

MATLAB/Simulink を用いた非線形サスペンションに関する研究

Simulation nonlinear suspension of MATLAB / Simulink

○金子友紀, 魚橋慶子

○Yuki Kaneko, Keiko Uohashi

東北学院大学

Tohoku Gakuin University

キーワード : パッシブサスペンション (passive suspension), セミアクティブサスペンション (semi-active suspension), 線形 (linear), 非線形 (non-linear), 減衰力 (damping force)

連絡先 : 〒985-8537 宮城県多賀城市中央 1-13-1

魚橋慶子 E-mail: uohashi@mail.tohoku-gakuin.ac.jp

1. はじめに

現在, 自動車が一人一台といわれるほどに普及率が高くなると同時に, 技術発展が急速に進んでいる. 世界的な脱炭素社会へ向けての EV 化や自動運転技術が注目される中, 自動車社会の大きな変革がこれから起きると考える. 特に, 自動運転技術に焦点を当てると, 今まで以上に車内での自由度は大きく上がる. そのため, 凹凸の激しい道や段差などによる衝撃や振動を受けることによる不自由さ・不便さがさらに際立つと考えられる.

そこで自動運転技術を生かした車内での快適な空間・時間を提供するには, サスペンションが重要な役割を担っていると考えられる.

本発表では, MATLAB/Simulink というシミュレーションソフトを使用して, 自動車を 4 分の 1 の単輪モデルとして扱い, 制御シミュレーションを行う. 自動車の各種パラメータを変更することで, 乗り心地を数値化・グラフ化してサスペンションの調査結果ならびに考察を行う.

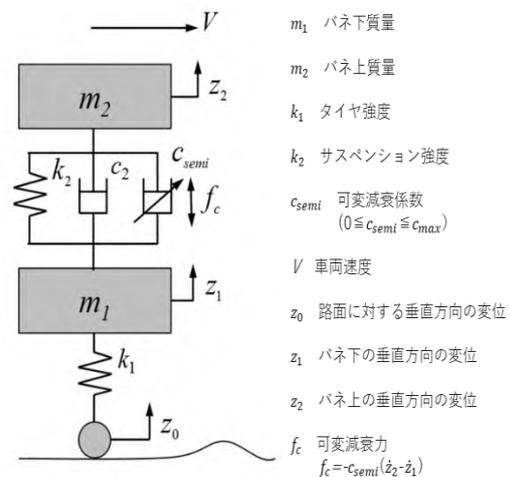


Fig.1 セミアクティブサスペンションの 1/4 モデル

制御シミュレーションについては, パッシブサスペンション¹⁾とセミアクティブサスペンション²⁾の 2 種類のサスペンションのプログラムを実行する. また, それぞれのサスペンションのダンパ

一について、線形時・非線形時の比較を行う。

1) パッシブサスペンションについて

一定のバネ常数を持つバネと、ある減衰特性を持つショックアブソーバーによって路面からの入力を受動的に処理するサスペンション。メリットとしては、アクチュエータなどを使わないので、サスペンションの駆動に必要なエネルギーを節約できるということ。そしてサスペンション自体を安価で作成できる。デメリットとしては発生できる制振力が限られるということ。

2) セミアクティブサスペンションについて

振動抑制のためにアクチュエータを使用せず、外部から入力する振動エネルギーを利用した可変減衰ダンパーを使用し、ダンパーの減衰力を変化させることで振動を抑制するもの。

2. 制御対象について

2.1 制御対象のモデル

サスペンションの動きから乗り心地についての検証をするにあたって、Fig.1のように自動車全体を4分の1のモデルに簡略化する。このモデルでは直感的にサスペンションの動きを理解することができるが、4輪モデルのように複雑化されていないため、実際の自動車のサスペンションとは若干異なるという欠点がある。

