鉄道車両の振動低減に関する研究*

(応答曲面法による床下機器配置最適化の基礎的検討)

岩波 健^{*1}, 施 勤 忠^{*2}
萩原 一郎^{*2}, 長松 昭男^{*2}

Study of Vibration Reduction for Railway Vehicle (Basic Investigation for the Optimal Position of the Underfloor Equipment Using Response Surface Methodology)

Ken IWANAMI^{*3}, Qinzhong SHI,
Ichiro HAGIWARA and Akio NAGAMATSU

^{*3} East Japan Railway Company, Yoyogi 2-2-2, Shibuya-ku, Tokyo, 151-8578 Japan

The vibration of first vertical bending mode of railway vehicle body greatly affects the riding comfort for passengers. In recent studies of authors, it is estimated that the arrangement of underfloor equipment with large mass and stiffness influences the dynamic characteristic of railway vehicle. Therefore, the purpose of this study is to optimize the arrangement of underfloor equipment to achieve the low vibration design of railway vehicle. The optimum design problem involves discrete design variables and a new response surface methodology, based on holographic neural network, is developed in this application. The sequential procedure and the stopping criteria are proposed. As the optimization result, the optimal position of the underfloor equipment makes the first bending frequency largest and it is confirmed that the first body bending vibration is reduced.

Key Words: Railway, Design Optimization, Response Surface Methodology, Discrete Design Variables, Modal Analysis, FEM Analysis

1. 緒 言

近年, 新幹線の高速化が推進され, 300km/h での営業走行も行われている。しかし, 高速化やそれに伴う車体の軽量化は車内の振動騒音を増加させ, 快適性を損なう場合がある。その一例として, 人間の感度が鋭い周波数帯近傍に存在し, 乗客の乗り心地に大きな影響を与える車体上下一次曲げ振動の発生が挙げられる。この振動を, 現状に対して低減あるいは維持できる車両設計法が重要である。

系の固有振動数を決定する主たる因子は, 剛性と質量である。従来, 車体上下一次曲げ振動対策は主として曲げ剛性の向上であったが, 車体構造部材の寸法増大から剛性向上を図るには軽量化の面から限界がある。一方質量は, 別の観点から削減が推進されるのみであった。ここに, 車両の床下機器は大質量を持つものが多く, その取付位置によっては車両の振動挙動に

影響を与えると考えられる。また岩波らは, 車体上下一次曲げ振動の発生を精度良く予測するための鉄道車両モデルの作成法を検討した⁽¹⁾。その中で, 従来は質量としてのみ考慮されることが多かった車両の床下機器を構造として取り扱う場合, 車体の曲げ剛性が増大する結果, 車体上下一次曲げ固有振動数も上昇することを見出した。つまり, 床下機器の質量, 剛性双方が, 車両の動特性に影響するといえる。各機器は車両に必要不可欠なものであるから取り外すことは無論不可能だが, その配置を検討することは可能であり, 実現性も望める。以上の観点から本報では, 床下機器配置の変更により, 車体上下一次曲げ振動の発生が小さい車両の実現を試みる。

本報ではまず, 著者らが検討手段として新たに開発した離散設計変数問題に適用できる応答曲面法について, 手法の概要と例題による妥当性評価を示す。続いて開発手法を, 鉄道車両の車体上下一次曲げ振動低減を目的とした床下機器配置最適化問題に適用し, 基礎的検討を行う。ここでは低振動車両実現の一手段として, 車体上下一次曲げ固有振動数の最大化を目的とした床下機器配置最適化問題を設定し, 得られる機器配置解に対して振動低減効果を検証する。

