

振動モーダル解析について その2

(モーダル解析について その1より続く)

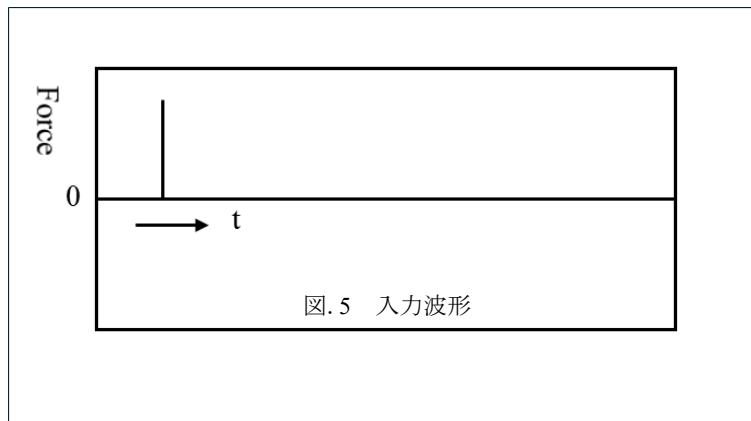
6・3 使用する加速度ピックアップの重量による影響

使用できる加速度ピックアップが多いほど、見かけ上の実験の工数が小さくなるが、ピックアップの自重による影響に注意する必要がある。圧電素子型加速度ピックアップには当然自重があり、測定対象物に貼付する事により、実際には存在しない質量を付加する事となり、振動モードに影響は避けられない。一般的に、貼付されている全てのピックアップの質量が、測定対象物の質量の1/10以下であれば、振動モードに対する影響は無視できる、と言われている。しかしこれは定量的なルールではなく、目安としての参考値として考えるべきであり、個々のケースに対するピックアップの適切な重量の制限に関しては、測定者が注意する事が必要となる。経験上、薄板から成る構造物には特に注意が必要であり、紙などの質量が極端に小さい材料が測定対象物である場合は、レーザドップラ振動計等の、非接触センサの適用が必要となる。

7. 測定の際のFFTアナライザのセッティング

インパルス・ハンマーを入力、加速度ピックアップを出力として定義し、入力にプレトリガをセットし、所望の平均化回数をセットする。

入力側はフォース・ウィンドウ、出力側はエクスポネンシャル・ウィンドウ(指数窓)に設定する。エクスポネンシャル・ウィンドウは、出力の波形がウィンドウ内で減衰しきる%値に設定しないと、特に減衰比にエラーを生ずるので、注意する必要がある。(図6, 図7参照) なお、ここでの作業が出力レベルを小さくしてしまっている様に見えるが、伝達関数を計算する際には補正が行われるので、伝達関数に変化はない。



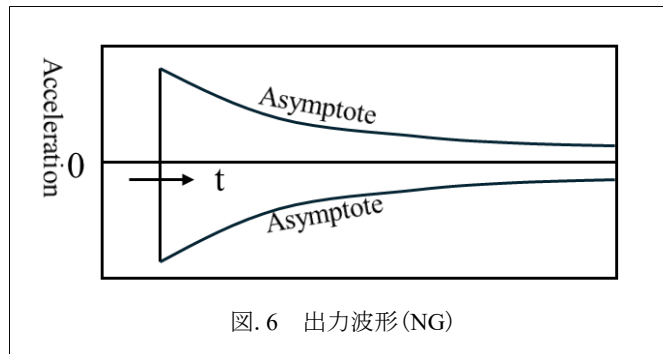


図.6 出力波形 (NG)

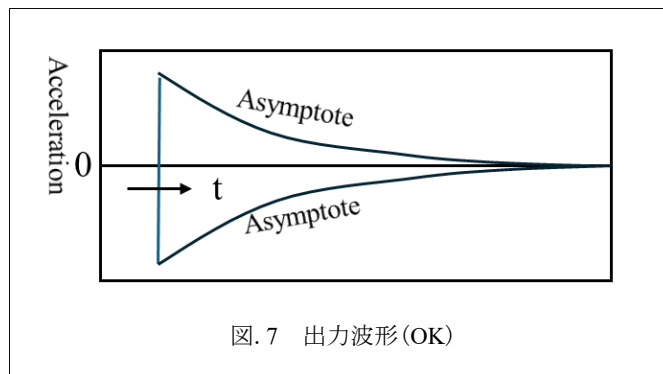


図.7 出力波形 (OK)

8. 測定

インパルス・ハンマーで対象物を打撃加振する際、基本的にはターゲットを法線方向に、一度だけ打撃する。理論上、ダブルハンマーさえしなければ、叩く強さに制限は無い事になっている。しかし、それはあくまで測定対象物の振動応答が、入力に対して完全に線形な特性である事が前提である。実際の製品は、非線形の塊であり、入力に対する振動応答は程度の差こそあれ、非線形なものとなる。よって、対象物が実使用される際に加わる加振力と同程度の力で打撃加振するのが理想的である。加振力を厳密に再現するのは難易度が非常に高く、現実的ではないが、例えば微小な加振力に加わる構造なのに、大型のインパルス・ハンマーで強く加振する、という様な事を避ける、という最小限の気遣いは必要である。