2.2 制御対象の選定

今回の制御対象は実際の車両のパラメータを使用する。車両については、一般的に大きく4つのジャンルの車種に大別されている以下の通りとする。

Car.1 コンパクトカー

Car.2 ミニバン

Car.3 軽自動車

Car.4 スポーツカー（セダン）

2.3 制御対象の運動方程式

プログラムを実行するにあたり必要となる値を自動車のパラメータから計算していく。

① ホイールレート

$$H = \frac{C_{max}}{m_2} = \text{サスペンション} k_2 \div (\text{レバー比})^2 \quad (1)$$

② 最大可変減衰係数

$$C_{max} = 2\sqrt{H \times m_2} \quad (2)$$

③ サスペンション減衰

$$C_2 = C_1 \times 0.3 \quad (3)$$

式(3)の0.3はダンパー特性を示す代表的なピストン速度を表している。0.3m/s時におけるサスペンションの減衰であり、この数値が基本となる。また、サスペンションのダンパーはストローク速度によって発生力が変化するが、これは線形ではなくダンパーのヒステリシスによって非線形に変化する。これを非線形減衰力特性という。ある減衰比 ζ とサスペンションストローク速度Vが与えられた場合のダンパー発生力 F_{damp} は以下のようにして計算される。

$$F_{damp} = (200 + 4800\zeta) \arctan(2v_s) \quad (4)$$

$$\zeta = \frac{C_{semi}}{2\sqrt{m_2 k_2}} \quad (5)$$

④ バネ上の運動方程式

$$m_2 \ddot{z}_2 = -c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_2(z_2 - z_1) + f_c \quad (6)$$

⑤ バネ下の運動方程式

$$m_1 \ddot{z}_1 = c(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_2(z_2 - z_1) - c(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) + k_1(z_1 - z_0) - f_c \quad (7)$$

⑥ 状態方程式

$$\dot{x} = Ax + Bf_c + W\dot{z}_0 = Ax + B(x)c_{semi} + \dot{z}_0 \quad (8)$$

⑦ 状態変数

$$x = \begin{bmatrix} z_2 - z_1 \\ \dot{z}_2 \\ z_1 - z_0 \\ \dot{z}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (9)$$

2.4 制御システムの概要

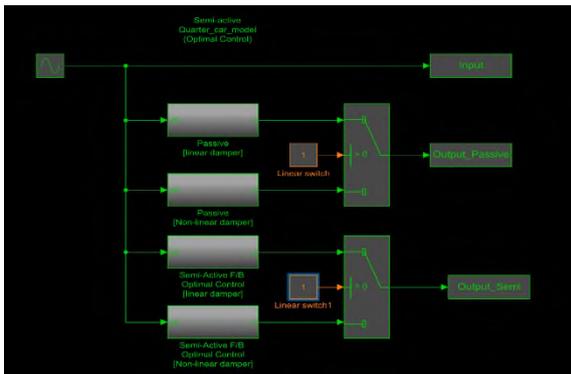


Fig.2 システムの概要図

Fig.2 は実際に使用した制御システムの概要図である。中央にある赤線で囲まれた[1]と書かれているブロックを切り替えることで、線形と非線形の切り替えを行う。

```

% Semi-Active Suspension
% > Optimal Control
% > Quarter-car model
% > Sinusoidal Input
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
clear; close all;

%% Switch of linear or non-linear damper model
% 0 : Non-linear
% 1 : Linear
SW = 1;

%% Car Parameter
m2 = 240; % body mass [kg]
m1 = 36; % Tire mass [kg]
k2 = 16000; % Suspension stiffness [N/m]
k1 = 160000; % Tire stiffness [N/m]
c2 = 1000; % Suspension damping [N*sec/m]
Cmax = 3000; % Maximum semi-active damping [N*sec/m]

```

Fig.3 使用したプログラムの一部

Fig.3 は実際に使用したプログラムの一部である。「%% Car Parameter」以降の数値を変更することで、各種車両の比較を行う。また、中央の「%% Switch of liner or non-liner damper model」は

