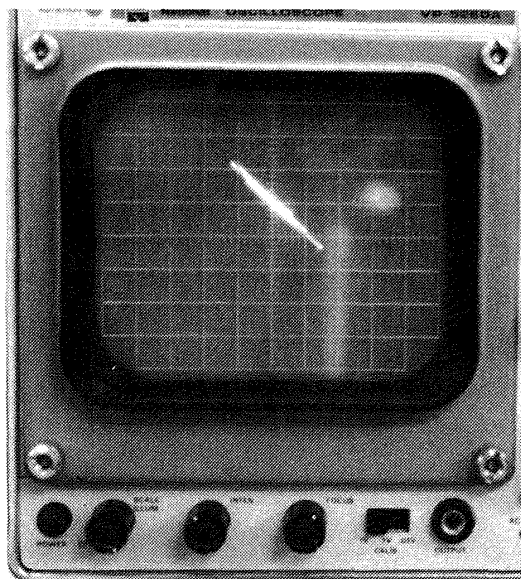
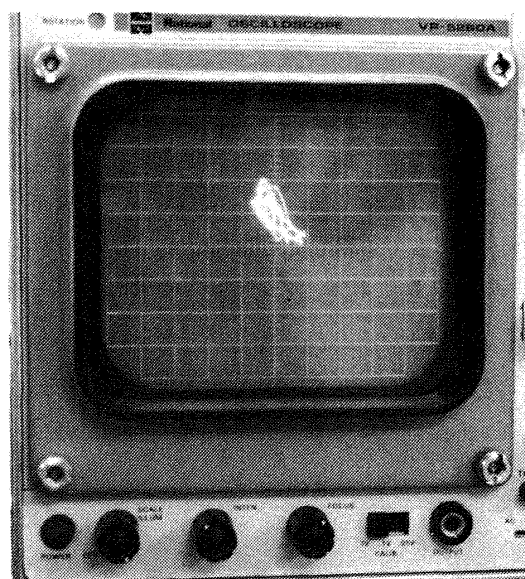


図5 二点相関ランダム試験手順



(a) バランス良



(b) バランス不良

図6 二点逆相ランダム加振力の調整

が崩れた場合の周波数応答関数を図7に示す。この場合は図からも明らかな様に、鋭いピークが検出されなくなるので、力の調整には十分注意しなければならない。

3. 実験結果

2.2節に示した(1)~(5)の加振法により得られた固有振動モードに対する固有振動数、減衰比を表1に示す。

表中、振動モードを示す記号S1, A1等は、Sは

対称モード、Aは逆対称モードを表わし、数字は、S又はAモードの出現振動数の低い順に付けた番号である。

図8(a)~(e)に点10で計測した周波数応答関数の虚部を加振法別に示す。図8(a)(b)は、二点对称及び逆対称ランダム加振を行うことにより物理的に対称振動モードと逆対称振動モードの分離ができたことを示している。このことは、振動モードの密度が高い場合には有効で、本実験ではA3の振動モードを明確にすることができた。A3の振動モードは表1に

