

モータ励振力のばらつきを考慮した固定磁気ディスク装置の騒音評価 Noise Evaluation of Hard Disk Drive in Consideration of Robustness of Motor Excitation Force

精密工学専攻 3号 飯塚 勝美
Katsumi Iizuka

1. はじめに

近年、HDD アプリケーションは、デジタル家電向けの蓄積デバイスをはじめとして益々の広がりを見せている。それとともに、小型化、高出力化、高効率化の他に HDD から生じる振動、騒音に対する要求もより高まっている。また製品の信頼性に対する要求も厳しくなっている。現在、大量生産 HDD された 1 つ 1 つの振動音響特性は一定のパラツキを有しているが、今後はばらつきのさらなる低減が求められると考えられる。今研究では、HDD 用のブラシレス DC モータ、およびベースの振動、騒音のばらつきに着目する。簡易 HDD モデルを用いて、モータから生じる励振力とベースの構造特性、そして簡易 HDD の音響特性間の相関性を調査する。またモータ組立の際の組立精度に起因するパラメータに着目し、このパラメータと励振力、騒音間の相関性を調査する。またこれら 3 つの相関性をより明確にするため解析モデルを利用することを試みる。

2. 簡易 HDD の振動音響特性把握

2.1 簡易 HDD の音圧分布把握

研究対象となるモータは、ラジアルギャップ型のモータであり、アウターロータ、インナーコア構造である。仕様は、ロータ表面の永久磁石 12 極(6 極対)、ステータ 9 スロットである。一般にモータの振動・騒音は、極対数とスロット数の最小公倍数の次数成分における応答が大きくなる。本モータでは、その次数が、6 と 9 の最小公倍数の 2 次成分である 36 次となる。HDD 用のスピンドルモータは定常回転であり、本モータの回転数は 5400rpm であるため基本周波数 $90\text{Hz} \times 36$ の 3240Hz における励振力によって発生する振動騒音に着目する。検討に用いたモータ、ベースを Fig. 1 に示す。

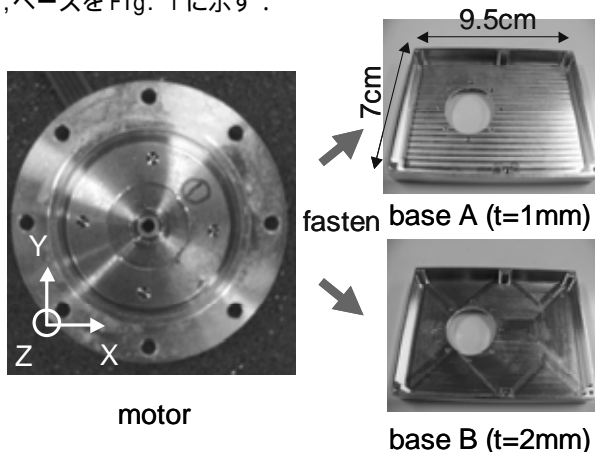


Fig. 1 Brushless DC motor and simple base for simple HDD

まず簡易 HDD の振動音響特性のばらつきを把握するために、4 つの同型モータを用い、音圧分布を計測する。Fig. 2 に実験セットアップ図を示す。計測対象上面 10cm にマイクを設置し Fig. 2 の X 方向に 9 本、Y 方向に 5 本の計 45 本で計測する。今検討において着目した周波数帯域における SPL の波形を Fig. 3 に示す。測定によって得た音圧分布図を Fig. 4 に示す。この結果より、base A では motor4 に締結した際、音圧値が最大になるのに対し、base B では motor3 を締結した際に最大となっている。同じベース間の簡易 HDD の構造特性を一定と仮定すると、この違いは個々の motor から生じる励振力ベクトルの大きさや向きの違いにより生じたと考えられる。