* 原稿受付 1999年5月19日。

^{*1} 正員, 東日本旅客鉄道(株) (〒151-8578 東京都渋谷区代々木2-2-2)。

^{*2} 正員, 東京工業大学 (〒152-8552 東京都目黒区大岡山2-12-1)。

E-mail: BXH04061@nifty.ne.jp

2. 離散設計変数問題に対する応答曲面法

2.1. 応答曲面法による最適化の意義 自動車などの詳細 FEM 解析ではモデルの大規模化が避けられず、その結果、例えば自動車の衝突解析には、スーパーコンピュータを用いても 1 回の計算に数十時間を要する。これでは、解析結果を把握した後に改善設計案を立てて再計算する繰返しは、時間的制約から十分に行うことが難しい。また最適化問題の解法は、線形問題には感度解析と逐次近似化法の組み合わせが一般的であるが、非線形問題の感度解析は容易でない。よって感度解析によらず、大規模計算回数が少ない最適化手法が望まれる。この観点から従来手法を吟味すると、有効な一手法として応答曲面法が見出される。

応答曲面法とは、解析あるいは実験結果として得られる限られた数の応答値から設計領域内応答値の近似モデルを構築し、これにより最適解を得る手法である。従来の応答曲面法には、多項式基底関数を用いた応答値近似手法⁽²⁾やバックプロパゲーションニューラルネットワーク (BNN) による近似手法⁽³⁾がある。近似精度には両者に顕著な差はないが、BNN はより広い領域を近似できる。しかし、BNN の必要学習点数は不明確で、試行錯誤による決定に実用上問題が残る。

従来手法の問題点は、施らによるホログラフィックニューラルネットワーク (HNN) の適用⁽⁴⁾により改善をみた。施らの手法では、近似に必要な学習点数は逐次増加させるため予め定める必要はなく、結果として最低限の点数から解が得られる。本報では施らの応答曲面法をさらに発展させ、離散設計変数問題である組合せ最適化問題に適用する。この分野の検討例には、Swift ら⁽⁵⁾や Sellar ら⁽⁶⁾の報告があるが、本報の手法は逐次性および計算終了判定基準を有する点で異なる。

2.2. 最適化手順の提示 扱う離散設計変数問題を次のように定義する。

$$\begin{aligned} &\text{Find } \mathbf{x} \\ &\text{Such that } f(\mathbf{x}) \rightarrow \text{minimize} \\ &\text{Subject to } g_i(\mathbf{x}) \leq 0 \quad i=1,2,\dots,m \end{aligned} \quad (1)$$

これに対し、施らの手法⁽⁴⁾を基に、離散設計変数問題への適用に特化した応答曲面法を新たに開発した。本手法の流れ図を図 1 に示し、以下にその概要を記す。

1) 初期応答点の決定

初期設計点を $x_k (k=1, 2, \dots, N)$ とする。 N は離散設計領域 D 内に設定する設計点の個数である。初期点数 N の決定は次式に従う。 n は設計変数の個数で、各設計変数に対して 2 次近似を行う際の最低必要点数を意味する。

$$N = \frac{(n+1)(n+2)}{2} \quad (2)$$

初期応答点の指定は、離散設計領域 D 内の各設計変数に対し均一乱数を発生させることにより行う。

2) 計算点による応答曲面の近似

本報の応答曲面近似には、優れた近似能力を持つホログラフィックニューラルネットワーク (HNN) を用いる。個々の設計点 x_k に対して解析値 $f(x_k)$ および制約値 $g_i(x_k)$ を算出し、これを HNN の教師データとしてそれぞれの応答曲面を近似する。

3) 近似曲面による最適解および制約値の導出

近似した応答曲面から、制約を満たす近似最適値 $f(x_{opt}(it))$ およびその制約値 $g_i(x_{opt}(it))$ を求める。ここに it は最適化計算の繰返し数である。

4) 計算終了判定

計算の繰返しにおいて、3) で同じ設計変数が 2 度出現した場合は、その設計変数における真の応答値および制約値を算出し、近似解との比較を行う。

Fig.1 Flowchart of the proposed method

その際、本報では次式のような計算終了判定基準を提案し用いる。 ε は判定値である。式(3)を満たす場合は、応答曲面近似の精度が良いとみなし、得られた応答値(真値)を最適解として計算を終了する。また式(3)を満たさない場合には、応答曲面近似の精度不足とみなし、この応答値を用いて再度応答曲面近似を行い、2)へ戻り最適化計算を継続する。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\|f(x_{opt}(it)) - \hat{f}(x_{opt}(it))\|}{\|f(x_{opt}(it))\|} &\leq \varepsilon \\ \frac{\|g_i(x_{opt}(it)) - \hat{g}_i(x_{opt}(it))\|}{\|g_i(x_{opt}(it))\|} &\leq \varepsilon_i \quad i=1,2,\dots,m \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