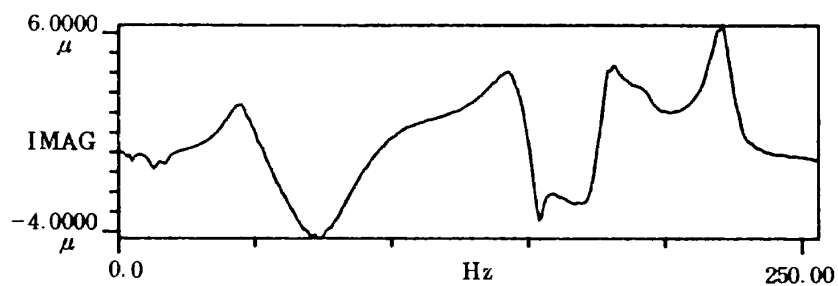
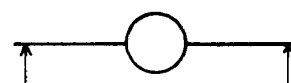
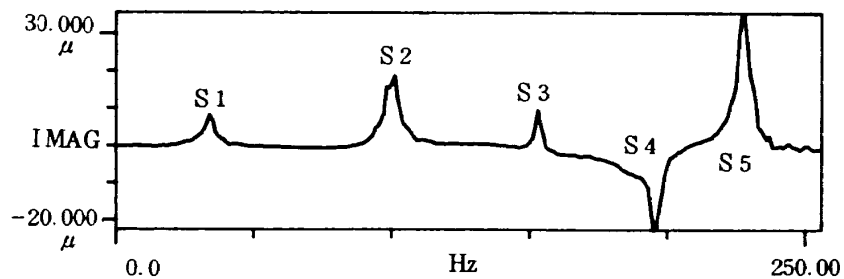
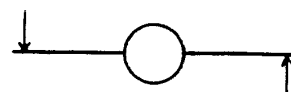
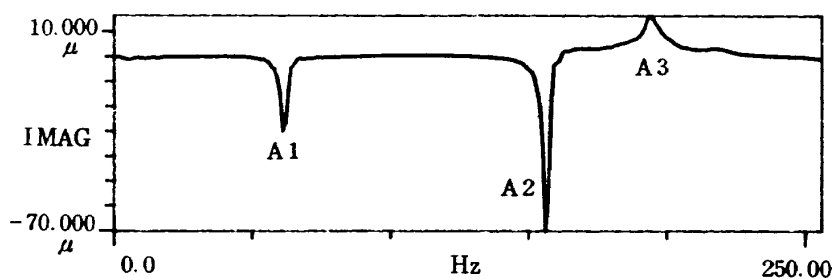


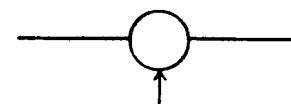
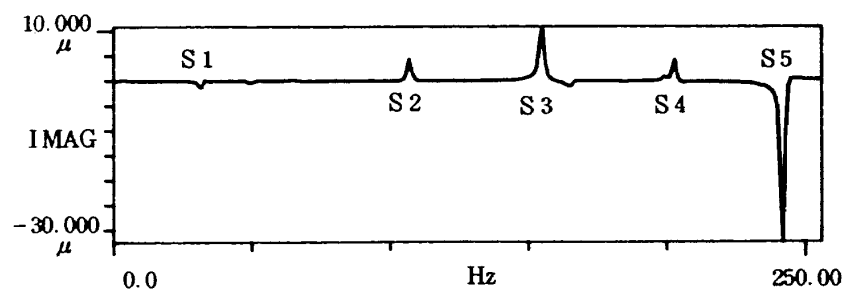
図7 バランス不良時の周波数応答関数の虚部



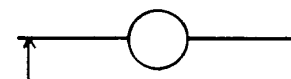
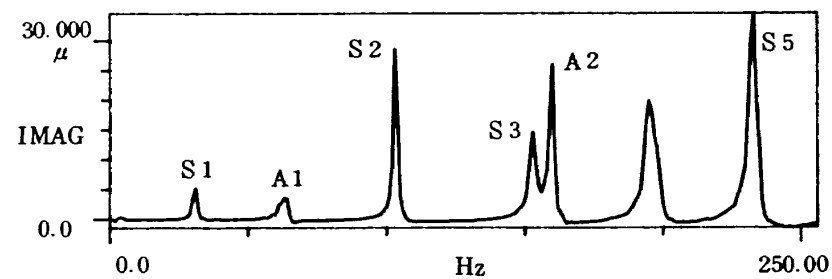
(a) 二点対称加振



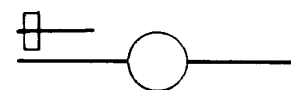
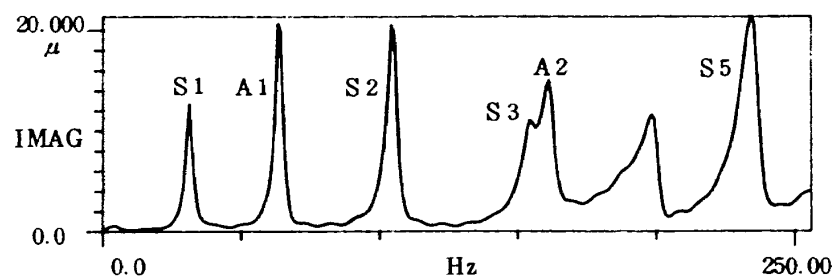
(b) 二点逆対称加振



