研 究 速 報
UDC 625.7:625.032.4

フィルタードポアソン過程による不整路面を走行する車輛の不規則応答解析

Random Response Analysis of Vehicle on Uneven Road Expressed as Filtered Poisson Process

張 湘 偉*・中 桐 滋*
Xiang Wei ZHANG and Shigeru NAKAGIRI

1. はじめに

自動車の強度，耐久性，乗心地等の評価に際し，走行路面の性状は考慮すべき重要な因子の一つである．不整路面の表示に関する研究は従来から行われており[1),2)]，また路面起伏のパワースペクトルを評価するために，両対数目盛において直線近似によるISO案が提案されている[3)]．しかし，ISO案は直線近似のため，小周波数領域でのパワースペクトルが過大になり，通常は何らかの形で上限打ち切りが行われている．著者らはフィルタードポアソン過程（以後FPPと略記する）を不規則表面評価に利用する手法[4)]を応用し，不整路面のモデルを創成した[5)]．このとき，不整路面上を走行する車輛の不規則応答解析は，不整路面起伏のパワースペクトルを求め，それを車輛振動のパワースペクトル解析の入力として用いる方法により可能である[5)]．この方法では路面起伏のパワースペクトルが得られる利点があるが，時間領域の車輛応答を求めることができず，またFPPとして取り扱う路面起伏の形状関数いかんによって路面起伏のパワースペクトルが解析的に求め難い欠点も生ずる．

路面上を走行する車輛の動的線形応答は単位衝撃応答関数を用いたデュアメル積分により解析することも可能である[6)]．不整路面がある形状関数で表されたFPPである場合，路面起伏に対する車輛の動的線形応答もやはり広義の形状関数で表されるFPPとなる．この点に着目するとFPPとして表される動的応答の時刻歴のサンプルが中間過程として得られる．また，それをフーリエ変換して応答のパワースペクトルを求めることが比較的容易である．

本研究では，車輛を前後輪からの2点加振を受けるはりとモデル化し，タイヤおよびサスペンションの減衰を考慮した複素固有値解析によりFPPとして表された不整路面に対する車輛応答の時刻歴，パワースペクトルを解析する手法を示す．

* 東京大学生産技術研究所　第1部

2. 一次元FPPによる不整路面の表示

路面x方向の不規則な起伏$v_g(x)$を本研究において式(1)で表される一次元FPPとして取り扱う．

$$v_g(x)=\sum_{k=1}^{N(X)} a_k W(x-\xi_k) \qquad (1)$$

ここで，$N(X)$は区間Xの内での起伏個数でポアソン分布に従うものとし，単位長さあたりの平均発生個数をν_0とする．a_kはk番目の起伏の波高で，平均値が$\overline{a}$である指数分布に従う確率変数，ξ_kはk番目の起伏の位置を示し，x軸上で一様分布する確率変数とする．$W(x-\xi_k)$は起伏形状を定めるものでFPPの形状関数といわれている[7)]．

本研究ではFPP路面の形状関数を正弦波と仮定し，式(2)と置く．

$$\begin{aligned} W(x-\xi_k)&=\sin\frac{\pi}{c_k}(x-\xi_k) \quad (\xi_k\leqq x\leqq \xi_k+c_k)\\ &=0 \quad (\text{その他}) \end{aligned} \qquad (2)$$

ここで，c_kは正弦波の半波長で，ある有限区間lをL個に区分して，離散的に一様分布する確率変数とする．

式(1)，(2)において各パラメータの設定試行を行った結果，たとえばISO案の悪路は$\overline{a}=0.08$m, $\nu_0=8\,\mathrm{m}^{-1}$, $l=1.5-0.2=1.3$ m, $L=20$とすることにより表されることが判明した．図1のように，FPPによる不整路面とISO案の悪路のパワースペクトルの一致が得られる．ただし，前者は$X=340$ mとしたときの15回のシミュレーション平均値をとる．

3. FPPによる不整路面上の車輛応答変位

本研究では図2に示す線形弾性体により車輛をモデル化する．

本モデルはタイヤ，サスペンションの減衰がダンパー形であり，減衰マトリックスは実モーダルマトリックスの左右乗積により対角化されない．したがって，このモデルの複素固有値解析より得られる複素固有ベクトルに