Fig.2 と同様の線形と非線形の切り替えを行う。

3. 実験内容

3.1 実験1 Car.1 について三つの速度によるサスペンション応答の検証

道路沿いにある車道と歩道の境界にある低い段差を振動波形としてシステムに与え、速度が異なるときのサスペンション応答の違いを検証する。段差の条件は、高さ(振幅)が0.03m、横幅が0.1m。車両の速度は20km/h, 40km/h, 60km/hとする。また、段差の通過は一瞬としてシミュレーションを行う。与える振動波形、段差の概略図を以下に示す。



Fig.4 段差の振動波形

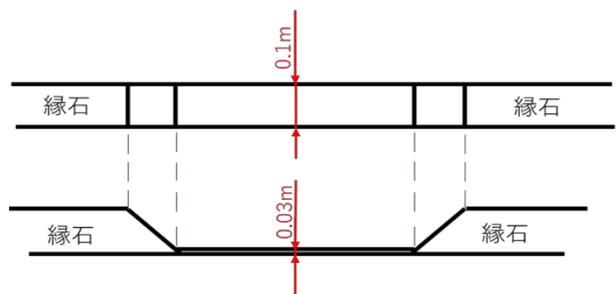


Fig.5 段差の概略図

シミュレーション結果として、線形時・非線形時における各速度のバネ上垂直変位(m)、バネのたわみ(m)、バネ上垂直加速度(m/s²)の三つの要素が出る。20km/hの線形時・非線形時のデータの一つを例として以下に示す。なお、以下に示すデータはバネ上垂直加速度(m/s²)である。

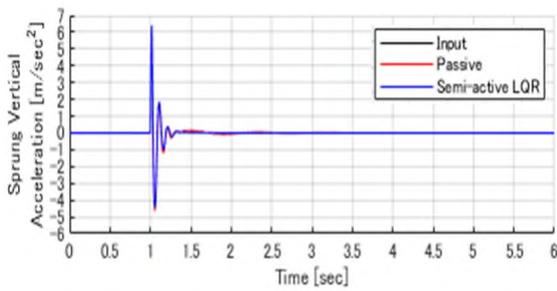


Fig.6 線形時における 20km/h のデータ

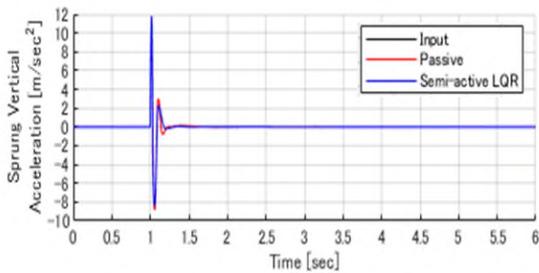


Fig.7 非線形時における 20km/h のデータ

上のグラフから分かるように、非線形時のほうが最初の振動が大きいものの、収束が早いことが分かる。

3.2 実験2 速度20km/hにおける車両ごとのサスペンション応答の違い

実験1と同様の段差を振動波形としてシステムに与え、同じ速度時の車両ごと(Car.1~Car.4)のサスペンション応答の違いを検証する。各種車両の実験結果のデータの一部を例として以下に示す。シミュレーション結果として、線形時・非線形時における各速度のバネ上垂直変位(m), バネのたわみ(m), バネ上垂直加速度(m/sec^2)の三つの要素が出る。

