振動台のパワースペクトル制御に関する検討*

松浦 克昌^{*1}, 赤坂 吉道^{*1}
平田 東助^{*1}, 一柳 健^{*2}

A Study on Power Spectrum Control of Shaking Table

Katsumasa MATSUURA, Yoshimichi AKASAKA,
Toosuke HIRATA, and Ken ICHIRYU

A power spectrum control technique for a shaking table system of response, which is excited by a pseudo-random wave, is studied. By the experiments using a practical machine and a shaking table model with a single degree of freedom, composed on an analog computer, it is shown that the cause of performance reduction in the power spectrum control concerns a nonlinear friction force and a transient response of a low damping system. Concerning the transient response, it is proved that a good control performance is obtained by an improvement of the averaging method in the power spectra measurements. Concerning the friction force, it is proved that the magnitude influences the control performance. As a result of the power spectrum control for an analog computer model of the shaking table in which the hydraulic servo system is considered, it is shown that the control performance of power spectrum for a response system with a friction force level of a practical machine can be put within the target level $\pm 3\text{dB}$.

Key Words: Power Spectrum, Shaking Table, Digital Control, Analog Computer, Pseudo-random Wave, Random Vibration, Natural Frequency, Damping Factor, Friction Force, Transient Response

1. 緒 言

高性能振動台の開発にあたって、振動台の入力加振波に忠実な応答を得ることが一つの重要な問題である。このためには応答系の固有振動数が入力加振振動数より十分高くなる必要があるが、実際問題としてはこの条件が満たされない場合のほうが多く、振動台応答遅れの補正が必要である。本研究では擬似ランダム加振波を用いたパワースペクトル制御技術について述べる。これは振動台の応答パワースペクトルを目標パワースペクトルに制御する技術である。

パワースペクトル制御用ソフトを開発するとともに、これを用いて小形電動加振機、小形油圧振動台のパワースペクトル制御を実験し、パワースペクトル制御の問題点を明らかにする。次に、アナログ計算機上に構築した1自由度振動系モデルを用いてパワースペクトル制御実験し、摩擦や減衰の有無、大小による制御効果を検討した。低減衰時制御性能を増加する新しい平均化アルゴリズムを得るとともに、実機油圧サー

ボ振動台のアナログシミュレータを構築し、摩擦の大きさとパワースペクトル制御性能との関係を明らかにした。

2. 実機によるパワースペクトル
制御実験

2.1 振動台パワースペクトル制御の方法

2.1.1 初期加振波の合成 図1はランダム振動による振動台パワースペクトル制御の基本構成図を示す。まず初期のランダム加振波の合成を行う。ランダム加振波の特長はそのパワースペクトルの形で与えられるから、パワースペクトルの形を先ず決定する必要がある。初期パワースペクトルの形は任意でよいが、振動台に与えたい目標応答パワースペクトルと同じ形

図1 振動台制御ブロックダイアグラム

* 平成元年4月5日 第66期通常総会講演会において講演、
原稿受付 昭和63年6月3日

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所 (〒300 土浦市神立町502)。

^{*2} 正員、(株)日立建機 (〒300 土浦市神立町650)。

が都合よい。したがってまず目標パワースペクトルを設定し、適当なレベル差の加振波スペクトルを与える。加振波パワースペクトルを平方根し、加振波振幅スペクトルを得る。次に0から1のランダム数をフレームサイズ分だけ取出し、これに 2π をかけてランダム位相を作る。このランダム位相の余弦、正弦成分を用いて振幅1の複素フーリエスペクトルを作る。これに加振波振幅スペクトルを掛けて周波数領域でのランダム加振波（加振波フーリエスペクトル）を得る。これを逆フーリエ変換して時間領域のランダム加振波を得る。これをアナログ信号に変換し、振動台の加振を開始する。

2・1・2 応答パワースペクトルの測定と表示 次に、加振状態の振動台応答加速度データがデジタル信号に変換されて計算機に取込まれる。取込まれたデータはフーリエ変換され、そのパワースペクトルが計算される。データ取込みからパワースペクトル計算までを数回繰返し、その回数だけパワースペクトルを加算し、平均値が求められる。通常パワースペクトルはデシベル値で与えられ、得られた応答パワースペクトルが目標パワースペクトルと $\pm 3\text{dB}$ 以内の誤差であればパワースペクトル制御は成功裡に終了する。これはCRT上に目標値 $\pm 3\text{dB}$ と応答値パワースペクトルを併記すれば目で判定できる。