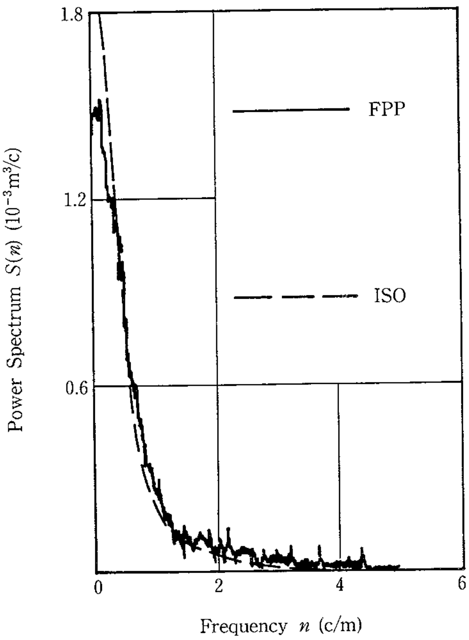

図1　FPP モデルと ISO 案の路面起伏のパワースペクトルの一致

より運動方式のモード分解を行う．車輛の第 l 非拘束自由度の絶対変位（路面平坦部を基準にとった変位）は式(3)にまとめられる．

$$v_l(t) = -\sum_{i=1}^{2n} \phi_{li} \sum_{j=1}^{m} b_j^i \int_0^t e^{\lambda^i(t-\tau)} \dot{v}_{gj}(\tau)\, d\tau + \sum_{j=1}^{m} R_{lj} v_{gj}(t) \tag{3}$$

ここで，t と τ は時間，·は時間微分，n は有限要素の自由度数，$m=2$ は加振点数，ϕ_{li}は複素モーダルマトリックスの l 行 i 列成分，λ^iは第 i 次の複素固有値である．b_j^iは ρ_iを複素固有ベクトルの基準化に係わる定数として式(4)で定められる．

$$\llcorner b_1^i\, b_2^i \cdots b_m^i \lrcorner = \frac{1}{\rho_i}\{\phi_i\}^T \begin{bmatrix} & [0] \\ [M] & [R]+[M_g] \end{bmatrix} \tag{4}$$

R_{lj}は$[R]=-[K]^{-1}[K_g]$の l 行 j 列成分であり，以上で$[K]$と$[M]$は非拘束自由度に対する剛性，分布質量マトリックス，$[K_g]$と$[M_g]$は拘束自由度に係わるマトリックス，Tは転置を意味する．$v_{gj}(\tau)$ は時間領域での j 番目車輪への強制変位である．

路面が FPP である場合，空間領域での路面起伏の形状関数は車輛の走行速度Vに基づき時間領域での車輛への強制変位の形状関数に変換される．すなわち，$\xi_k=\zeta_k/V$，