5) 追加応答点の決定

追加応答点は、連続変数の場合と異なり均一乱数により決定する。これは、離散設計変数では、その順序関係が場所の遠近といった実際の状況と必ずしも関連しないことによる。このとき、応答曲面の全体的な近似精度向上を目指すため、追加応答点の指定はそれまでの最適化に用いた応答点に対して設計変数間の距離がなるべく大きいものから選ぶという条件を設定する。この条件により、離散設計領域に対する応答点分布をほぼ均一に設定することが可能になる。なお、本検討では基本的に、追加する点数は設計変数の数に等しく n とする。新規離散設計点 $x_k = (x_{1k}, x_{2k}, \dots, x_{nk}) (k = N+it \cdot n+1, \dots, N+it \cdot n+n)$ の各成分 $x_{ik} (i=1, \dots, n)$ は、均一分布乱数 $\mu_{ik} (i=1, \dots, n)$ により得る。 ($x_{ik} = \mu_{ik}$ である) ここに、既存設計変数と、新たに追加する設計変数候補間の相互距離を、

$$d_k = \min \left\{ \|x_k - x_j\|, \begin{aligned} &j=1, \dots, N+it \cdot n: \\ &k=N+it \cdot n+1, \dots, N+it \cdot (n+1) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

で定義し、 $d_k \geq d_{min}$ となるもののみを採用する。さらに、応答曲面において制約を満たさないものは採用しない。 d_{min} を可能な限り大とすることで、離散設計領域内に均一に追加設計変数を設定できる。ただし、採用点が増せば d_{min} より大きい設計点は求まらなくなる。このようなときには、新たな d_{min} を次式のように設定する。

$$d_{min} = \beta \cdot d_{min} \quad (0 \leq \beta \leq 1) \quad (5)$$

追加点が決定されたら2)へ戻り、計算を継続する。

2.3. 開発手法の特徴 本手法は、従来報告されている手法と比較して、以下の点に特徴がある。

・ 逐次的な手法であること：

従来手法では、最初に応答曲面近似に用いる応答点数を決定して近似曲面を作成し、この情報のみを基に最適解を求めている。対して本手法では、逐次

的に応答点数を増やして応答曲面をその都度近似するため、必要最低限の応答点のみから解が得られる。

・ 計算終了判定基準を設けること：

従来の手法は逐次的手法ではないこともあり、計算終了に関する明示はなく、近似に用いる応答点数と得られる解の精度との関連のみが示されている。対して本手法は逐次的手法であるため、計算終了判定に関する基準を設け、計算量などを制御できる。

・ 応答点の設定を制御すること：

設計領域に対し、応答点の偏りがなく全体を近似できるように、応答点の設定を制御している。

3. 例題による開発手法の検証

3.1. 検証用例題の設定 開発手法をばねの最適組合せ問題に適用し、本手法の妥当性を検証する。設計対象モデルは図2に示す3自由度系で、質量 $m_1 \sim m_3$ および両端の剛体壁との相互の結合に $k_1 \sim k_5$ の5つのばねを用いる。各結合ばねには、表1に示す剛性および質量を持つ4種のばねを任意に選択し適用する。また、質量 $m_1 \sim m_3$ は表2のように定める。可能なばねの組合せのうち、系の一次固有振動数を制約条件として最小の総重量を達成するものを最適解とする。この最適化問題は以下のように定式化される。

$$\begin{aligned} \text{minimize} \quad & f(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^5 W(k_i) \\ \text{subject to:} \quad & g(\mathbf{x}) \geq 1.6 [\text{Hz}] \quad [\text{Natural frequency (1st mode)}] \\ & \mathbf{x} = \{x_{k1}, x_{k2}, x_{k3}, x_{k4}, x_{k5}\} \end{aligned} \quad (6)$$

