

自動車の動的応答特性に関する研究

- 二輪車のシミー現象の解析 -

谷口 哲夫* 波多野 忠* 成 波*

Research on Dynamic Response Characteristic of Car

- An Analysis of Shimmy Phenomenon of a Motorcycle -

by

Tetsuo TANIGUCHI* Tadashi HATANO* Bo CHENG*

Abstract

This paper presents the study on shimmy phenomenon of a motorcycle. The study was carried out in the theme, Research on Dynamic Response Characteristic of Car, and its abstract is described in the following.

In the stability analysis of motorcycles, it is well known that there are unstable modes of vibration, which are the wobble and the weave. One of the others is the shimmy. It is the high frequency oscillation of mainly the steering assembly at the specific speed. In this paper, an analysis of this shimmy phenomenon is described. Dynamics of a motorcycle was identified using a multivariate autoregressive model. And a noise contribution was calculated using this model. The result of this calculation clearly showed that this shimmy had a great influence on the wheel flutter and the wobble.

1. まえがき

シミーは操舵系が振動する現象であり、その中で低中速域に発生するシミーは、前輪タイヤが偏摩耗している場合や減速中等に起こり易いと言われている。シミーの発生要因としては、路面からのノイズによって生じる操舵系の自励振動やタイヤのユニフォームティ、ホイールのアンバランス等による強制振動があると言われている⁽¹⁾。また、最近ではタイヤの変形を考慮したモデルでシミーの解析を行った例⁽²⁾もある。

今回、シミー現象を解析するにあたり、直進走行時の時系列データをARモデルで同定し、そこからノイズ寄与率を算出して異常振動の解析を行った。

先ず実験的にシミー現象を把握することを目的として、車速 60km/h 付近でシミーが発生する二輪車を使用し手放し直進走行試験を実施した。次に、一変数で周波数解析を行うと振動ピークの特性がわかりにくいため、フィードバック系になっている多変数の不規則過程のデータ解析に有効なノイズ寄与率⁽³⁾を使って、解析を行った。これによりシミーの振動特性が解析できることを確認した。また、4 自由度の数学モデルを使って直進走行シミュレーションを行い、このデータからもノイズ寄与率をもとめ、実車走行データからのものと比較検討を行った。

2. 解析方法

二輪車が直進走行する場合には、路面の不規則な凹凸の影響により動揺しながら運動していることから、この時系列データは定常不規則過程と見ることができる。これを多変量ARモデルで同定した。この時、各変数間のノイズの相関係数が小さい場合には、変数間でフィードバックが成立しても、特定変数のパワースペクトル密度(以下「PSD」という)について、周波数ごとに各変数からの寄与(ノイズ寄与率)を示すことができる。これにより振動ピークごとに特徴が現れるため振動モードのピーク周波数を特定するのに有効な方法となる。

ここで、システムの状態を表現する変数を k 次元の自己回帰モデルで表せたとすると、次式のようなになる。

$$x_i(t) = \sum_{j=1}^k \sum_{m=1}^M A_{ij}(m) x_j(t-m) + \varepsilon_i(t) \quad (1)$$

ただし、 $x_i(t)$ は変数、 $A_{ij}(m)$ は k 次元の自己回帰係数で次数は M 、 $\varepsilon_i(t)$ は変数 $x_i(t)$ 固有のノイズである。

さらに、ノイズ間の相関係数が極めて小さくゼロ

と仮定できるとすれば、変数のパワースペクトル $\rho_{ii}(f)$ は次式で表せる。

$$p_{ii}(f) = \sum_{j=1}^k \left| A(f)^{-1}_{ij} \right|^2 \sigma_j^2 \quad (2)$$

$$A(f) = -I + \sum_{m=1}^M A(m) \exp(-i2\pi fm)$$

ただし、 I は単位行列、 σ_j^2 は j のノイズのパワースペクトルである。

この(2)式の右辺は、第 i 成分の周波数 f での変動のパワースペクトルが k 個のノイズ源の影響に分解できることを示している(ノイズ寄与)。

3. 実車走行試験からの解析

250cc クラスの実用車(フレーム形式:鋼管タイヤモンド型、タイヤ:バイアスタイヤ)を使って、車速 40、60、80 及び 100km/h でテストコースにおいて手放し直進走行試験を実施した。5 秒間隔で 15 秒間のデータごとにサンプリング周波数 40Hz で解析を行った。変数は、操舵系の動きを代表して操舵角、車体系の動きを代表してヨー角速度とロール角速度とした。

