

VIBRATION EVALUATION OF A MULTI-POLE MAGNET GIRDER FOR A HIGH-BRILLIANCE LIGHT SOURCE

Atsushi Ishii¹, Hirohumi Kudoh, Takashi Shibuya, Isao Itou, Kenji Shinoo,
Hiroshi Sakai, Hiroyuki Takaki, Norio Nakamura
Institute for Solid State Physics, University of Tokyo
5-1-5 Kashiwanoha, Kashiwa-shi, Chiba, 277-8581

Abstract

Vibrational characteristics of a multipole-magnet girder assembly are crucially important to ensure the stability of the electron beam orbit in a high-brilliance light source. To evaluate the vibrational characteristics of our prototype multipole-magnet girder assembly, loaded with two quadrupole magnets and two sextupole magnets, we measured vibrations on and around the magnet girder assembly and analyzed the vibrational characteristics using by FEM(ANSYS). In this paper, we present the results from the vibration measurement and analysis.

高輝度光源のための多重極電磁石架台の振動評価

1. はじめに

低エミッタンス加速器からなる高輝度光源においては、一般的に近隣の4極電磁石(Q)や6極電磁石(S)の相対的な設置誤差や振動を抑えてビーム軌道の歪みや変動を小さくするために、これらの電磁石を共通架台に設置している。我々はこれまで、SuperSOR^[1]計画に基づく高輝度光源リングでの使用を前提として設計された多重極電磁石の共通架台について、静的な剛性、アラインメント時の利便性及び剛性などについて評価し、概ね満足の行く結果を得て来た^[2]。今回、新たにQ-S電磁石共通架台の振動について評価を行ったので報告する。

2. 架台の基本設計

試作架台の外観を図1左図に示す。架台寸法はW800[mm]×L1900[mm]×H1456[mm]で総質量は約28000[N](2860[kg])である。(全体架台は約820[kg])。

架台は三つのパートにより構成されている。一番下の基礎架台、その上に載る全体架台、個別のマグネットを載せる中間架台である。本設計では搭載する電磁石の代わりに外形寸法と重量を実際の電磁石と同等になるように製作されたダミーウェイトを搭載した。濃色のダミーウェイトが4極電磁石(Q)、淡色のダミーウェイトが6極電磁石(S)を表している。

架台の支持部は、基礎架台に設けられた高さ調整が可能なネジ式の4本の支承脚と、各支承脚の両側にある固定用ボルトによって構成されている。アラインメント作業のため、支承脚上面と全体架台下面間は接触のみで、固定装置は無く、摩擦係数を小さくするためオイレスという、潤滑油皮膜が形成されている円盤状の黄銅系鋳物(オイレス工業株式会社)

を介し、水平方向の調整に要する力が軽減されるように配慮されている。(図1右図参照)

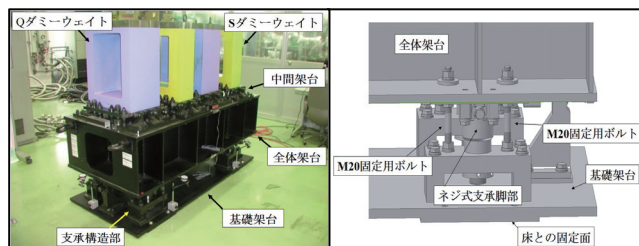


図 1: 試作架台

左図: 外観図

右図: 架台支持部構造図

3. 床面における常時微動測定

振動計には様々なタイプがあり、それぞれ異なる特徴を持っており、選定に当たっては十分な注意を必要とする。今回、我々は、0~100[Hz]の周波数領域を測定対象とし、まず最初に床面における常時微動を測定した。測定周波数領域が比較的低いため、ピックアップには周波数レンジ: 0.1~100[Hz]・分解能: 10⁻⁵[gal]のサーボ型速度計 VSE-15D、データ収集用に携帯型振動計 SPC-51 (共に榊東京測振)を用いた。我々のサイト(柏キャンパス)における、床面の常時微動測定結果を図2に示す。図2において、0.2[Hz]近辺に見られるピークは波浪とみられる広範囲でコヒーレントな振動であり、光源にとって有害な振動では無い。他方、3[Hz]近辺のピークは柏キャンパスに特有なランダム振動で、曜日や時間帯による変動などがあることからCultural Noiseと判断される^[3]。他に10[Hz]以上に見られる数多くのピークは、原因は特定されていないが、サイト付近の機械振動あるいは電氣的ノイズが原因と思われる。このスペクトルからも、50[Hz]以下の振動が相対的に