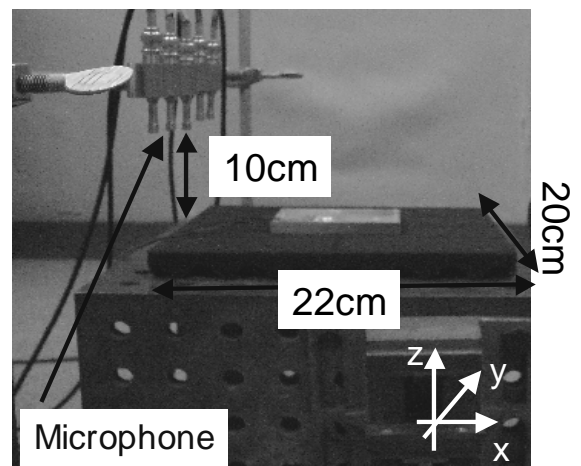


Fig. 2 Set up for measurement of SPL

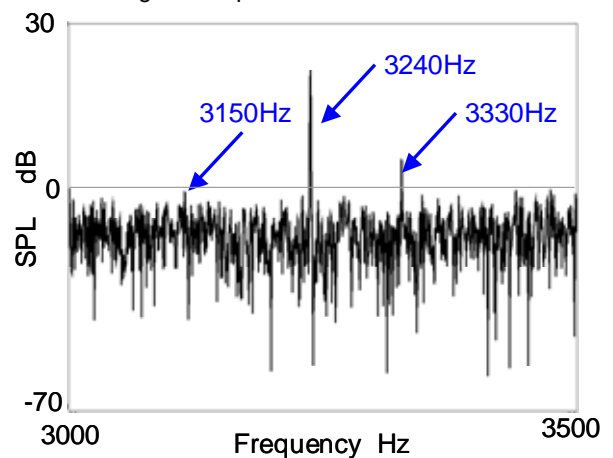


Fig. 3 Measured spectrum - focused band

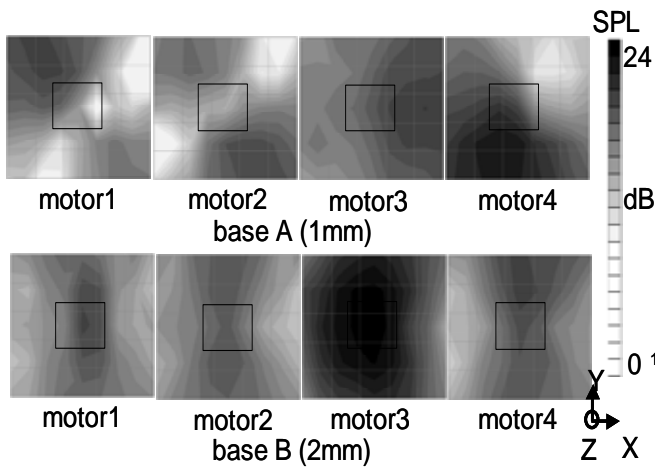


Fig. 4 SPL contour – focused band

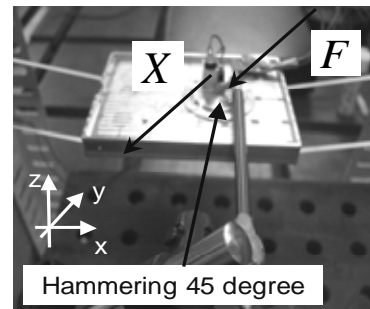


Fig. 5 Setup for force identification

2.2 簡易 HDD の励振力ベクトル同定

音圧分布計測結果の差異の過程を検証するために、実際の電磁加振力の代わりにモータの軸部分に節点力が働いていると仮定し、実験的にその節点力を簡易 HDD の面内方向と面外方向において間接的に同定する。また面内方向は、計測において振動に影響の高いと確認された X 方向に代表する。同定の際には以下の式を利用する。

$$\begin{pmatrix} X \\ Z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_{xx} & H_{xz} \\ H_{zx} & H_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_x \\ F_z \end{pmatrix} \Rightarrow \begin{pmatrix} F_x \\ F_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} H_{xx} & H_{xz} \\ H_{zx} & H_{zz} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} X \\ Z \end{pmatrix} \quad (1)$$

H_{xz} [$m/s^2/N$] は、Z 方向入力、X 方向応答の伝達関数を意味する。X, Z はモータ実験動時の応答である。面内方向、面外方向それぞれの同定励振力ベクトルの成分を F_x, F_z とする。励振力ベクトルを同定する際に用いる伝達関数は Fig. 5 のセットアップによって測定される。面内方向の励振力によって励起される伝達関数 H_{xx}, H_{zx} は、直接計測することが困難であるため、HDD の面に対して 45 度方向の加振をすることで、間接的に導出する。motor1 から 4 まで同定した F_x, F_z を Fig. 6 に示す。この結果より相対的に motor3 は F_z が卓越し、motor4 は F_x が卓越しているということがわかる。