2・1・3 修正加振波の合成 初期加振波による第1回めの応答パワースペクトルは振動台の本来の応答特性を示し、目標スペクトルとは通常大きく差を生じる。目標値から応答値をデシベル値で引き算し、この差分を初期加振波パワースペクトルに加え、修正加振波スペクトルを得る。この場合、差分を100%修正すれば1回のスペクトル修正で応答値を目標値に一致させることができるはずであるが、実際の系ではいろいろ

問題を生じ、うまくゆかない。この原因は応答系の非線形系や加振波修正による過渡応答と考えられ、加振波修正倍率 $\alpha < 1.0$ が有効と考えられる。本研究ではパワースペクトル制御性能劣化要因を明らかにし、制御性能改善を主目的に行った。したがって α に関しては $\alpha = 1.0, 0.5$ についてのみ検討した。なお、サンプリング周波数 f_s 、フレームサイズ N とすると分解能 $\Delta f = f_s/N$ となりこの整数倍周波数成分が離散的に加振波に含まれる。ただしエイリアジング防止のため $f_s/2$ 以上の成分はフィルタカットされる。したがって制御帯域幅はこの周波数以下となるが、帯域内での制御バンド幅は任意に設定される。

2・2 小形電動加振機の加振力パワースペクトル制御

図2は小形電動加振機の制御系について示す。初期加振力のパワースペクトルをフラットな特性の目標スペクトルとした。15~400 Hz帯域で加振力パワースペクトルを目標パワースペクトルに $\pm 3\text{dB}$ 以内で一致するよう制御を試みた。加振力はインピーダンスヘッドで検出した。加振機を固い床上に置いて実験したため、第1回めの応答は加振機自体の振動特性を示す。慣性力加振のため、40 Hz程度に共振点を有し、これ以下で加振力は急激に落ちる。低周波での極端なパワーアップが難しく、15 Hz以下を無制御とした。本実験ではサンプリング周波数2 kHz、分解能2.0 Hz、フィルタ1 kHzとしたが400 Hz以上は無制御とした。

$\alpha = 1$ とした本実験では1回の加振波パワースペクトルの修正で加振力応答スペクトルは目標パワースペクトルと $\pm 3\text{dB}$ 以内の誤差で一致している。

2・3 小形油圧サーボ式一軸振動台の制御例

図3は積載量1トンの水平一軸振動台の加速度パワースペクトル制御結果を示す。左右の図は油圧振動台のクロスポーティングバルブの開度を大きくした場合と小さく絞り閉じた場合の制御結果を示す。弁開度の大きい場合は系の減衰比が大きく、振動台伝達関数はピークを生じない。したがって図の制御結果は制御帯域5~40 Hzにおいてフラットな目標スペクトル $\pm 3\text{dB}$

図2 小形電動加振機の加振力制御実験例

図3 油圧振動台の加速度パワースペクトル制御実験

内にほぼ納まっているが、帯域にわたって分散が大きく制御を続行しても改善されない。原因として応答系の非線形性あるいは検出器誤差など考えられる。

右図の弁開度の閉じた場合は系の減衰が小さい。25 Hz 付近に急峻なピークを有し、目標レベルとの差が大きい。この場合修正率 $\alpha=0.5$ として目標値への漸近をはかったがこの段階では制御後の応答スペクトルは共振点付近で目標値 ± 3 dB の範囲を大きく逸脱している。制御を繰返しても共振点付近での収収が悪い。この原因は応答系の非線形性の影響も考えられるが、減衰が小さいことによる影響も考えられる。この問題はアナログ計算機による振動台モデルを使った実験で検討する。

3. アナログ振動台モデル による制御実験

3.1 非線形摩擦力を有する 1 自由度振動台モデル

図 4 は 1 自由度振動台のアナログ計算機モデルを示す。この運動方程式は

$$\ddot{x} = F(-\dot{x})/M - 2\zeta\omega_n\dot{x} - \omega_n^2x + \ddot{X}_{IN} \quad \cdots (1)$$