¹ ume-0915@issp.u-tokyo.ac.jp

大きいことが判り、注意しなければならないことが判る。

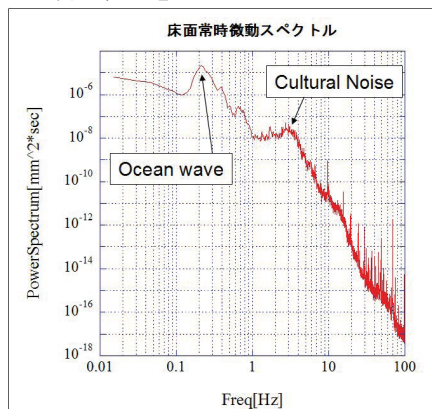


図 2: 床面における常時微動

4. 振動解析の手法について

振動解析は複雑な構造物を解析する有限要素法解析(FEM プログラムコードANSYS)の手法の中の動解析に含まれる。振動解析には主に3つの手法がある。モーダル解析・周波数応答解析・スペクトル解析である。モーダル解析は構造物の幾何学的形状と物理的特性から決まる、共振周波数とその時の構造物全体の振動の様子を、周波数応答解析とスペクトル解析は構造物を前者は周期的に、後者はランダムに加振させた時の、構造物の適当な点の応答を解析するとき用いられる。従って、ある点の振動測定に対しては、周波数応答解析やスペクトル解析の方が良く合う。振動解析については一般的に以下のような手順で行われる。

1) 架台の自重を考慮した静解析 ⇒ 2) 静解析における内部応力を考慮したモーダル解析 ⇒ 3) 周波数応答解析。
尚、本架台のように摩擦接触を含む問題ではANSYSの仕様上、モーダル解析等は理論的に出来ない。

5. 固定ボルト支持における振動特性

ANSYSの仕様から、接触問題を避けて、測定と解析を比較するために、我々は全てのダミーウェイト・中間架台を無くした無負荷架台を固定用ボルトのみで支持したモデルについてモーダル解析また、周波数応答解析と振動測定を行った。

図3に解析モデルを示す。

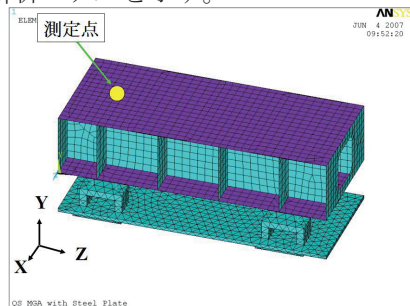


図 3: 解析モデル図

振動測定は図3における黄色い丸印付近で行い、X,Y,Zの各軸方向について架台付近の床面の常時微動と同時に測定をした。周波数応答解析においては、加振位置による応答の違いはほとんど無視出来るので、加振点を適当な一点とし、測定点は振動測定におけるピックアップの取り付け位置(黄色い丸印)と同一になるようにし、加振に対する各軸方向の応答について調べた。また、固定ボルト支持による全負荷架台モデルについて、モーダル解析のみを行った。

各測定と解析の結果を図4および表1に示す。表1の $f_{FEM無}$ 欄の下段に図4における共振周波数の測定値との差を記す。数パーセントの差で、非常に精度良く合うことが判った。

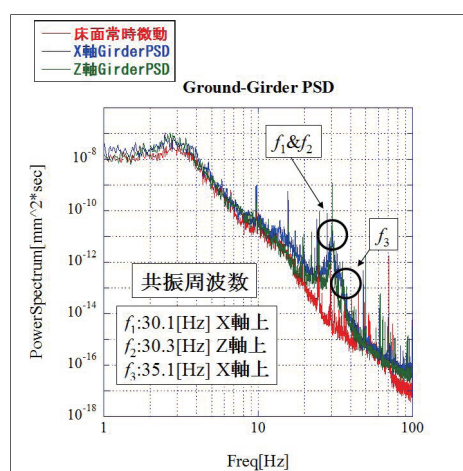


図 4: 無負荷架台の変位スペクトル

表 1: 解析の結果

No.	無負荷架台		全負荷架台	
	$f_{FEM無}$ [Hz]	振動形状	$f_{FEM全}$ [Hz]	振動形状
1	31.80 +6%	Y軸 回転1	19.32	X軸方向 並進運動
2	31.87 +5%	Y軸 回転1	20.73	Z軸方向 並進運動
3	33.35 -5%	Y軸 回転2	25.45	Y軸 回転1

表1中で振動形状を「Y軸回転」と表現しているが、これはY軸回転運動が支配的ではあるが、その動きの中にはX・Y・Zの各軸方向への振動も混ざっており非常に複雑な振動形状となっている。同様なことは「並進運動」についても言える。尚、同じ色のセルは同様の振動形状を示しており、回転1と回転2とでは、回転の中心が異なっている。

表1で、無負荷架台と全負荷架台との振動形状は異なっているが、これはダミーウェイト等の荷物を搭載することにより、幾何学的形状等が変化し、振動の起こりやすい方向が変わったためだと思われる。