9. モーダル・パラメータの推定

測定した周波数伝達関数 (Frequency Response Function, FRF) より、モーダル・パラメータを推定する。具体的には、取得した FRF は理論的には振動方程式と一致する筈だが、実際のデータは一致しないため、近似出来る最適な振動方程式を導く事が、“モーダル・パラメータの推定”である。この作業方法はソフトウェアによって異なるが、近年のソフトウェアはユーザが考える必要が殆ど無くなっており、自動的に推定が行われてしまい、なおかつ結果に問題は少ないと考えられる。

10. モーダル解析の結果

10・1 モーダル・パラメータの表示

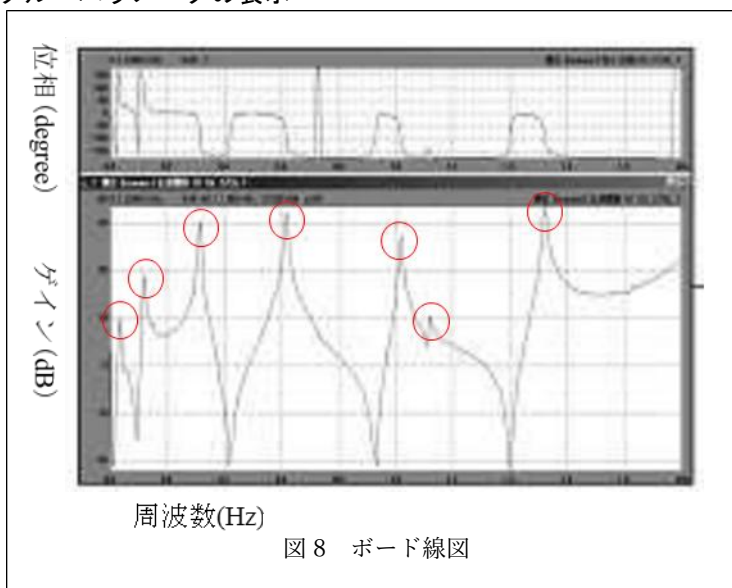
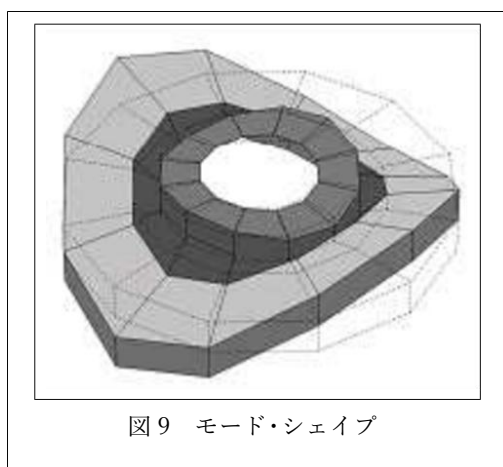


図8はモード解析の結果を示すボード線図であり、赤丸で囲ったゲインのピークのそれぞれが振動モードである。また、位相は共振周波数より低い周波数で 0° から始まり、共振周波数において -90° を横切り、周波数が高くなると、 -180° に近づく。



モード・シェイプは振動モード毎に異なる形状が表示される。また、それぞれのモード・シェイプの振幅は、見かけ上の最大振幅に正規化されて表示される。

表 2 共振周波数と減衰比

Shape	Label	Damping [%]
1	Mode#01 166.257 Hz	2
2	Mode#02 225.885 Hz	2.79
3	Mode#03 349.163 Hz	1.57
4	Mode#04 461.907 Hz	2.47
5	Mode#05 494.615 Hz	0.973
6	Mode#06 638.422 Hz	2.02
7	Mode#07 1.10911kHz	0.425
8	Mode#08 1.21171kHz	0.579
9	Mode#09 1.32603kHz	0.503
10	Mode#10 1.56194kHz	1.01

表 2 には、共振周波数と減衰比が表示されている。ソフトウェアにより表示されるフォーマットは異なるが、表示されるパラメータはどのソフトウェアも同様である。

10・2 MAC (Modal Assurance Criterion)

MAC を直訳すると、モード信頼性評価基準となり、異なる振動モード同士の類似の度合いを示す。

MAC の使い方は複数あるが、振動モード解析を行う対象の FE モデル(Finite Element Model, 有限要素モデル)があれば、実験モード解析の結果を検証する事が出来る。

MAC の計算式を式(3)に示す。

$$MAC(\phi_A, \phi_B) = \frac{|\{\phi_A\}^T \{\phi_B\}|^2}{(\{\phi_A\}^T \{\phi_A\})(\{\phi_B\}^T \{\phi_B\})} \quad (3)$$