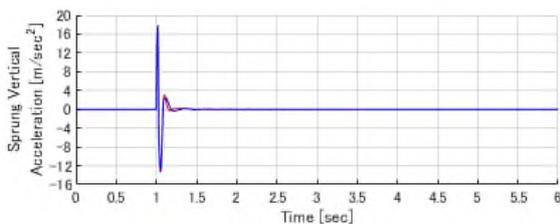


Fig.8 非線形時における Car.2 のデータ

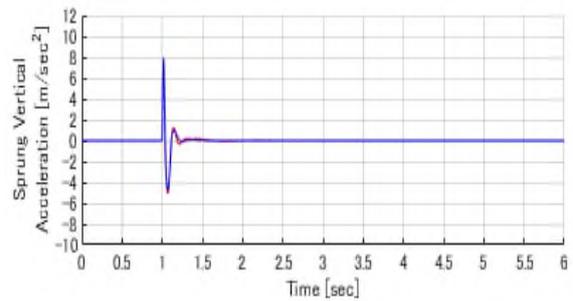


Fig.9 非線形時における Car.3 のデータ

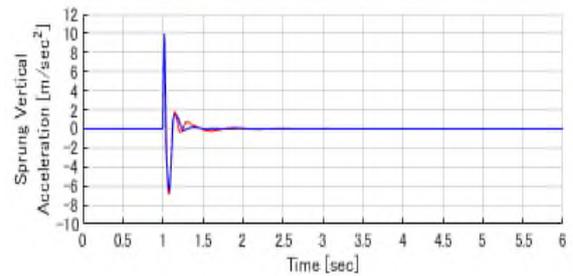


Fig.10 非線形時における Car.4 のデータ

実験1と同様に非線形時のほうが最初の振動が大きい、収束が早いことが分かる。また、線形・非線形問わず、Car.1とCar.3が他の車両と比較して、振動の抑制に優れていた。しかし、線形時はCar.4が、非線形時はCar.2が振動の抑制ができていなかった。非線形のほうが、線形よりも振動の収束と抑制が優れている傾向があった。同様に、セミアクティブサスペンションのほうがパッシブサスペンションよりも振動の収束と抑制が優れていた。

4. 考察

以上の実験結果より、パッシブサスペンションとセミアクティブサスペンションの二つを比較したとき、後者が振動の抑制・収束に優れていることが分かる。また、線形時・非線形時を比較した際には、総合的にみると非線形時のほうが振動の抑制・収束ができています。しかし、すべての実験結果が、振動を受けた際の最初のバネの動きは線形時のほうが小さいことが分かった。サスペンション強度に対する車体重量が小さい順に振動の抑

制が優れている傾向にあった。

これらよりセミアクティブサスペンションが自動運転に適性があると考えられる。また、振動の種類にもよるが、非線形にすることで一般的な線形サスペンションよりも振動の収束・抑制に最適性があると考えられる。しかし、振動の収束は早いほどいいとは限らず、その車の目的にあったものが求められるだろう。

5. 今後の課題

5.1 それぞれの車両に合ったサスペンションのモデル化と検証

今回の研究ではすべての車両に対して同一のサスペンションモデルを与えたが、各種車両に適したモデルを作成すれば、より乗り心地が改善できる。

5.2 調査すべきこと

高速走行時の振動の抑制・収束の検討

斜面走行時の振動の抑制・収束の検討

ンピューティングによるスマートサスペンション制御システムの開発と乗用車への適用, ヤマハ発動機技術論文, No.35 (2003)

6) 吉田佑亮: MATLAB/Simulink を用いた運動方程式の解法, 鳥取県産業技術センター研究報告 No.15 (2012)

7) Takeshi Mizuno, Yuji Ishino, Hiroki Kawada, Yoichiro Hayashi, Masaya Takahashi, Masayuki Hara, and Daisuke Yamaguchi: Force Measurement Using Zero-Compliance Mechanism, SICE Journal of Control, Measurement, and System Integration, 11-4, 341/348 (2018)

参考文献

- 1) MathWorks 社: 自動車のサスペンション「解析と物理学」,
<https://jp.mathworks.com/help/simulink/slref/automotive-suspension.html> (2021年10月28日閲覧)
- 2) 大作覚, 三平満司, 清水悦郎, 富田晃市: 非線形 H_{∞} 制御によるセミアクティブサスペンション, 計測と制御, 39 巻 2 号, 126/129 (2000)
- 3) 永井正夫: アクティブサスペンションの制御と制御理論, 計測と制御, 32-4, 290/295 (1993)
- 4) 谷藤克也: 鉄道車両とアクティブ制振技術, 精密工学会誌, 73-4, 426/429 (2007)
- 5) 萩原孝秀, 高橋一樹, Sergey A. Panfilov, Sergei V. Ulyanov, Olga Diamante: ソフトコ