さらに、いまモータ励振力ベクトル成分 F_x, F_z のばらつきと、簡易 HDD の音圧値相違の関連性を調べるため、簡易 HDD 上における Z 方向の振動振幅の最大点を音圧値代表点と考え、この点での応答値、つまり(1)式の 2 行目を展開した値を比較する。振幅最大点は、振動計測によって決める。また baseA, baseB それぞれの F_x, F_z に対する面外方向振動の伝達関数を Fig. 7 に示す。これより baseA は H_{zx} 、baseB は H_{zz} がそれぞれ大きいことより、base により励起されやすい加振力の方向が異なることがわかる。これらの関係をばらつき分布チャートとしてまとめたものを Fig. 8 に示す。このチャートは力の F_x を横軸、 F_z を縦軸に表記することで、面積の大きさが力のばらつき具合を示している。これにより各モータの力のばらつきが、各ベースの構造特性によって応答の分布として現れていることが確認でき、音圧分布の結果評価における、音圧分布の差異が個々の motor から生じる励振力ベクトルの大きさと向きの違いにより生じたという仮定を説明できる。

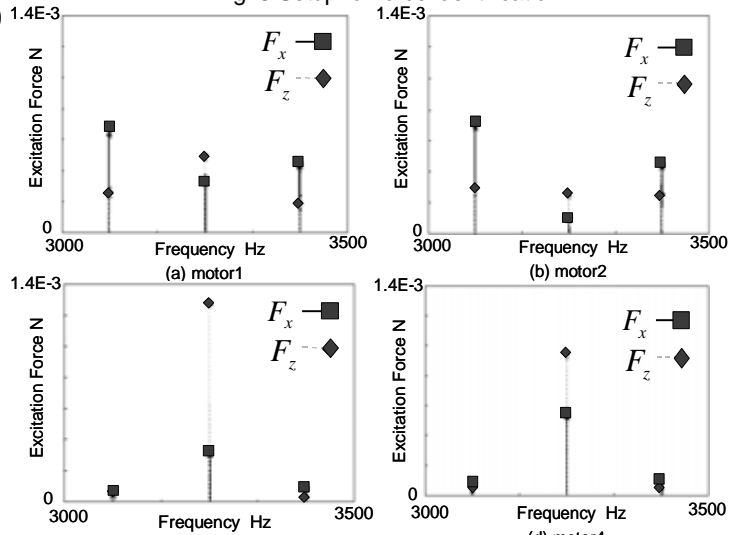


Fig. 6 Comparison of operational excitation force

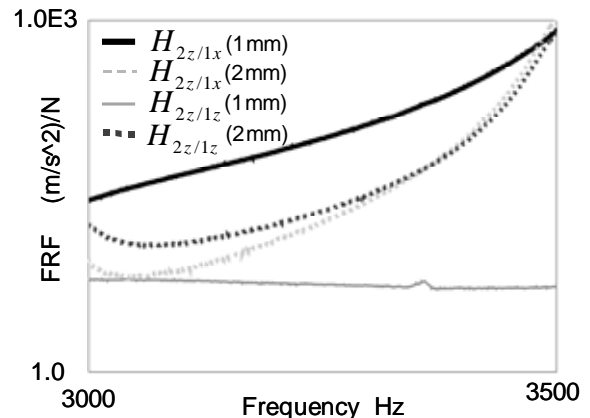


Fig. 7 Comparison of identified FRFs – focus band

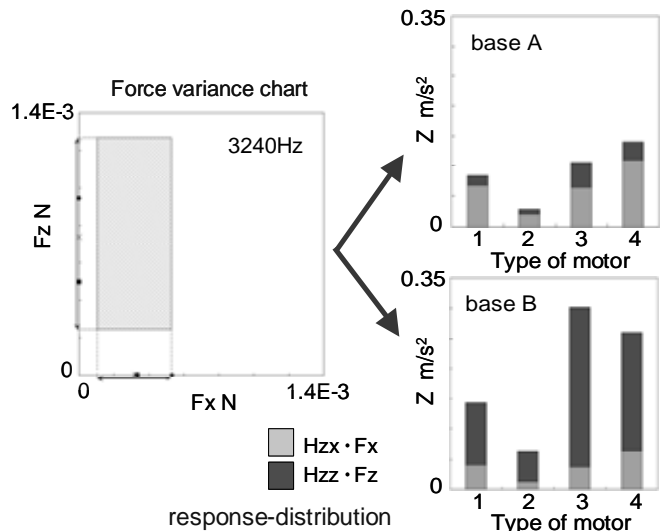


Fig. 8 Variance-distribution chart (3240Hz)