である。ここで ω_n は系の固有振動数、 ζ は減衰比、 M

は振動台質量である。加振力 f を質量 M で割った形で入力加振速度 $\ddot{X}_{IN}$ を与えている。

F は油圧振動台のシリンダピストン部の摩擦力を想定して与えている。乾性摩擦力は速度零の両側で符号反転するとの考え方が一般的であるが、乾性摩擦力では速度零付近での摩擦力の切りかわりが激しすぎる。現象的にも多少問題があるので、ここでは図 4 に示すごとく、速度零付近の狭い範囲だけ粘性摩擦力で近似し、

$$\left. \begin{aligned} \delta_v > \dot{x} > -\delta_v & \text{の時 } F(\dot{x}) = (F_0/\delta_v)\dot{x} \\ \dot{x} \geq \delta_v & \text{の時 } F(\dot{x}) = F_0 > 0 \\ \dot{x} \leq -\delta_v & \text{の時 } F(\dot{x}) = -F_0 < 0 \end{aligned} \right\} \cdots (2)$$

とした。ただし、ポテンショメータ P_2 で速度の符号が反転しているため実際に作用する力は $F(-\dot{x})$ となり、右図に示すごとくなる。図 5 はこのアナログモデルを正弦波加振した時の応答を実測したものである。左右で摩擦力を大小に与えて示している。この結果から応答加速度の波形は実際の油圧振動台の観測波形と酷似しており、飽和形摩擦力は振動台の非線形重要フ

図 4 飽和形摩擦力を有する 1 自由度振動台モデル

図 5 正弦波加振による飽和形摩擦力系の応答例

図 6 修正率 $\alpha=1$ としたときの問題点

図 7 修正の大きさによる過渡応答の発生状況実測例

ファクタと考えられる。この摩擦力に関しては擬似ランダム波を用いたパワースペクトル制御実験においても検討する。

3・2 線形系でのパワースペクトル制御の問題点

図4のブロック図で $P_2=0$ とあれば線形応答系を得る。擬似ランダム加振波によりパワースペクトル制御した結果を図6、図7に示す。応答系が線形ということでこの場合、スペクトル修正率 $\alpha=1$ として行った。図6で系の減衰比が $\zeta=0.1$ と比較的大きい場合は第1回めの自然応答スペクトルに対して第2回めの制御応答パワースペクトルは目標値のフラットなスペクトルにほぼ一致している。したがってこれ以上の修正は無意味であるが6回後の修正応答スペクトルを参考に示した。この場合は制御を繰返してもスペクトルに大きな変化を生じない。図6で系の減衰が $\zeta=0.02$ と小さい場合、共振振動付近の応答スペクトルが ± 3 dBを大きく超過し、制御を繰返しても改善されない。この原因を図7に示すごとく加振波の修正による過渡応答に基因する。加振波の修正はそこに位相的非連続性を生じるから、過渡応答は必ず発生するが、図7に示すごとく、修正レベルが大きいと過渡応答の発生は顕著である。パワースペクトルを得る場合、必ず数回のアベレーシング操作が行われる。この平均回数が多いほど過渡応答の影響は薄まるが、これを和らげる他の方法として、平均化の方法を新しい時刻歴データにエキスポネンシャルに大きなウェイトをかけたり、時刻歴加振波の1フレーム分に正弦半波のウィンドをかける等実用化においてはいろいろ工夫されている。

いずれにしても加振波修正レベルが小さいほど過渡応答の発生が小さく、修正率 $\alpha < 1$ として目標パワースペクトルに漸近する方法が良策といえる。ただ、原理的には加振波修正直後の過渡応答成分を多く含んだデータはパワースペクトルの平均化操作から除外しておけば過渡応答に対する平均化の負担が小さく、減衰の小さい系でも $\alpha=1$ の修正率の適用が可能になる。

図6は平均回数15回とした結果であるが、図8は

図8 改良平均法によるパワースペクトル制御例

全く同じものを、最初の5回(フレーム)分データを平均から除外し、その後の10回分データだけ用いた制御応答スペクトルである。第2回めの応答スペクトルが目標スペクトルにほぼ完全に一致し、6回めのスペクトルも不変で、従来より大幅に改善されている。

3・3 振動台の限界性能曲線スペクトル制御

振動台は低周波域では変位を大きく与え得るが加速度は小さい。高周波域では逆に加速度は大きくできるが変位は小さい。振動台は無理のない運転を実現するため低域変位一定、中域速度一定、高域加速度一定の限界性能曲線を設定している。図9(1)はその一例を示すもので、変位一定の場合は12 dB/OCTのこう配で、速度一定は6 dB/OCTのこう配で加速度 G が増加する。