(c) 一点対称加振



(d) 一点非対称加振



(e) インパルス加振

図8 各加振法による周波数応答関数の虚部 (点10)

示すとおり、一点ランダム非対称加振法で分解能を高くした解析 ($\Delta f \div 1\text{Hz}$ から 0.4Hz にした。)により、存在は確認されていたが、S 4 モードとの差が判然としていなかった。

表 1 に示した固有振動数と減衰比の関係を、二点ランダム、一点ランダム、インパルスの三通りの加振法に分けて図 9 に示す。図より、計測値のバラツキは大きいものの二点ランダム加振 (○印で示す)、一点ランダム加振 (□印で示す)、インパルス加振 (●印で示す) の順に減衰比が小さくなる傾向が認められた。また、ランダム加振では、振動数が高くなるに従って、減衰比が小さくなり、インパルス加振では振動数に関係なく一定の値となる傾向が強い。加振機の数が増加すると減衰比の値も増し、加振機を使用しないとその特性が異なることを考慮すると、減衰比は、加振機の影響を強く受けたと推定される。減衰の値を問題とする場合、加振機の影響を極力減じる加振法¹⁰⁾を用いなければならない。

次に、表 1 から判るように固有振動数が加振法、加振点、及びモーダルパラメータの評価点により異っている。このことは、応答は加振機の可動部質量、減衰特性と、構造物に対する拘束、加速度計による付加質量等の影響を受けるためであり、振動数の変動量、減衰比の値は加振機と構造物の特性の相対的

な差により異なるであろうと推察される。なお、供試体の質量は約 6.5 kg、加振機の可動部質量は、60 gr であり加速度計の質量は約 25 gr である。

最後に、本試験により得られた 8 形態の固有振動モードを図 10 に示す。S 1 は、板部分の対称一次曲げ+捩り、A 1 は板部分の逆対称一次曲げ+逆対称一次捩り+円筒部の捩り、S 2 は板部分の対称二次曲げ+対称一次捩り、S 3 は、S 2 + 円筒部の一次曲げ、A 2 は板部分の逆対称二次曲げ、A 3、A 4 は板部分の逆対称及び対称捩り、S 5 は板部分の対称三次曲げ+対称二次捩りであった。以上の 8 形態の固有振動モードは、種々の加振法により同定したものであり、一種類の加振法ではすべてを同定することができなかった。また、振動モードが近接していると考えられる場合、周波数分解能を高くすることによって、振動モードを抽出する方法は有力であり、しばしば使用される。しかし、分解能を高くすると供試体、加振機、応答センサー等に含まれる種々の不均一な要素及び、局部的な振動の影響も受け易く、必ずしも明確な振動モードが得られるとは限らない。本試験においても一点非対称加振で、分解能を高くすることにより、A 3 の固有振動の存在を検出したが、良好な振動モード図形を描くことはできず、二点逆相ランダム加振を行って、始めて A 3 の振動モード形を確認することができた。このことは、同定したい振動モードに適した加振を行わない限り、良好な振動モードは得られないということであろう。従って、モーダル密度が高いと予想される構造物に対しては、可能な限り多くの振動試験法を用いて、モーダルパラメータ、振動モードを求める必要があるだろう。

最後に、表 1 に FEM として示した固有値の有限要素解析について簡単に説明する。振動解析するため、次のようなモデル化をした。まず、円筒部分を梁と仮定し 14 要素に、次に板部分を板と梁からなる変厚サンドイッチ構造として 310 要素にそれぞれ分割した。総節点数は 213 点で、1 節点あたりの自由度は 6 である。図 11 に供試体の有限要素モデルを示す。