設計変数 $\mathbf{x}$ の個々の要素には、 $k_1 \sim k_5$ に採用するばねの種類が対応する。この場合、可能な全組合せ数は、4種類を5箇所に適用するので $4^5 = 1024$ 通りである。

3.2. 得られた解と妥当性 初期応答点数を、

Fig.2 Three DOF model

Table.1 Spring characteristics

Type	Stiffness(N/m)	Mass(kg)
1	500.0	5.2
2	400.0	5.6
3	300.0	4.8
4	100.0	3.2

Table.2 Mass ($m_1 \sim m_3$) characteristics

Type	Mass(kg)
m_1	10.0
m_2	100.0
m_3	10.0

式(2)に従い21点とし、追加点数は設計変数の数と等しく5点とした場合の結果を表3に示す。ここでは、計算終了判定は後に検討することとして設定せずに、繰返し数9回までの一連の計算を行った。表3より、繰返しを重ねるごとに、多少の変動はあるものの近似精度は向上していくことがわかる。近似度合いの一例として、繰返し数 $it=6$ での目的関数、制約条件の近似値と真値とを比較すると、誤差はそれぞれ約1%、約3%であった。これよりこの時点で、双方ともほぼ近似が達成されているが、誤差は制約条件のほうが大きい。また、今回の結果では、6回目の繰返しにおいてそれまでの最適値とは異なるより良い(最適な)解を見出すことができている。この解は全ての場合を計算して求めた最適解に一致している。これは、当初は制約条件である固有振動数の近似精度が悪く、この解は制約を満たさないと判断されていたが、繰返しを重ねるごとに制約の精度が向上したために得られたものである。これより本手法では、局所最適解に陥ることなく、全体的な最適解を見出せることが示される。

3.3. 終了判定基準の設定に関する考察 計算結果より、計算終了判定値の設定を厳しくすれば、より最適な解に到達できる。つまり、全体的最適解を確実に得るためには、本手法に採用した終了判定値(式(3)の ϵ および ϵ_i) を極力小さく設定する必要がある。計算例では制約条件の近似精度向上に計算回数を要しており、例えば $\epsilon = \epsilon_i = 2.0 \times 10^{-3}$ 程度に設定することで全体最適解に到達できる。ただし結果より、近似精度は計算を繰返すことで必ずしも単調に向上するわけではないので、全体最適解を得るためには可能な限り小さな値とする必要がある。

一方、問題の設定によっては、計算精度よりむしろ最適化に要する計算コスト(総計算量)や計算時間が問題となる。この場合には、判定値を緩く設定することで計算量および所用時間を短縮し、結果として局所最適解を許容すればよい。また、近似した応答曲面は保存が可能であるから、計算終了後により厳しく最適解を求める必要が生じた場合は、計算を重ねる度に判定値を厳しく設定し、前回終了したところから計算を再開すればよい。つまり本手法によれば、計算終了判定値の設定を考慮することにより、設計上有限なものとして制約される貴重なコストや時間を最大限活用し、その中で達成可能な精度で設計解を得ることができる。

この例題では結果として、可能な全組み合わせ数のわずか $1/20$ 程度の応答点のみを用いることで、最適な組合せを見出すことができた。最初に初期点数(学習点数に相当する)を決め、これにより応答曲面を近

似してその最適値を最適解とする従来の手法と比較して、必要最低限の応答点により最適解を得ることができる。逐次的な本手法の妥当性が示される。

4. 鉄道車両の床下機器配置最適化

開発手法を用いて、鉄道車両の車体一次曲げ振動低減を目的とした床下機器配置最適化問題を検討する。

4.1. 検討車両モデルの概要 検討に用いるモデルは、実際の新幹線車両を模擬した1車両モデルである。車体および台車枠をはり要素で構成し、支持ばね系をばねおよび減衰要素で置換した。なお、配置を検討しない機器類は集中質量としてモデル化し、その存在位置に設置した。モデルの概要を図3に示す。また、与えた諸元を表4に整理する。

4.2. 配置を検討する機器のモデル化 本報では基本的な検討を行うこととして、固有の剛性、質量を持つ2種類の機器の配置を検討した。ただし剛性については実際の機器を前提としたものではなく、ここでは適当に決めた。各機器は、オフセットを有するはり要素でモデル化した。モデルの概略を図4に、諸元を表5に示す。機器Aは機器Bの2倍の大きさを持つ。