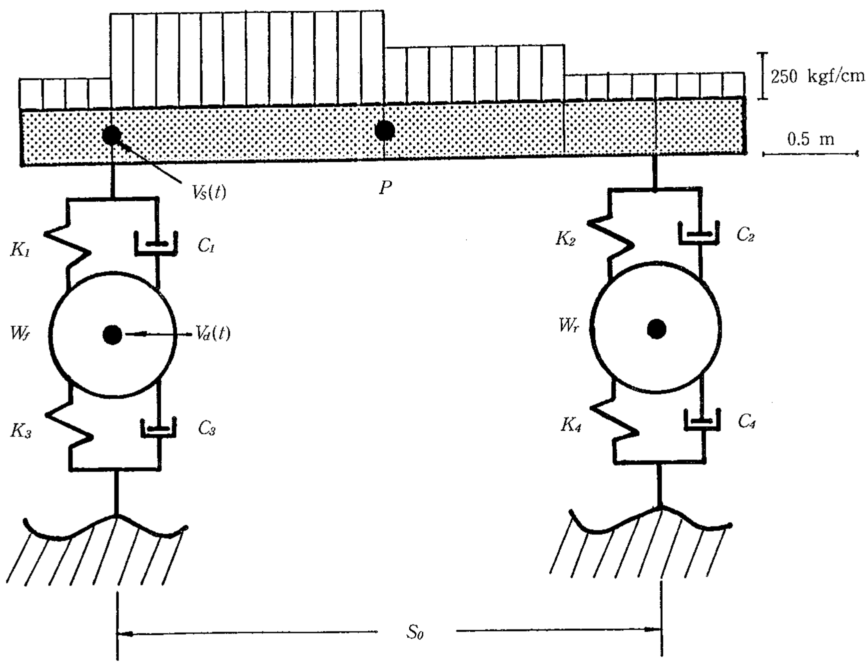

図2　車輛の解析モデル

$\eta_k=c_k/V$ として，式(2)から前輪への強制変位の形状関数を式(5)で表す.

$$W(t-\xi_k)=\sin\frac{\pi}{\eta_k}(t-\xi_k) \tag{5}$$

ξ_kはk番目の正弦波の発生時刻，η_kは半波の持続時間となる．後輪への強制変位の形状関数は$\Delta T=S_0/V$として，式(5)のtを$t-\Delta T$に置換えて得られる．S_0は図2に示すホイール・ベースである．

式(5)の結果を式(3)に代入すると，車輛絶対変位応答のFPPとしての形状関数は式(6)の形に求められる．

$$v_l^k(t)=a_k\left[\left(\frac{\pi}{\eta_k}\right)^3\sum_{i=1}^{2n}A_{lk}^i\left\{b_1^i e^{\lambda^i(t-\xi_k)}+b_2^i e^{\lambda^i(t-\Delta T-\xi_k)}\right\}+R_{l1}\sin\frac{\pi}{\eta_k}(t-\xi_k)+R_{l2}\sin\frac{\pi}{\eta_k}(t-\Delta T-\xi_k)\right] \tag{6}$$

ここで，係数A_{lk}^iは式(7)で与えられる．

$$A_{lk}^i=\phi_{li}(1+e^{-\lambda^i\eta_k})/[(\lambda^i)^2+(\pi/\eta_k)^2] \tag{7}$$

式(7)の結果はk番目の起伏に対する変位応答の様相を示すものであり，路面起伏の形状関数が線形弾性振動系を経て変位応答の形状関数に変換されたものと見なすことができる．したがって，距離区間Xを走行速度Vにより時間区間$T=X/V$に変換すれば，応答変位はFPPとして式(8)で与えられる．

$$v_l(t)=\sum_{k=1}^{N(T)}v_l^k(t) \tag{8}$$

4．数値計算例

前節の所論の妥当性を数値計算により検証する．解析対象は総重量1240 kgf，ホイール・ベース$S_0=3$ mの小型乗用車とする．その諸元は曲げ剛性$EI=1.3182\times10^4$ kgfm^2，$k_1=3.57$ kgf/mm，$k_2=2.14$ kgf/mm，$k_3=k_4=84.0$ kgf/mm，$C_1=0.536$ kgf・sec/mm，$C_2=0.322$ kgf・sec/mm，$C_3=C_4=0.09$ kgf・sec/mmである[8]．このモデルの1次，2次，3次の固有振動数は1.0 Hz，4.6 Hz，12.9 Hzである．路面として，前述のFPPによる悪路をとり，車輛の走行速度は$V=60$ km/hとする．

検証は前サスペンション内力に関するものである．本解析では簡単なモデルを用いているので，サスペンションの様式，形状に依存する応力の評価に立ち入らない．したがって，図2の$V_s(t)$と$V_d(t)$の差に基づいて式(9)を内力Fの評価量とする．