限界性能曲線をそのまま振幅スペクトルとして擬似ランダム波を作ると出力レベルが大きすぎるので最初は小さく与え、徐々に限界性能レベルアップする方法がとられる。今回は初期加振波を1/100と小さくして実験した。図9(2)はこの初期加振波の空間発生頻度を実際作成した時刻歴加振波より実測、正規化し、ガウス分布(正規分布)の理論値と比較したものである。両者がよく一致し、ガウシアンノイズであることがわかる。応答系は図8と同じ低減衰アナコンモデルを使い、スペクトルの測定は同じ改良平均法を用いた。図9(1)の両対数振幅スペクトルは横軸リニアスケールのパワースペクトルに直すと図9(3)の3本線になる。当然中央の丸味を帯びた曲線が目標スペクトルで他の2線が ± 3 dB値である。加振波による最初の応答加速度パワースペクトルと目標スペクトルに制御する修正パワースペクトルをこの図に併記した。図9(4)は修正スペクトルによる制御を2回繰返した結果

図9 限界性能曲線スペクトル制御

で制御域 1.5~30 Hz でよく目標値に一致していることがわかる。なお(3)の第1回めの修正スペクトルによる結果では共振付近とそれ以下の低域での誤差が大きく、2度めにこれをクリアした。図8の改良平均法はここでも有効であった。

3・4 摩擦力の大きさと制御性能 図10は図3のアナログ振動台モデルで $P_2=1$ として飽和形摩擦力を有する系の擬似ランダム加振波による加速度パワースペクトル制御の例を示す。この場合はかなり大きな摩擦力を設定している。系の固有振動数は5 Hz、摩擦力と並列の粘性減衰比 $\zeta=0.01$ としている。この場合、摩擦力自体がかなり大きな等価減衰力として作用しているため、粘性減衰 $\zeta=0.01$ の場合に比して系の応答特性(1)のピークはかなり低い。パワースペクトル制御性能は制御域 1.5~30 Hz の全域にわたって目標スペクトルへの収斂が悪い。この場合は非線形を含むためスペクトル修正率 $\alpha=0.5$ として目標値に漸近させている。またパワースペクトル平均法も過渡応答の

図10 摩擦力の大きい系のパワースペクトル制御例

図11 摩擦力を小さくした時の制御例 ($\alpha=0.5$)

影響を少なくする改良形を用いているが、第20回めに得られたパワースペクトルでも共振域付近では ± 3 dB 値をはみ出している。共振域以外でも収斂が悪い。

図11は図10の摩擦力の0.4倍の小さい摩擦力の結果を示す。この場合当然ながらピークは高くなっているが、11回めの修正後に得られたパワースペクトルは共振域を含め制御域全域で目標スペクトル ± 3 dB 内に納っている。

以上の結果は図3の実機油圧振動台パワースペクトル制御実験結果と良く一致する。なお摩擦の作用する系では共振域での制御性能の劣化が大きいが、共振域以外でも収斂が悪い。これは摩擦力はく形波に近く、高次成分を多く含むためと考えられる。

3・5 油圧サーボ系を考慮した振動台モデルの制御

図12は図3の実験で用いた油圧サーボ式小形振動台のアナログ計算機モデルを示す。油圧サーボ式振動

図12 油圧サーボ式振動台のアナログ計算機モデル

図13 油圧サーボ系モデルの制御例

台ではサーボバルブの出力流量がスプールとスリーブの間げきで形成されるオリフィス作用により、その差圧の平方根に比例する。またこの油圧サーボ弁方式では圧力流量特性の非線形性のほかに、振動台駆動用アクチュエータのピストン部の摩擦力 F_f が作用する。なおアナログ計算機モデルでは時間が10倍されているので、制御周波数域は実機3.2~32 Hzに対して0.32~3.2 Hzとした。

図13は油圧シリンダのピストン部摩擦力 F_f を零および実機に近い摩擦力24.5 Nと与えた時の加速度パワースペクトル制御の結果を示す。制御目標パワースペクトルはフラットな特性としたが、(1)の摩擦力零の場合は減衰が大きいこともあって共振振動数2 Hz(実物20 Hz)を含め制御域0.32~3.2 Hzの全域で応答スペクトルが目標値に一致している。この場合は圧力流量特性の非線形性は存在するが制御結果への影響はほとんどないと言える。