表 1 中に参考として示した解析結果は、高次の振動モードになるほど、実験結果より高くなっている。

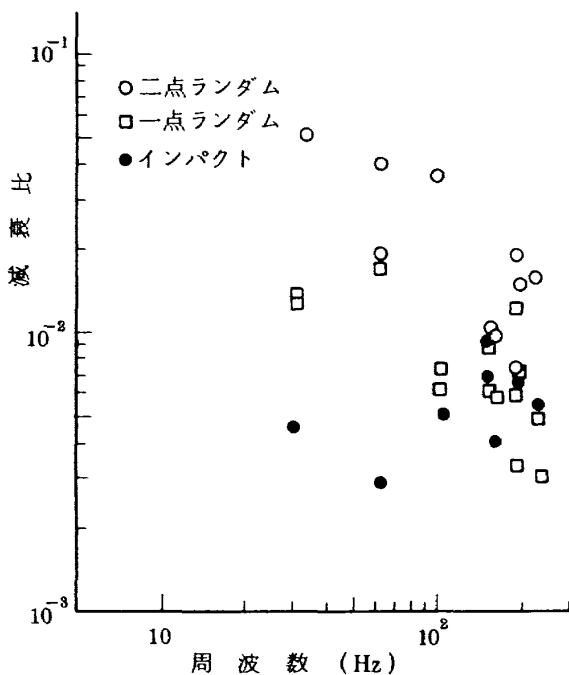










図 9 減衰特性

表 1 各加振法による固有振動数と減衰比

加振法		二点ランダム加振法										インパルス加振法		参考	
パラメータ評価点		対称加振					一点ランダム加振法					非対称加振			
振動モード		対称加振	逆対称加振	逆対称加振	対称加振	対称加振	対称加振	対称加振	対称加振	対称加振	対称加振	対称加振	対称加振	共振法 ⁹⁾	FEM
		点19	点46	点42	点1	点28	点19	点10	点19	点10	点19	点10	点19		
S 1		34.2 (Hz) 5.13 (%)	33.0			31.6 1.35	31.0 1.23		30.5 0.45		31	34.9			
A 1				62.4 4.0	62.0 1.9		63.0 0.17		63.1 0.29		65	70.6			
S 2		100.0 3.6	97.0			107.0 0.73	103.0 0.61		104.5 0.51		104	128.0			
															164.6
S 3		153.0 0.92	151.0			154.9 0.64	153.0 0.7	152.5 0.88	154.0 0.69		159	195.3			
A 2				156.6 1.04	157.0 0.96		160.0 0.63	159.0 0.58	160.0 0.41		162	182.2			
															237.0
A 3				192.1 0.73	192.8 1.9		195.0 0.6	195.0 1.2	198.4 0.68			239.9			
S 4		197.8 1.48	196.0			198.1 0.33						240.6			
															275.7
S 5		234.0 1.56	232.2			242.0 0.31	233.7 0.55		234.0 0.55			315.5			
加振点	点19 & 点46													点1～68	
解析周波数範囲	0～256 (Hz)													125～225	0～256

記 号	実 験	FEM
(a) S1		
(b) A1		
(c) S2		
(d) S3		
(e) A2		
(f) A3		
(g) S4		
(h) S5		

図10 振動モード

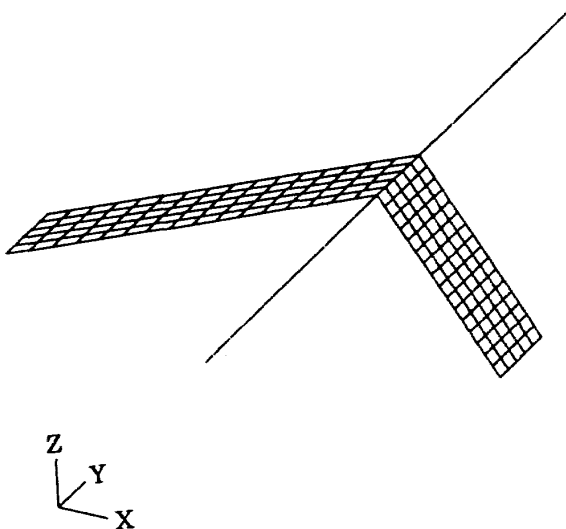


図11 有限要素モデル

これは、要素分割による影響と剪断変形を考慮していないためであろう。なお、解析によってもA3とS4の固有振動数は近接していることがわかる。振動モードは図10にFEMとして示した。