図 1、2 に車速 60、80km/h のパワー寄与率の一例を示す。上から操舵角、ヨー角速度、ロール角速度のパワースペクトルで、どの図からも下から順にロール角速度、ヨー角速度、操舵角の寄与分を表していて、一番上の線が各変数自身のパワースペクトルを示す。

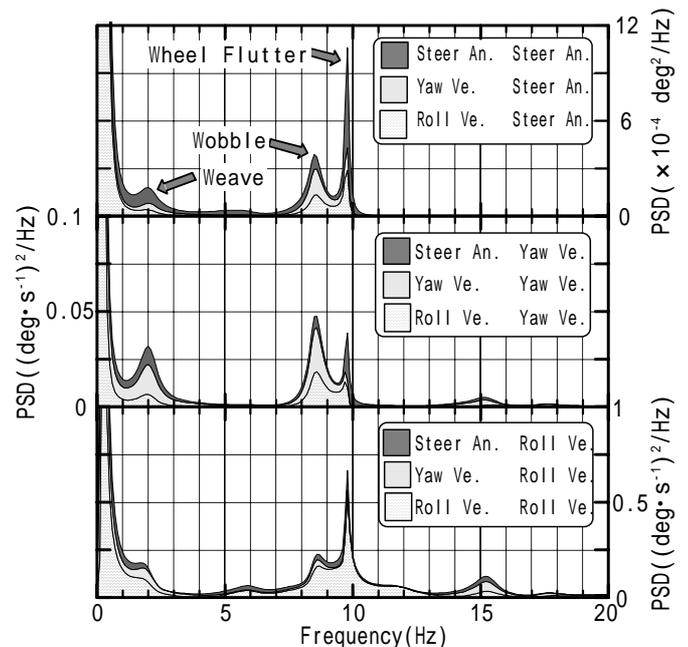


Fig.1 An example of calculated results (experimental data : 60km/h)

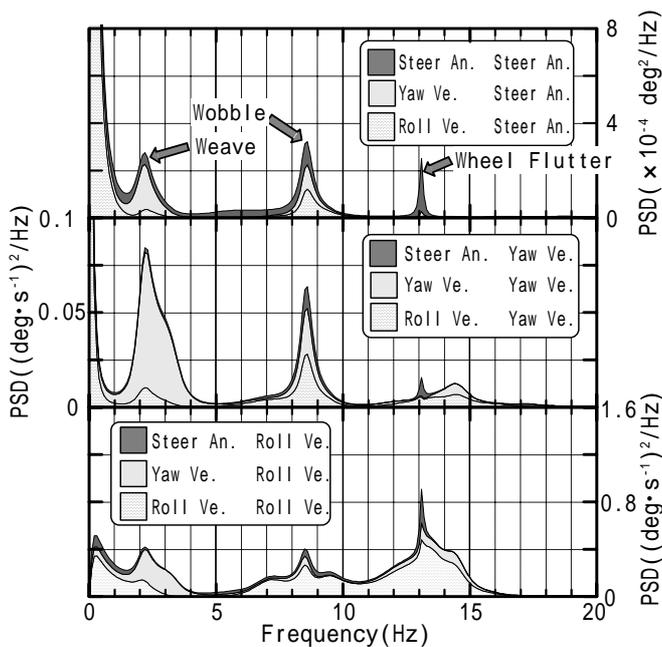


Fig.2 An example of calculated results
(experimental data : 80km/h)