図13(2)は実機摩擦力を考慮したときの応答を示す。16回めの応答スペクトルは何とか目標値 ± 3 dB内に納まっている。

実機摩擦力はその絶対値でなく、振動台質量との比で考えるべきと思われるが、上記の結果は小形ながら実機の値を用いたシミュレーション実験であり、実用機の標準的摩擦力と考えても良い。この程度であれば

目標レベルに比べて応答スペクトルを ± 3 dB 以内に納め得ると言える。

4. 結 言

擬似ランダム加振波を用いた振動台応答系のパワースペクトル制御技術について検討した。実機小形電動加振機および小形油圧振動台での実験を通して、応答系の非線形性や減衰比がパワースペクトル制御性能に影響することを示した。この原因は摩擦力による非線形性と低減衰比系での過渡応答であることをアナログ計算機を用いた1自由度振動台モデル実験で明らかにした。過渡応答に関してはパワースペクトル測定時の平均法の改善で良好な制御性能を得ることを示した。

摩擦力に関してはその大きさが制御性能に大きく影響することを示すとともに油圧サーボ系を考慮したアナコン振動台モデルのパワースペクトル制御を行い、実機程度の摩擦力では応答パワースペクトルを目標値 ± 3 dB 以内に制御できることを示した。

文 献

- (1) Barthmaier, J. P., Digital Control, Shock Synthesis, and Transient Wave Control, *International Symposium on Shock Analysis and Testing*, (1974-10).
- (2) Harris, C. M. and Crede, C. E., *Shock and Vibration Handbook*, 2 (1961), 21-1, Mc Graw-Hill.

討 論

〔質問〕 藤田 勝久・安田 千秋

〔三菱重工業㈱高砂研究所〕

貴論文で記述しているパワースペクトル密度の制御方式自体はすでに周知の技術であり、論文自体のオリジナリティがどこにあるのかご提示願いたい。

また、非線形として固体摩擦力のみを強調しておられるが、電気-油圧式振動台において制御上の問題点はすでに佐藤(付1)を始めとして、多くの研究者が検討されており、一般的にはスプール弁の影響や供試体の振動特性のほうに影響が大きいと考えられる。さらに最近では、これらの問題はほぼ解決されて、非線形に議論が移りつつあるのが現状である。このため、固体摩擦力の値のみに固執されている根拠およびモデル化の妥当性についてご提示願いたい。また波形自体の再現性について言及されていないが、この点についていかがか。

なお、文献調査に関しても、十分ではないと思われる。

〔回答〕 パワースペクトル制御のやり方自体は周知の技術であるが、図6、7に示したごとく、系の減衰比が小さい場合の問題解決は一つのオリジナリティと言える。過渡応答を強く含む加振波修正直後の数フレーム分の応答波をパワースペクトルの加算平均化データから省く方法は正確な応答パワースペクトルを短時間に得る方法として効果が大きく、新しい方法と言える。次にこれは次のご質問の答とも重なるが、油圧サーボ弁(スプール弁)の圧力・流量特性の非線形性を含めた実機振動台シミュレータ(図12)を制御し、摩擦力自体とそれ以外の非線要素が制御へ及ぼす影響を比較し、油圧振動台ではピストン部摩擦力がパワースペクトル制御性能劣化の主因であることを示している(図13)。図3の実験結果とも一致している。劣化要因の明確化はその他の基礎的な事柄の小さな検討の積重ねも含めて一つのオリジナリティであり、工学論文に値するものとする。波形の再現性についてだが、完全な正弦波の集まりである加振波に対して、応答波は

そのパワースペクトルを目標値に制御できればよい。
したがって目標どおりのパワースペクトルが得られて
いれば波形の再現性は問題ないと思う。次にモデル化
の妥当性であるが一自由度振動台モデルは油圧振動台
の実験結果より見当をつけてモデル化したものだが、
結果的には図 12, 13 の実機シミュレータでこれが妥
当であったことが明確にできた。またこのモデルを使
ってパワースペクトルの収れん性を早める方法が得ら

れており、モデル化の妥当性は十分あると思う。

なお、文献には次を加えさせていただきたいと思
う(付2)。

-
- (付1) 佐藤, 電気-油圧式加速度発振機に関する基礎的研究,
計測自動制御学会論文集, 9-2 (1973).
 - (付2) Norin, R. S., Pseudo-Random and Random Testing,
Seminar Understand. Digital Control Anal. Vib.
Test System, (1975-6).