3. 構造変更による簡易 HDD 振動騒音低減

簡易 HDD における, モータの 1 部分に質量付加を行い, 個々のモータから生じる励振力による振動騒音の平均値を低減することを試みる. 具体的には F_x を励起しやすい baseA, F_z を励起しやすい baseB について, 実験モーダルアナリシスより求めたモード特性を用いて作成した伝達関数 H_{zx}, H_{zz} それぞれに対し, 振動振幅最大点の Z 方向の振動を低減する質量付加点を決定する.

$$[M + \Delta M]\{\ddot{X}\} + [C]\{\dot{X}\} + [K]\{X\} = \{F\} \quad (2)$$

$[M]$: 質量マトリクス, $[C]$: 減衰マトリクス, $[K]$: 剛性マトリクス

構造変更予測の際には上記の(2)式をモード縮約し, 固有値解析をすることにより, 新しい固有振動数と振動モードを求める. これらから, 新たに作成した FRF に F_x, F_z の値を乗じ, 3240Hz おける値で評価する. この予測結果と, motor4 を baseA に締結した簡易 HDD 上面 10cm にマイク 8 点を設置し計測した SPL 値の平均値とを比較し評価する. Fig. 9 に実験モーダルアナリシスのセットアップ図を示す. Fig. 9 に示すように, 質量付加候補点は全 11 点とする. Fig. 10 に motor4 を baseA に締結し簡易 HDD の構造変更予測を行った際の予測された FRF を示す. そして予測応答を Fig. 11(a), 音圧測定結果を Fig. 11(b) に示す. 予測の際, 応答値 Z は $H_{zx} \cdot F_x$ と $H_{zz} \cdot F_z$ の重ね合わせで評価する. しかし今回予測で用いた H_{zz} は 3240Hz において, 反共振であり, 予測に用いる伝達関数の精度が良くない. 従って $H_{zx} \cdot F_x$ の値が大きく精度が高いと考えられるためこの値のみ採用すると, 予測と結果が一致していることがわかる.