4. 結 言

二点相関ランダム加振を対称な構造物に適用し、種々の振動試験法と比較した。その結果を以下にまとめる。

1) 二点相関ランダム加振法を対称構造物に適用して物理的に対称、逆対称モードの分離が行えることを示した。この方法を航空機のような対称構造物に適用することによって、モーダル密度を約半分に

低下させることが可能である。

2) 減衰比は、インパルス加振法により求めた値が最も小さく、一点ランダム、二点ランダム加振の順に大きな値となった。

3) 固有振動数は、加振法及びモーダルパラメータの評価点の違いにより多少変化した。

4) 本試験で確かめられた8つの固有振動モードの総てを、一つの加振法により同定することはできなかった。また、周波数分解能を高くしても良好な振動モードが得られるというわけではなく、同定したい振動モードが出現しやすいような加振法を用いるとか、加振位置を変えるとかした方がよい。

伝達関数法に関しては最近多くの数学的モード分離の手法が開発され、ソフトウェアが一部市販されている。なかでも伝達関数の多自由度近似のカーブフィット(MDOFカーブフィット)は強力な方法であるが、このような複雑な計算を経て得られた結果すべてが真の物理現象を表わしているかどうか疑問に感ずることはよく経験することである。MDOFカーブフィットを使うようなモーダル密度が高い場合でも、加振機の位置や加振方向を変えるだけで特定のモードのみを励振することも可能である。たとえば図8(c)に示したように、1点加振で対称モードのみを出せる場合もある。実際の試験ではできるだけ物理的なモード分離を試み、しかるのちに数学的モード分離を行うべきである。

また、本報告で示したように加振機が減衰比に及ぼす影響は大きい。一般質量と一般剛性は減衰比と密接な関係にあるので、これらのパラメーターを精度良く得るためには加振法自体の改善と、加振機の影響を補正することが今後の課題である。

供試体の有限要素法による振動解析は、元機体二部(現宇宙開発事業団)の三本木茂夫氏が開発した「FEMによる振動解析プログラム:DYNAS」により行った。

プログラムの使用に際して便宜を計って戴いた同氏に厚く御礼申し上げる。

参 考 文 献

- 1) Proceedings of the 1st International Modal Analysis Conference, Orlando, Florida (1982).
- 2) Brickey, C.E., A Multiple Sine Excitation Approach to Ground Vibration Testing, Proc. IMAC, Orlando, FA. (1982), pp. 82-87.
- 3) Anderson, J.E., Another Look at Sine-Dwell Mode Testing, AIAA Paper 81-0532 (1981).
- 4) 小松敬治, 佐野政明: 構造物の振動試験法について, 航技研資料 TM-466, (1982).
- 5) Allemang, R.J., Investigation of Some Multiple Input/Output Frequency Response Function Experimental Modal Analysis Techniques, Ph D Thesis, Univ. Cincinnati (1980).
- 6) 小松敬治, 佐野政明: モーダル試験と数学モデルの検証について, 日本航空宇宙学会誌, 第31巻第354号(1983), pp. 353-362.
- 7) Richardson, M. and Kniskern, J., Identifying Modes of Large Structures from Multiple Input and Resonance Measurements, SAE Paper 760875(1976).
- 8) Carbon, G.D., Brown, D.L. and Allemang, R.J., Application of Dual Input Excitation Techniques to the Modal Testing of Commercial Aircraft, Proc. IMAC Conf., Orlando FA. (1982), pp. 559-565.
- 9) 埴 武敏, 小松敬治: はり板結合構造物の振動試験について(IV), 航技研報告 TR-363, (1974).
- 10) Salyer, R.A., Joug, E.J. Jr., Huggins, S.L. and Stephens, B.L., An Automatic Data System for Vibration Modal Tuning and Evaluation, NASA TN D-7945, (1975).

航空宇宙技術研究所報告762号

昭和58年6月発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町1880
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊦182
印刷所 株式会社 共 進
東京都杉並区久我山5-6-17