但し、 ϕ_A , ϕ_B : 解析対象物の離散化モデルの固有値解析により得られる固有ベクトル。

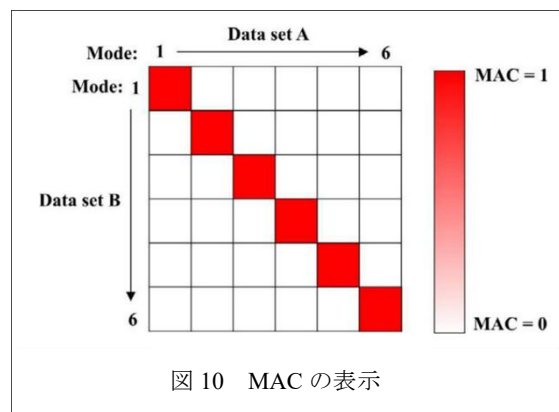


図 10 MAC の表示

MAC の表示例を図 10 に示す。この例において、Data set A を実験モード解析の結果、Data set B を FE モデルによる解析による結果とする。対角項は全て 1 という事は、実験モード解析と FE モデルによるモーダル・パラメータはほぼ一致しており、対角項以外は全て 0 に見えるため、モード間の相関は殆ど無い事を示している。対角項が 1 より小さい場合、または対角項以外が 0 より大きい場合は、実験モード解析、或いは FE モデルによる解析に不具合があり、アップデートする必要がある事を示すものである。

11. まとめ

ここまで実験モード解析に対する考え方、注意点を中心に述べた。

銘記されたいのは、モード解析は振動騒音問題に対する万能なツールではなく、振動モードと外力の関係が、振動騒音の原因となっている場合にのみ有効である、という事である。また、振動モードが存在する事だけでは振動騒音の原因となる事はなく、振動モードと、それを励起する外力も併せて存在する事で、初めて振動騒音の原因となる。

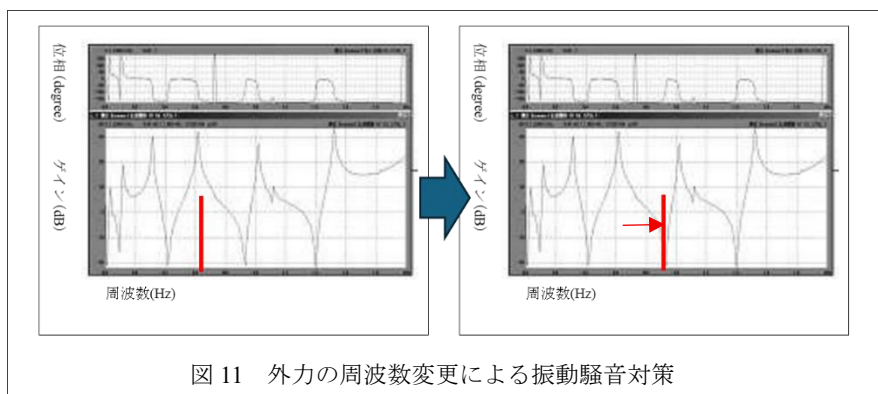


図.11, 図 12 に、振動モードと外力の関係から考えられる振動騒音対策の方向性を示す。

図.11 に示す様に、構造物の構造変更より、振動的な外力の周波数の変更の方が容易な場合は、構造物の振動モードが存在しない周波数に外力の周波数を移動する事により、振動騒音を低減する事が出来る。

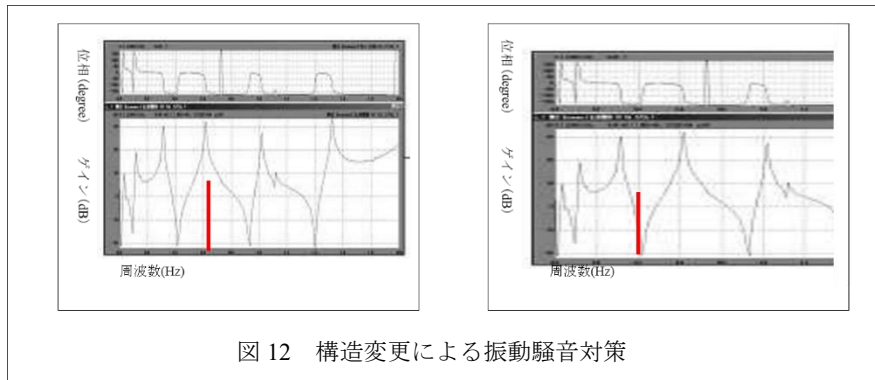


図 12 は、外力の周波数の変更が難しく、構造変更の方が容易な場合に、構造変更により外力と振動モードの一致を避ける例を示す。

振動モードが既知となった場合の、振動騒音対策の考え方を示したが、製品として可能な対策と、モード解析の結果を考え併せる事により、振動騒音の低減が実現可能となる、と考えられる。

読者アンケートへのご回答をいただけますと幸いです。

<https://forms.office.com/r/3K8EiDuLMp>