6. 通常使用状態支持における振動特性

上述したように、固定ボルトのみにより支持された架台の振動特性が明らかになり、無負荷架台の測定と解析の結果が一致した。

次に我々は架台を通常使用状態、即ち支承脚による全体架台の支持に加え、固定ボルトを締付状態にした上で、無負荷架台と全負荷架台について各々の振動を測定した。固定ボルトは図1右図に示すようにM20[mm]であり、今回は120[N・m]で締め付けた。このとき、ボルトに掛かる引張荷重は1本当たり約37000[N](3775[kg])^[4]である。同時に支承脚には倍の74000[N](7550[kg])の圧縮荷重が掛かる。

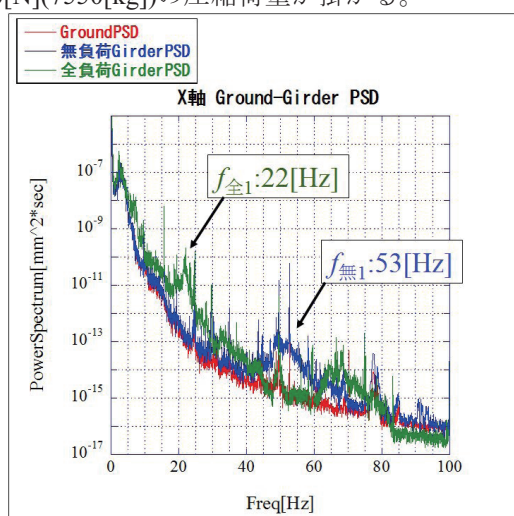


図 5 : X軸方向応答PSD

X・Z軸方向について0~100[Hz]の測定結果を図5・6に示す。ピークが見やすいように周波数軸を線形で表す。

図4と図5から、無負荷架台における、固定ボルトのみによる支持の場合と、支承脚+固定ボルト締込支持の場合を比べると f_1 が30[Hz]から53[Hz]へと上昇した。これは支持部が強化された結果である。全負荷架台では、測定作業の安全性を最優先して、固定ボルトのみによる支持時の測定は行っていないが、解析での共振周波数が正しいとすると、表1と図5から、 f_1 は19[Hz]から22[Hz]へと移動したことは同様に、支持部の強化による周波数のシフトが起きている。

全負荷架台と無負荷架台を比べると、図5において、 $f_{全1}$ は22[Hz]と、 $f_{無1}$ の53[Hz]に比べ、下がるのが判る。同様な傾向は図6における、Z軸方向の応答スペクトルでも見出せる。これは表1に示したような固定ボルトのみによる支持時の解析結果とは完全には一致しないが、ダミーウェイト等の負荷を搭載することによる全体的な幾何学的形状や重心位置、慣性モーメントの変化など総合的な原因であるためだと思われる。

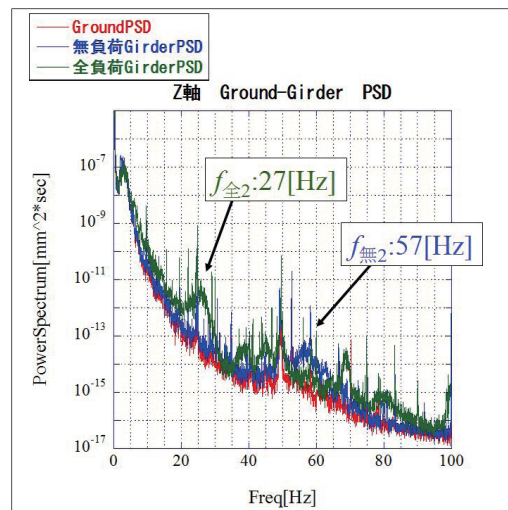


図 6 : Z軸方向応答PSD

7. まとめ

架台の質量が同じ場合（特に無負荷架台では）、架台の共振周波数は支持部の剛性に大きく依存する。これは、架台の支持が固定ボルトのみの場合に比べ、通常使用状態である支承脚+固定ボルト締込支持の場合、架台の共振周波数が30[Hz]から53[Hz]へ上がることから判る。無負荷架台と全負荷架台とでは、全負荷架台の共振周波数はより下がる傾向にある。

無負荷架台の固定ボルト支持による解析と測定は良く一致した。

通常使用状態における全負荷架台の共振による変位を積分して求めると最大で約10[nm]以下で、ビーム軌道への影響は小さいと言える。

8. 謝辞

本Studyを進めて行く上で、ESRFのDr.L.Zhangから多くの有益なご助言をいただいた。厚く感謝申し上げます。

参考文献

- [1] N.Nakamura, "Present Status of the Super-SOR Project", Proc. of the 2nd. Particle Accelerator Society of Japan, 2005, Tosu, Japan.
- [2] 石井篤他,"高輝度光源のための多重極電磁石架台の構造解析と性能評価", 第20回日本放射光学学会年会・放射光科学合同シンポジウム,平成19年1月
- [3] 工藤博文他,"SuperSORのための振動測定",第18回日本放射光学学会年会・放射光科学合同シンポジウム,平成17年1月
- [4] 大西清他, 機械設計製図便覧, 理工学社