

ウェーブレット変換による自動車乗り心地振動に対する 入力輪寄与度推定手法

増田 誠[†] 椎葉 太一[‡]

ボッシュ株式会社[†] 明治大学理工学部機械工学科[‡]

1 はじめに

自動車開発における乗り心地の評価は、多くの場合人間の官能評価によって行われている。そのため凹凸のある路面を走行した際の不快な車体挙動がどの位置のタイヤから入力されて引き起こされたものであるかについては、通常訓練された評価ドライバによって判断される。この不快な振動がどのタイヤ位置からの入力によって引き起こされたかを正確に把握することが出来れば、乗り心地に悪影響を与える振動の伝達経路とその原因を把握でき、開発上流である企画、設計段階から性能の作りこみを行うことが出来るなどのメリットがある。そこで本研究では、車体への加振点となる前後輪の上下変位を入力、車体上下変位と重心周りの回転角を出力とする振動モデルを想定し、非定常振動の周波数解析に適している連続ウェーブレット変換(Continuous Wavelet Transform, CWT)からコヒーレンスを算出、同モデルより求まる入力に対する出力の位相差を利用して、ある瞬間の車体振動に影響を及ぼした入力輪を推定する。

2 提案手法

図1に示す車両側面2輪モデルを用いて提案手法の検討を行う。路面からの入力によって上下振動する前後タイヤ部(以下、入力部)の上下変位、車体上下変位、車体重心周りの回転角(以下、ピッチ角)に対してCWTを計算する。次に得られた前後入力部上下変位のCWT結果と、車体上下変位およびピッチ角のCWT結果を用いてコヒーレンスを算出する。このコヒーレンスの算出の

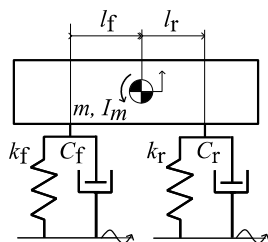


図1 車両側面2輪モデル

ために前輪と後輪の入力部間位相差と、振動モデルから求められる入力と出力の位相差を考慮してクロススペクトルとパワースペクトルを計算する。ここで、コヒーレンスの計算には式(1)で表される平均化処理が必要となる。

$$\text{Coh}(\omega)^2 = \frac{|E(S(\omega)_{xz})|^2}{E(S(\omega)_{xx}) \cdot E(S(\omega)_{zz})} \quad (1)$$

$S(\omega)_{xz}$ は入力と出力のクロススペクトル、 $S(\omega)_{xx}$ 及び $S(\omega)_{zz}$ はそれぞれ入力と出力のパワースペクトル、 E は期待値を示す。精度の高いコヒーレンス算出には平均化の時間を長く取る必要があるが、平均化時間を長くするとコヒーレンスの時間分解能が低下し、非定常振動の解析に適さない。そこで本手法では、平均化時間をコヒーレンスが常に1にならない程度に短くしコヒーレンスを算出する。そしてそのコヒーレンスが一定値以上かつ、図1の振動モデルより求まる入力と出力の位相差の関係に近い入力を、その振動の出力に対応する入力として判定する。図2に前後同相での入力における車体上下変位の位相差の周波数特性を示す。位相差は入力を基準とし、負の場合に入力に対して出力が遅れることを示す。ここで示す周波数特性は前後輪が同相入力した場合の一例であり、実際には前後輪入力間の位相差によって車体上下変位の位相差は変化する。

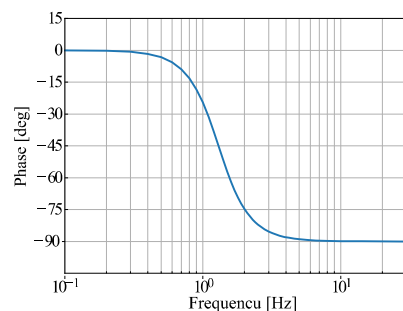


図2 入力部-車体上下変位間位相差

3 手法検証

3.1 検証条件

図1に示す振動モデルについて、後輪駆動乗用車を想定し、 $m=1500\text{kg}$ 、 $I_m=2300\text{kg}\cdot\text{m}^2$ 、 $l_f=1.26\text{m}$ 、 $l_r=1.44\text{m}$ 、 $k_f=5.69\times 10^4\text{Nm}$ 、 $k_r=5.4\times 10^4\text{Nm}$ 、 C_f, C_r は $\zeta=0.5$ に相当

Estimation of the wheel input contribution on the ride vibration
by wavelet transform

[†]Makoto Masuda, Bosch Corporation

[‡]Taichi Shiiba, Meiji University

する値とする。この時、振動モデルの固有振動数は 1 次が 1.32Hz において主にピッチ角の振動、2 次が 1.41Hz において車体上下の振動となる。この振動モデルへ、前後入力部に 20Hz のハイパスフィルタを適用したホワイトノイズを常に与え、さらに前輪入力部のみ凸形状の変位を 1 回入力し、車体を加振する。この凸変位入力によって発生した車体挙動が、前輪からの入力によるものと判定できるかを検証する。図 3 に変位入力のパワースペクトルを示す。凸変位入力は主に 10Hz 以下のスペクトルを持つ。