事前のインパルス応答試験結果ではウィーブ(主に車体ヨーイングとローリングの連成振動)とウォブル(主に操舵系の振動)のピーク周波数が2Hz 付近及び8Hz 付近にあって、図1、2にも同様なピークが現れている。これを、ノイズ寄与率で見ると各変数とも、それぞれ他の変数からの影響を受けていて、車体系と操舵系両方からの影響で振動していることがわかる。一方、これ以外にも、車速 60km/h で10Hz 付近、80km/h で13Hz 付近で他と比較して操舵角からの寄与の大きいピーク(以後「ホイールフラッタ」という)が存在し、車体系の振動を表すヨー角速度やロール角速度に比べ操舵系の振動を表す操舵角のピークが車速 60km/h で大きく、ライダーがシミー現象とを感じる速度と一致する。これは、図1、2から判断して、ホイールフラッタがウォブルのピーク周波数に近づいたために共振現象を起こしていると考えられる。

そこで、操舵系の振動であるシミー現象に関連すると考えられる操舵角 PSD 中のウォブルとホイールフラッタのピーク周波数とピーク値について、まとめたものを図3に示す。但し、図1、2でロール角速度の寄与率を見ると他と比べてそれ自身による寄与が大きく、かつ、今回注目しているウォブルモードの PSD のピーク値が他のモードのピーク値に比べ大きくないことなどから、操舵角とヨー角速度の2変数で同定したデータを使用した。

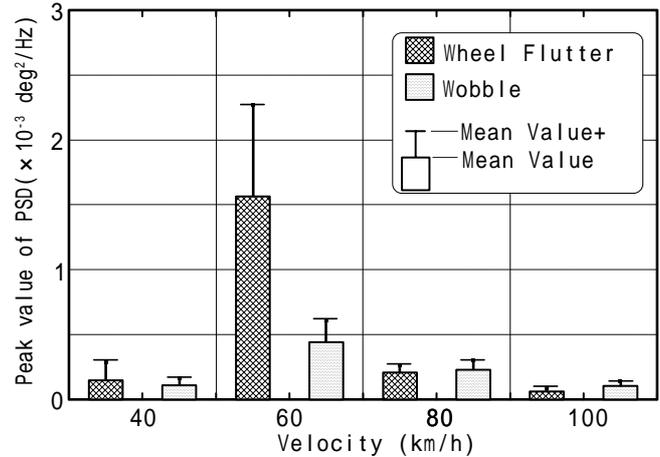
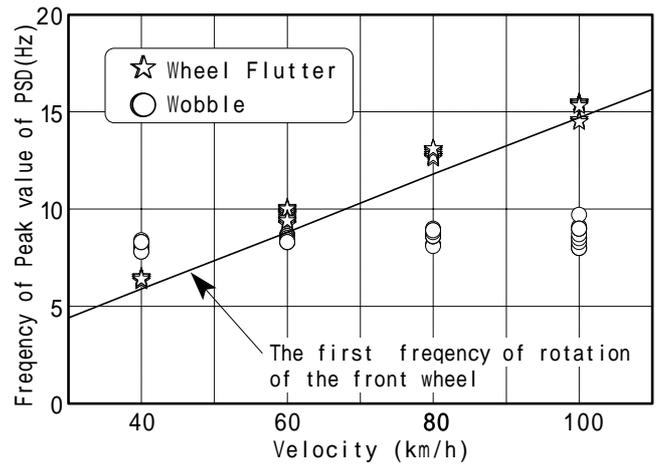


Fig.3 Calculated results of the steer angle
(experimental data)

図3を見ると、上図の操舵角 PSD のピーク周波数はデータのバラツキが小さく、ウォブルのピーク周波数は車速に関係なく一定しているが、ホイールフラッタのそれはタイヤ回転の一次の周波数にほぼ一致している。両者は、車速 60km/h 時に一番近づく。また、下図のピーク値は、バラツキが大きく、車速 60km/h でホイールフラッタが他と比べて非常に大きく現れている。

以上のことから、このホイールフラッタは文献(1)等で指摘されているタイヤのユニフォームティ、ホイールのアンバランス等による強制振動と考えられる。そこで、シミュレーションのデータからもこのような共振現象が起こるか確かめた。

4. シミュレーションからの解析

二輪車の車体横変位、ヨー角、ロール角および操舵角の基本的な4自由度モデルでシミュレーションを行った。入力には操舵力、ノイズは前後輪タイヤ接地面からのランダムノイズと正弦波状の強制振動成分