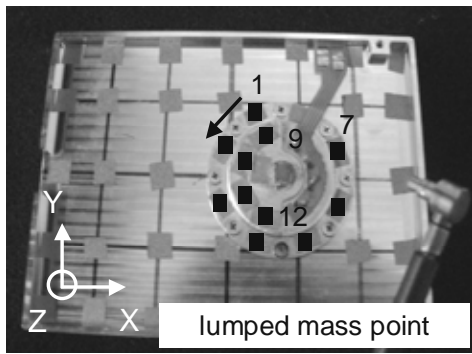


Fig. 9 Setup for experimental modal analysis

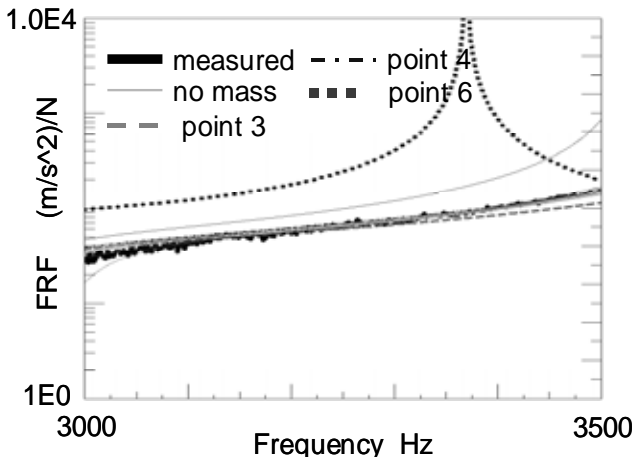


Fig. 10 Comparison of predicted FRFs

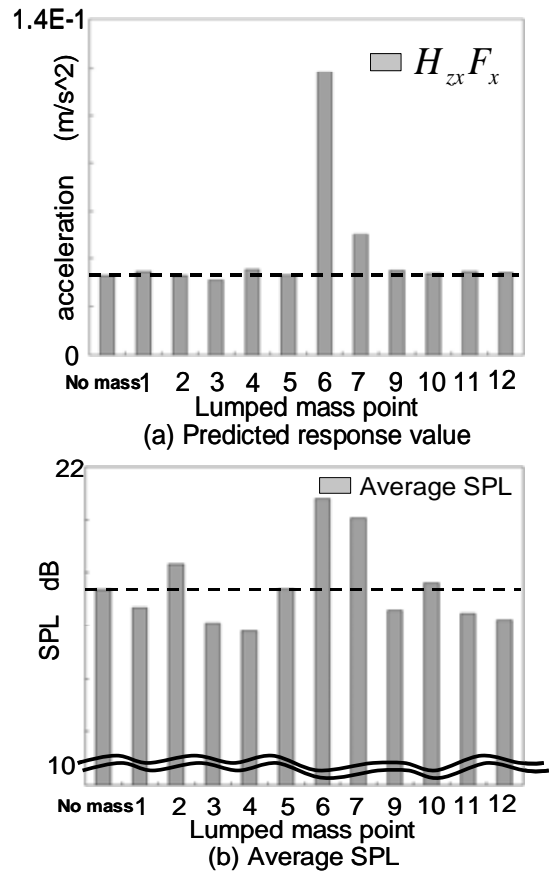


Fig. 11 Comparison of predicted value and SPL (3240Hz)

4. ブラケットモータの励振力と音圧値評価

前節まで行ったモータ励振力と音圧値の相関に関して, モータを組み立てる際の組立精度に起因したパラメータを導入し, このパラメータと同等励振力, 音圧値の間の相関関係を調査する. また励振力の発生原因により焦点を当てるため, ベースの振動特性の違いを考えず, モータ単体のブラケット部分を大きくしたブラケットモータを検討に用いる. (ブラケットモータのモデル図は Fig. 14 を参照) モータのサンプル数は 15 個である. 各モータは故意に組立の際に生じる公差のズレを与え, そのズレに付随する組立精度に起因するパラメータを定義する. 今回定義, 着目したパラメータは磁気ズレ, コア芯ズレ, コア傾き, ロータ傾きの計 4 つである. Fig. 12 にパラメータを説明した図を示す. 磁気ズレとは, マグネットとコア間の磁気的なつり合い位置からのズレ量を示す. コア芯ズレ, コア傾きは, コアの中心からの並進方向ズレと中心線からの傾きをそれぞれ示し, ロータの傾きはロータ中心線からの傾きを示す. 検討はまずモータ個々に関してモータ中心上部 10cm における SPL 値を測定し, (1) 式を用いて同等した励振力 F_x, F_y, F_z の絶対値を導出する. そしてこの 2 つの量と磁気ズレ, コア芯ズレ, コア傾き, ロータ傾きのそれぞれとの相関を見ていく. Fig. 13(a) に相関関係を見ることができた磁気ズレと SPL 値, Fig. 13(b) に磁気ズレと同等励振力との相関直線図を示す. これらの結果から音圧値のばらつきを抑えるためには, 上記のパラメータを抑えることが不可欠であると考えられる.

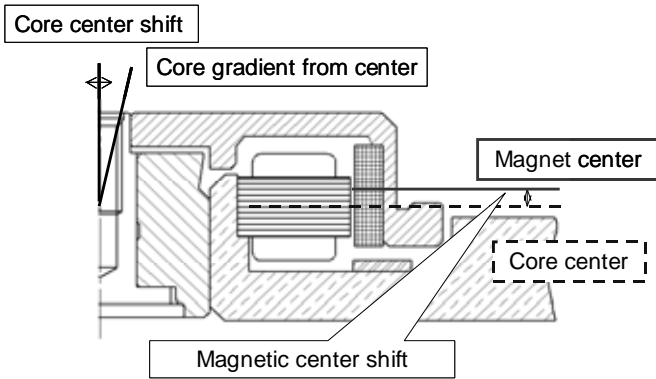


Fig. 12 Accuracy parameter in motor assembly

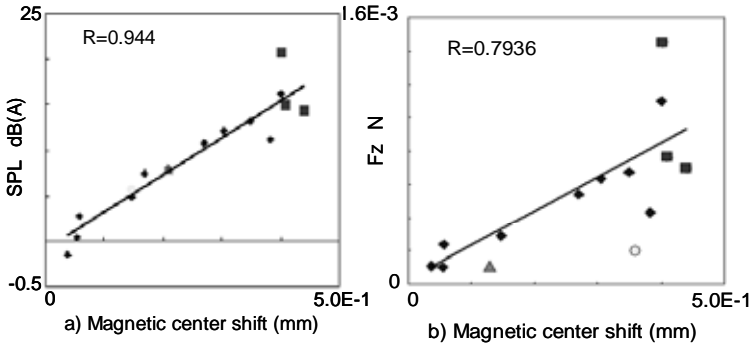


Fig. 13 Correlation between SPL, center shift and Fz

5. 解析モデルを用いた応答評価検証

振動解析に用いた有限要素モデルを Fig. 14 に示す。このモデルに(a)前節で同定した励振力 F_x, F_y, F_z を代入した応答解析、振動測定結果とをそれぞれ比較する。また実験、解析それぞれの結果を境界条件とし音響解析をした結果を比較する。これらの結果を Fig. 15 に示す。