実際の機器配置決定は、騒音の有無や重量バランス、機器機能の集約化等によりなされる。例えば空調機器など騒音を発するものは、極力客室から遠ざける

Table.3 Results

(a) Objective function

It (No. Designs used)	Objective function (Total mass)			
	Optimum point (Design valuable)	Approximate optimum value(kg)	True value of this point(kg)	Error by Eq (3)
1(21)	11414	21.961	22.000	(1.77E-3)
2(26)	11414	21.950	22.000	2.27E-3
3(31)	11414	21.941	22.000	2.68E-3
4(36)	11414	21.991	22.000	0.41E-3
5(41)	11414	21.998	22.000	0.09E-3
6(46)	11434	21.576	21.600	1.11E-3
7(51)	11434	21.601	21.600	0.05E-3
8(56)	11434	21.600	21.600	0.00E-3
9(61)	11434	21.599	21.600	0.05E-3
10(66)	11434	21.593	21.600	0.32E-3

(b) Constraint

It (No. Designs used)	Constraint (Natural frequency)			
	Optimum point (Design valuable)	Approximate optimum Value(Hz)	True value of this point(Hz)	Error by Eq (3)
1(21)	11414	1.695	1.6970	(1.18E-3)
2(26)	11414	1.690	1.6970	4.12E-3
3(31)	11414	1.684	1.6970	7.66E-3
4(36)	11414	1.682	1.6970	8.83E-3
5(41)	11414	1.684	1.6970	7.66E-3
6(46)	11434	1.621	1.6141	4.27E-3
7(51)	11434	1.610	1.6141	2.54E-3
8(56)	11434	1.609	1.6141	3.16E-3
9(61)	11434	1.612	1.6141	1.30E-3
10(66)	11434	1.613	1.6141	0.68E-3

ように配置される。しかし、ここで検討する2機器は騒音源ではないとし、自由に配置できると仮定した。

4.3. 設計変数の設定 設計変数は、各機器の存在位置の組み合わせを1つの代表値で表した1変数とした。機器を配置可能な領域は、図5に示す台車部より内側の領域とし、配置位置を離散的に区分した。なお設計変数の制約として、以下の項目を設定した。

- 1) 2つの機器配置位置は重複しない
- 2) 車端部近傍で両機器が近接する場合を、設計領域から除去

2)に関しては、厳密には静止輪重値等の制約条件を適用すべきと考えるが、本検討はあくまで基礎的検討であり、問題の簡単化のためにこのような設定とした。そして、機器Aの存在位置に対して機器Bが取りうる位置の関係を図6のように定めた。

(a) Car model

(b) Bogie model

Fig.3 Single car model

4.4. 最適化問題の設定 前章に示した離散設計変数問題に対する応答曲面法を、機器配置最適化問題に適用する。目的関数 $f(\mathbf{x})$ はモデルの車体一次曲げ固有振動数とする。現実にはこれを、車体上下一次曲げ振動の発生が大きいとされる前後台車同相加振周波数から極力遠ざける⁽⁷⁾、あるいは固有振動数目標値⁽⁸⁾に近づける設計をすべきであるが、ここでは固有振動数を最大化する配置を示す設計変数 $\mathbf{x}$ を求めるとする。設定した最適化問題は以下のように定式化される。

$$\begin{aligned} \text{maximize } f(\mathbf{x}) &= [\text{Natural frequency (1st mode)}] \\ \mathbf{x} &= \{x_A, x_B\} \end{aligned} \quad (7)$$

なお、本検討では最初に定めた設計領域に対して制約を加味しているため、計算途上で考慮すべき制約条件は存在しない。

Fig.4 Equipment model (Side view)

Table.4 Dimensions and Characteristics

(a) Dimensions

Model	Vehicle (with bogie)
Number of nodal points	47
Number of BAR elements	40
Total degree of freedom(3DOF/nod)	141
Total mass / car (model)	44.40t
Total mass / car (actual)	44.47t
Structural damping coefficient	0.01