とし、出力はヨー角速度、ロール角、ロール角速度及び操舵角とした。文献(4)にある運動方程式を基に次式の様な状態方程式を作成した。なお、ここでは、タイヤ特性は一次遅れをもち、また、ライダは剛体で車体と一体とし、重心高は車体重心高と同一として、空力は無視した。

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + Gw(t) \\ y(t) &= Cx(t) \end{aligned} \quad (3)$$

x は 12 次元の状態変数ベクトル、 u は入力、 w は 6 次元のノイズベクトル、 y は 4 次元の出力ベクトル、 A 、 B 、 C 及び G はマトリックスの係数である。

使用した二輪車の諸元は文献(4)にある C 型二輪車のものを参考にした。入力(操舵力)は手放し走行を模擬するために 0 とし、ランダムノイズの平均値は 0、強制振動は前後輪タイヤ接地面での鉛直軸回りのトルクで、前後輪タイヤ回転一次の周波数の正弦波とした。また、ランダムノイズの分散と強制振動の振幅は 3. の試験データを参考に値を定め、直進走行のシミュレーションを行った。この出力データを使ってパワー寄与率を計算した。解析条件は実験データ解析方法と同様にした。

図 4 に、固有値解析から得られた根軌跡を示す。シミー現象に関連すると考えられるウォブルモードの減衰固有振動数は、車速 30~100km/h で 9~7Hz であり、これと強制振動である前輪回転の一次の周波数が一致する車速は、52.2km/h である。図 5 に実車実験データの解析と同様に、車速 70km/h における 3 変数(操舵角、ヨー角速度、ロール角速度)でのノイズ寄与率の一例を示す。ウィーブ、ウォブル及び強制振動のピークが現れている。また、強制振動のピーク値のノイズ寄与率を見ると操舵角からの影響が大きく現れていて、実験値のホイールフラ

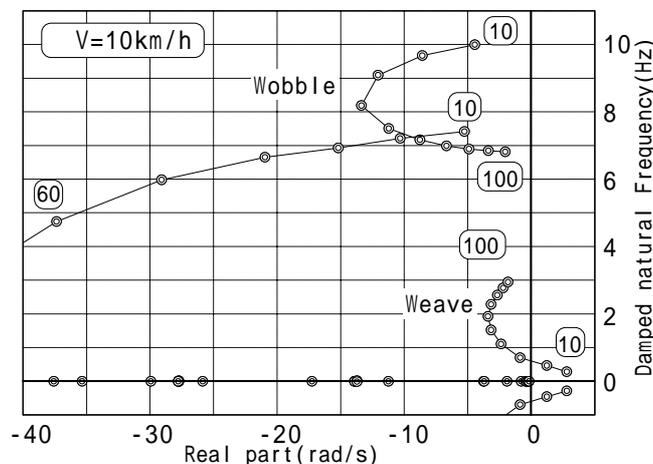


Fig.4 Root locus of theoretical model

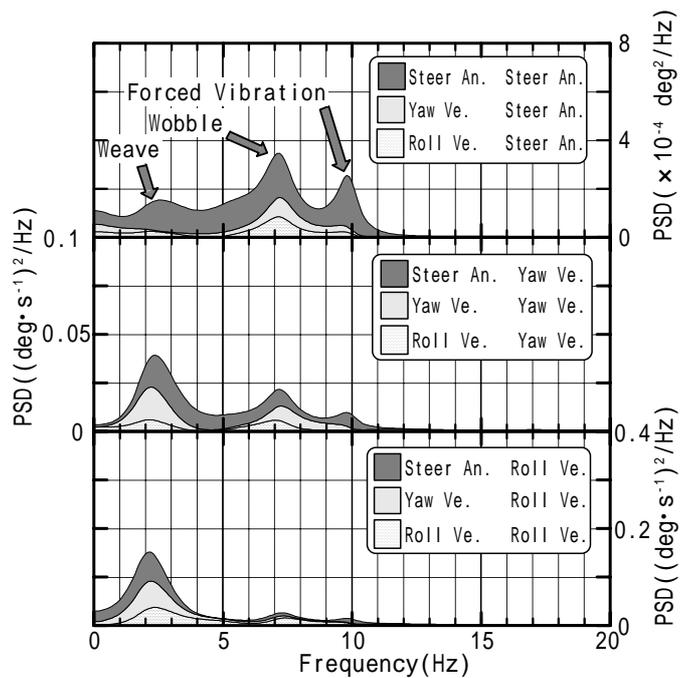


Fig.5 An example of calculated results (theoretical data : 70km/h)