$$F=k_1\{V_s(t)-V_d(t)\} \tag{9}$$

式(6)に基づいて，前記の路面パラメータを与えて，Fのパワースペクトルをシミュレーションによりまず求

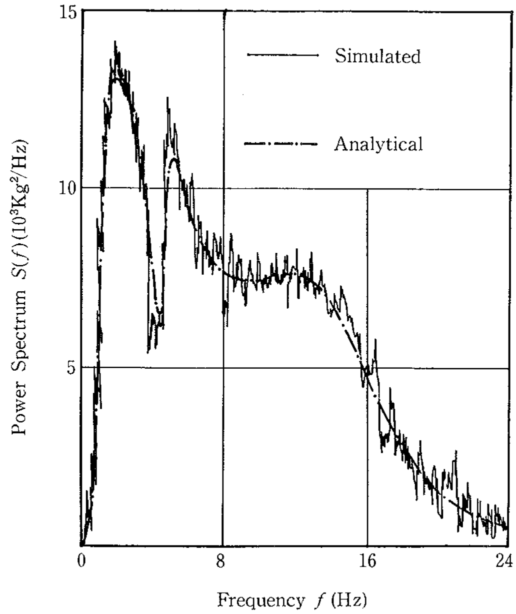

図3　前サスペンション内力のパワースペクトルの比較

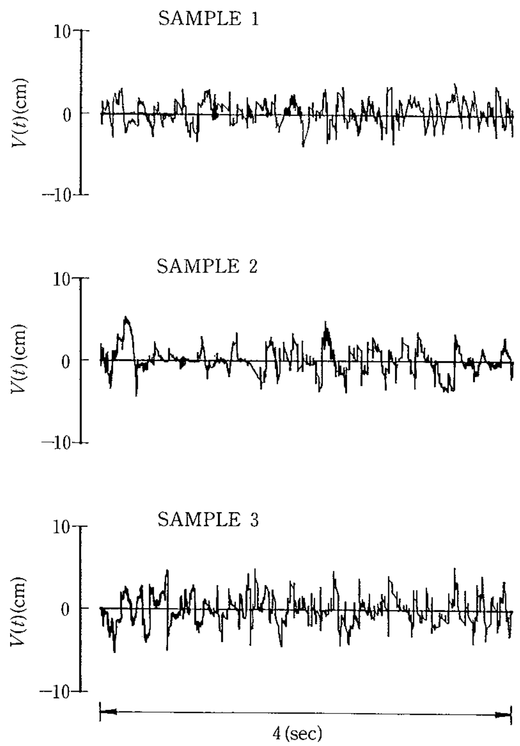

図4　P点の相対変位の時刻歴サンプル

める．10回以上シミュレーションを繰り返すと，その平均値はほぼ収束し，その結果を図3に示す．

一方，FPPによる路面起伏のパワースペクトルを求めそれを入力してFのパワースペクトルを式(10)に基づいて解析的に求め，同じく図3に示す．

$$S_F(f)=k_1^2[S_{ss}(f)+S_d(f)-2\,Re\{S_{sd}(f)\}] \tag{10}$$

両者の一致は本報の手法が妥当であることを示している．図4に参考のため，図3のP点の相対変位の時刻歴サンプルの数例を示す．

5. おわりに

不規則な不整路面の起伏をFPPとして取り扱うとき，線形弾性振動系としての車輛の応答変位もまたFPPとして表されることに着目し，路面起伏の形状関数に基づき応答変位のいわば形状関数といえる関数を定式化し，これにより車輛の応答変位のパワースペクトルを求める手法を提案した．本手法によれば，解析的に得難い路面起伏のパワースペクトルを入力として用いることなく，応答のパワースペクトルを求めることが可能である．さらに，時刻歴のサンプルが中間過程として得られることは時間領域での位相の情報が欠落するパワースペクトル解析をある程度補完するものと考えられる．

(1986年2月21日受理)

参考文献

1) 高橋安人・平尾収・亘理厚：自動車の動力性能と振動特性，生産研究，Vol.6，No.8，1954.8，202-206
2) 兼重一郎：自動車の不規則振動と道路面の特性，自動車技術，Vol.21，No.4，1967，334
3) 山川新二：ISO/TC 108自動車振動規格の動向—路面凹凸表示に関する規格を中心として—，自動車技術会講演会前刷851，1985.5，135
4) 辻恒平・久田俊明・北川英夫：腐食表面の三次元的不規則性のスペクトル解析による評価，機論，49-439，A，1983，331
5) 張湘偉・中桐滋：不規則励振を受ける車体のパワースペクトルの確率有限要素解析，機論，52-474，A，1986，533
6) 大崎順彦：地震動のスペクトル解析入門，1981，184，鹿島出版会
7) 星谷勝：確率論手法による振動解析，1979，67，鹿島出版会
8) Levy，S. and Wilkinson，J.P.D.，The Component Element Method in Dyanmics，1976，184，McGraw-Hill