(b) Characteristics(Suspension)

			Value
Primary suspension (axle)	k_1 [N/m]		2.24×10^6
	c_1 [N/m/s]		3.92×10^4
Secondary suspension (Air spring)	k_{s1} [N/m]		1.88×10^6
	k_{s2} [N/m]		-2.20×10^4
	c_{s1} [N/m/s]		2.40×10^5
	β		0.375
Distance(Fig.3(b))	$H0$ [m]	1.25	$H4$ [m] 0.25
	$H1$ [m]	1.25	
	$H2$ [m]	0.00	$L1$ [m] 0.50
	$H3$ [m]	1.50	$L2$ [m] 0.38
Traction device(single link type)	k_l [N/m]		4.90×10^6
Anti yaw damper	c_y [N/m/s]		1.60×10^7
Structural damping coefficient(rubber bush)			0.1

設計変数 x の個々の要素 x_A , x_B には, 図 5, 図 6 に示した機器の配置が対応する. 可能な全組合せ数は, 取りうる設計変数の制限を考慮して 137 通りとなる.

4.5. 固有振動数最大化の結果と最適配置 本検討例では式(2)によらず初期応答点数を 10 点とし, また追加点数は 5 点として, その中の 1 点は前回の繰り返しで得られた最適点を用いて計算を進めた. この場合の計算結果を表 6 に示す. 計算は 8 回目の繰り返しで終了し, それまでに使用した全応答点数は, 全設計点 137 点の約 32% にあたる 45 点であった. また, 得られた車体一次曲げ固有振動数の最大値は 9.54Hz となった. その際の機器配置を図 7(a)に示す. 2つの機器は互いに配置可能領域の両端部に存在する配置となっている. そしてこの配置位置は, 図 7(b)に示すように特に車体一次曲げ振動モードの節部に近いものである.

計算終了時における応答曲面(太線)と計算した応答値($\times$)の関係を図 8 に示す. なお, 応答曲面の線表示は比較を容易にするためのものである. 実際の応答曲面は, 設計変数に対応した離散点の集合となる. このときの近似応答曲面と計算値間の平均誤差は約 0.02Hz である. この図から, 2つの機器配置により車体一次曲げ固有振動数は約 8.8~9.5Hz 間の値を取りうる事がわかる. 固有振動数が小さい機器配置を見ると, 車体中央部付近に 2つの機器が近接して配置される場合であることが見出される. これは, 現状の車両における機器配置に類似している.

4.6. 固有振動数最大化による振動低減効果 図 8 内に示した次の 2つの機器配置モデルに対し, 実軌道走行を想定した周波数応答を計算して比較する.

Model(1): 現状の機器配置に類似したもの(図 8)
(車体一次曲げ固有振動数約 8.8Hz)

Model(2): 得られた最適機器配置(図 7)
(車体一次曲げ固有振動数約 9.5Hz)

それぞれのモデルに, 図 9 に示す実測で得られた軌道高低狂いパワースペクトル密度(PSD)を入力して, 車体中央部に発生する加速度 PSD を算出した結果を比較する. このとき, 走行速度は現在東北新幹線の営業最高速度である 275km/h とし, また計算周波数範囲は 0.5~20Hz とした. この走行速度では, 発生振動が大きいとされる前後台車支持部で同相加振となる周波数は, 計算⁽⁷⁾より約 8.7Hz と求まる. よって, 各モデルの車体上下一次曲げ固有振動数から, **Model(1)**は **Model(2)**よりもこの影響が大きいことが予想される.

得られた計算結果を図 10 に比較する. 車体一次曲げ振動の加速度 PSD ピークは, 予測されたとおり **Model(2)**

のほうが小さく, 本検討による固有振動数最大化配置の効果が見られる. しかし 10Hz を越えた周波数では, **Model(2)**の応答値が **Model(1)**より大きくなる. これは, 考慮していない他のモードに対して, 機器配置が影響を与えたためと考えられる.