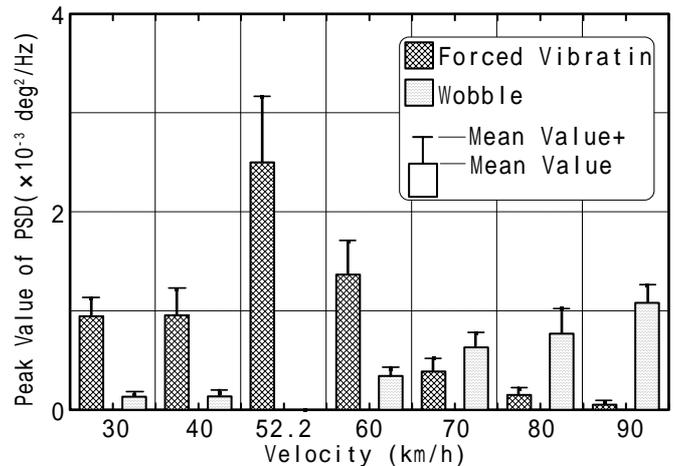
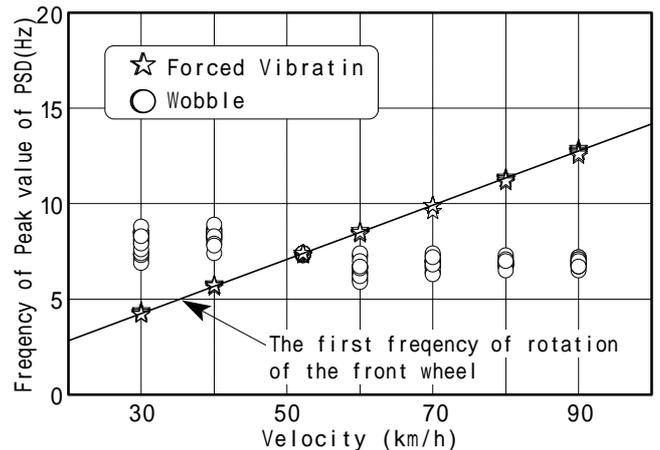


Fig.6 Calculated results of the steer angle (theoretical data)

ッタの場合と似た傾向を示した。以上のことから極低周波数域の値と車体系の 15Hz 付近のピーク値を除いて実車データの場合と類似した傾向を示したと考えられる。

図 6 に実車実験データの解析と同様に、操舵角とヨー角速度の 2 変数で同定したデータを使用して操舵角 PSD 中のウォブルと強制振動に関するピーク周波数とピーク値についてまとめたものを示す。これからもウォブルのピーク周波数に強制振動の周波数が近づくと共振して、強制振動のピーク値が大きくなることがわかる。

5. まとめ

今回試験を行った二輪車では、パワー寄与率による解析法でシミの発生要因が確かめることができた。具体的には、前輪タイヤ回転の一次の周波数が車速の上昇とともに高くなって、ウォブルのピーク周波数近くになると共振することでシミが発生している。このことを実験データから算出したパワー寄与率から示した。また、4自由度の二輪モデルによるシミュレーションからも、このことが確認できた。

参考文献

- (1) 昭和 50 年発行・自動車工学便覧 (第 3 分冊), P. 5-35, (社)自動車技術会
- (2) 影山他, 二輪車のハンドル系に発生するシミに関する研究, 自技会学術講演会前刷集 942, (社)自動車技術会
- (3) 北川, 時系列解析プログラミング, 岩波書店
- (4) 二輪車運動性能専門委員会編, 二輪車の運動特性とそれを取りまく環境, P. 85 ~ 95, (社)自動車技術会