解析モデルはまず、ブラケットとコアからなるステータ部と、ハブ、マグネット等からなるロータ部の二つに分け、個々にモデル実験との合わせこみを行っていく。ステータ部は、実験において、着目周波数 3240Hz 近辺の固有振動数が 2440Hz, 3980Hz に確認された。ロータ部は、着目周波数近辺に固有振動数は確認されなかった。解析において軸受部は、スリーブ部分とシャフト部分に並進バネを結合することで模擬した。つづいて、ロータ部とステータ部を組み合わせたアセンブリモデルを実験モデルと合わせこんでいく。アセンブリモデルを実験する際には、ロータとステータ部を組み合わせることによって新たに生じるモードを抽出するため、ロータ上面を加振点とした。アセンブリモデルの振動モードは、ステータ単体の振動モードの固有周波数がシフトしたものと上記に示したような新たに生じるモードによって構成された。このアセンブリモデルを用いて、振動応答解析、音響解析を行う。解析での入力は、前節の検討で用いた同定励振力である。解析と実験結果を Fig. 15 に示す。この結果より実験と解析が一致していることが確認できる。これは、前節までで用いた、同定励起振力の値が妥当なものであり、励振力のばらつきが、振動応答のばらつき、SPL 値のばらつきとして現れることを証明している。

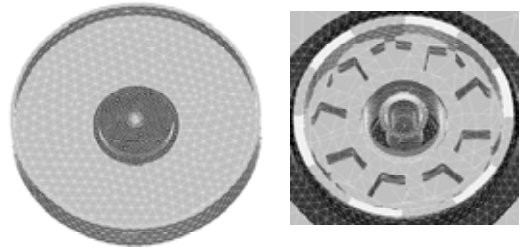


Fig. 14 FE model for vibration analysis – bracket motor

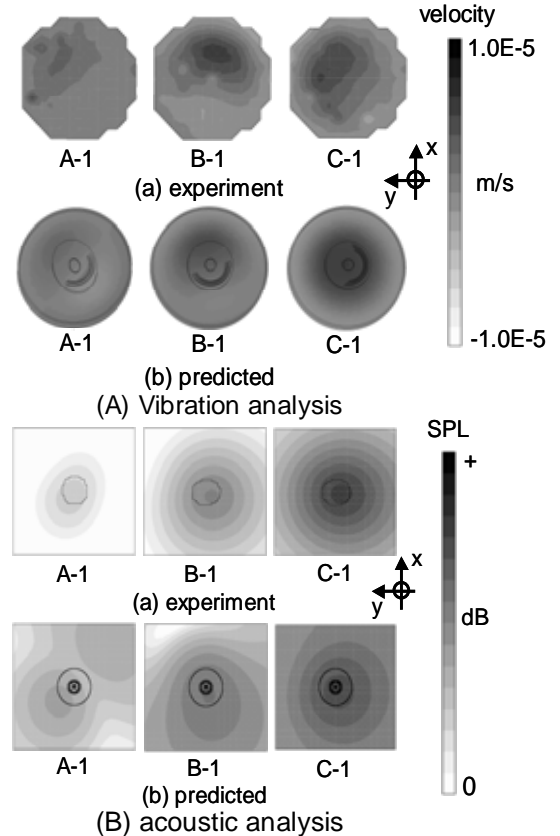


Fig. 15 predicted and measured velocity and SPL

6. 研究成果

- (1) 簡易 HDD を用いて、モータから生じる面内方向、面外方向の励振力のばらつきを同定し、それぞれに対する音圧値の相関を解明し、騒音低減に有効な構造変更を施すことができた。
- (2) ブラケットモータを用いて、モータ励振力、音圧値それぞれと組立精度パラメータの間の相関性を確認することができた。
- (3) 解析モデルを用いて、励振力のばらつきが振動騒音のばらつきとなることを証明できた。

参考文献

- Young Son, et al, " The Acoustic Noise Characteristics of HDD Due to the Structural Excitation of Spindle Motor ", IEEE , (2000)
- Thitima Jintanawan , I.Y.Shen , and Katsuhiko Tanaka , " Vibration Analysis of Fluid Dynamic Bearing Spindle with Rotating-Shaft Design ", IEEE (2001)