Table.5 Equipment model

	Equipment A	Equipment B
Total mass [kg]	2600	1800
Length [m]	1.75	0.875
EI [$N \cdot m^2$]	6.43×10^3	6.94×10^3

Table.6 Iteration record

Iteration	No. Designs used	Optimal Value[Hz]	True Value[Hz]	ϵ
1	10	9.2880	9.1388	
2	15	9.4626	9.1254	
3	20	9.3311	9.1188	
4	25	9.2609	9.1316	
5	30	9.2609	9.0884	
6	35	9.3553	9.2415	
7	40	9.3607	9.5392	
8	45	9.4978	9.5392	0.00043

Fig.5 Design area

Fig.6 Design variables(Positions of equipment)

Fig.7 Optimum design

本検討で得られた最適配置は、車体構造の持つ曲げ剛性を最大限活かすための一設計案として検討に値する。今後は、より現実的な制約条件を含めた上で、さらに他のモードへの影響も考慮した検討が必要であると考えられる。また、実際の機器配置は床平面に対して2次元配置であること、さらに配置を検討する機器の種類が多いことも併せて考慮すべきである。このように、問題を厳密に捉えるとその必要計算量が増大するが、実際の計算には、本手法の特徴である必要計算点の少なさが活かされると考えられる。

Fig.8 Response surface(it=8)

Fig.9 Track irregularity PSD (Longitudinal)

Fig.10 Comparison of Acceleration PSD(275km/h)

5. 結 言

- (1) 離散設計変数の最適化問題に対する適用手法として特化した応答曲面法を新たに開発し、その手順を明示した。この手法は逐次的手法であるため、必要最低限の数少ない応答点により最適解を得ることができる。さらに、本手法には計算終了判定基準を設けてあること、用いる設計点の選択を制御していることなどの特徴がある。
- (2) 開発手法を、ばねの組合せ最適化問題に適用し、手法の妥当性を検討した。結果として、総組合せ数の 1/20 程度の少ない応答点から最適解を得ることができ、本手法の妥当性、有効性が確認された。
- (3) 開発手法により、鉄道車両の車体一次曲げ振動対策を前提とした床下機器配置最適設計の基礎的検討を行った。2種類の機器の配置を検討し、車体の持つ曲げ剛性を最大限活かした、車体一次曲げ固有振動数を最大化する解を得た。本検討例では、0.7Hz 程度の固有振動数の可変が可能であること、さらに 275km/h 走行想定で計算から、得られた解により車体一次曲げ振動が低減される可能性を確認した。

本報の検討方法を用いれば、機器の配置には制約があるものの、現状の車体構造を大きく変えることなく固有振動数を調整可能であり、実用上有効性が高い。

最後に、本研究は J R 東日本寄附講座における研究の一部であることを記し、関係各位に謝意を表す。

文 献

- (1) 岩波・長松, 鉄道車両の振動低減に関する研究 (上下振動の予測と検証), 機論, 65-630, C(1999), 658-665.
- (2) W.J.Roux, Nielen Stander and R.T.Haftka, Response Surface Approximation for Structural Optimization, AIAA-96-4042-CP, pp.565-578, 1996.
- (3) W.C.Carpenter, J.M.Barthelemy, A Comparison of Approximations and Artificial Neural Nets As Response Surface, AIAA-92-2247-CP, pp.2474-2482, 1992.
- (4) 施・萩原・高島, 応答曲面法による多峰性問題の最適設計法の開発, 機論, 65-630, A (1999), 232-239.
- (5) R.A.Swift, S.M.Batill, Simulated Annealing Utilizing Neural Networks for Discrete Variable Optimization Problems in Structural Design, AIAA-92-2311-CP, pp.2536-2544, 1992.
- (6) R.S.Seller, S.M.Batill and J.E.Renaud, Optimization of Mixed Discrete/Continuous Design Variable Systems Using Neural Networks, AIAA-94-4348-CP, pp.910-921, 1994.
- (7) 谷藤・永井・長屋, 高速で走行するボギー車の車体上下曲げ振動 (台車間隔による軌道不整量平均化の影響), 機論, 56-529, C (1990), 2327-2334.
- (8) 岩波・長松, 鉄道車両の振動低減に関する研究 (車体一次曲げ固有振動数に関する考察), 機論, 65-630, C(1999), 666-672.