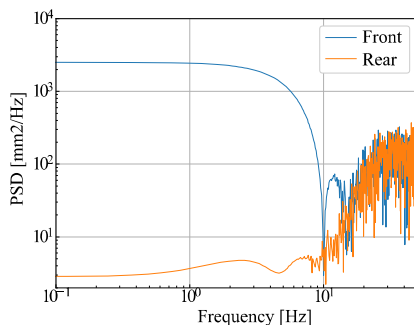


図 3 入力変位パワースペクトル

3.2 検証結果

図 4-(a)に前輪入力部の上下変位、図 4-(b)にその出力となる車体の上下変位、図 4-(c)には入力部の前輪と後輪間の位相差、図 4-(d)に前輪入力部変位と車体上下変位のコヒーレンス、図 4-(e)に同入出力変位の位相差を示す。位

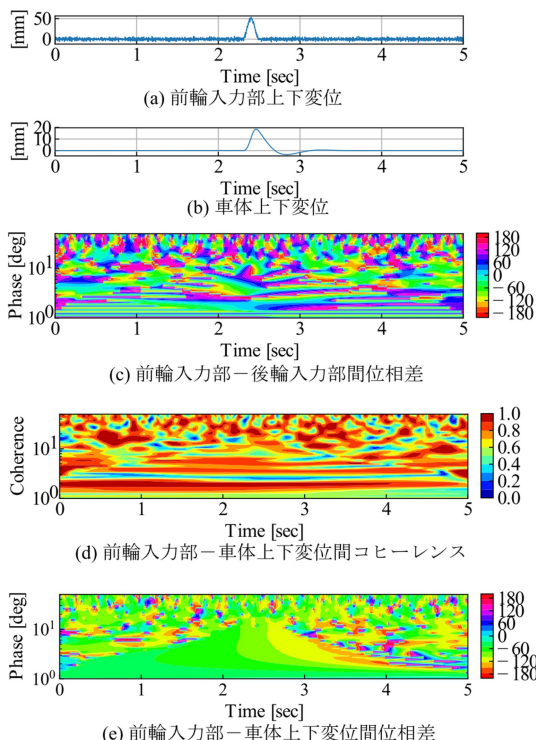


図 4 入出力波形とそれらの中間処理結果

相差はすべて前輪入力部を基準とし、負の場合に位相が遅れることを示す。まず振動モデルと図 4-(c)で示す入力部の前後輪位相差を用いて入出力の位相差を算出、次に図 4-(d)で示すコヒーレンスが 0.8 以上となっている時間と周波数の箇所において、図 4-(e)の計測された前輪入力部に対する車体上下変位の位相差が、先に求めた位相差に近い箇所のみを抽出する。抽出した結果を図 5 に示す。図 5-(a)には前輪入力部変位と車体上下変位において、前述の条件で抽出されたコヒーレンスを示し、図 5-(b)は後輪入力部変位と車体上下変位の同コヒーレンスを示す。図 5-(a)内の前輪入力部に凸変位入力があった時間である A 部において、10Hz 以下のコヒーレンスの高い箇所が確認できる一方、図 5-(b)内の同じ時間である B 部にはコヒーレンスが高い箇所が存在しない。このことから $t=2-3$ sec 間の車体上下変位は前輪からの入力によるものと判断できる。

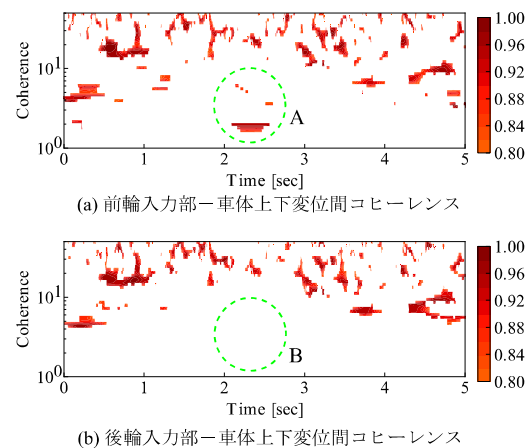


図 5 入力部-車体上下変位間抽出コヒーレンス

4 まとめ

自動車の車体に発生したある瞬間の振動が、どの入力輪によるものかを CWT、コヒーレンスと、振動モデルから求まる入力と出力の位相関係を用いて推定する手法について述べた。さらに、車体の振動強度を本手法に用いることで、車体の振動に対する入力輪の寄与度を本手法によって推定することが可能になると考えられる。

5 参考文献

- [1] 長松昭男, モード解析入門, コロナ社, pp.225, 1993
- [2] 日野幹雄, スペクトル解析, 朝倉書店, pp.63, 1977
- [3] C. Torrence, G. P. Compo, "A Practical Guide to Wavelet Analysis", Bulletin of the American Meteorological Society, Vol79, Issue1, 1998