

アクティブマウントシミュレーションモデルの構築

Development of Simulation Model for Active Control Engine Mount

坂 本 浩 介*

Kosuke SAKAMOTO

酒 井 竜 英*

Tatsuhide SAKAI

要 旨

本論文は、V6 エンジン気筒休止に伴う 1.5 次振動増加を吸収するアクティブコントロールエンジンマウント (Active Control engine Mount, 以下 ACM) の、パッシブ特性と制御入力検討に必要な ACM モデルを提案する。従来の液封マウントモデルにアクチュエータ可動部の力学モデルを組み込み、二つの流体オリフィスによる共振を表現した。その結果、パッシブ特性、アクティブ特性ともに、単体特性を高い精度で表現可能な ACM モデルを構築できた。さらに、この ACM モデルを用いて、任意のエンジン振動入力に対し、サブフレーム伝達荷重をキャンセルするのに必要なアクチュエータ推力を求めることが可能となった。

ABSTRACT

This paper presents the development of an active control engine mount (ACM) model required to study passive characteristics and control inputs of an ACM, which absorbs increased 1.5 order vibrations caused by three-cylinder operation in a V6 engine. By integrating a dynamic model of the moving parts of an actuator into a conventional hydraulic engine mount model, resonance due to two fluid orifices are expressed. As a result, the ACM model capable of reproducing passive, active and unit characteristics with high accuracy is established. In addition, this actuator force value is obtained with this model to cancel the sub-frame transfer load generated by engine vibrations.

1. まえがき

2003 年モデル新型インスパイアでは、クルーズ、減速時に片側バンクの気筒の燃焼を停止し、燃費向上を狙った可変シリンダーエンジンを搭載している。気筒休止によって燃費が向上する一方で、エンジン振動の 1.5 次成分は約 10dB 以上増加する。新型インスパイアでは ACM を前後二つのエンジンマウントに採用する事により、エンジン振動の増加分を吸収している⁽¹⁾。この ACM は、エンジンのクランク角変動を検知し、それを元に ACM 制御入力を決定する、フィードフォワード制御を採用している。フィードフォワード制御では、物理現象を簡潔に表現したモデルを元に制御のゲイン、制御波形等の基本仕様を検討するため、モデルの精度は重要である。また、現在はヒューリスティックな方法で対処しているが、ACM 駆動周波数の高次成分が実車適合上、問題となっている。一方、ACM に関する過去の文献を見渡しても、ACM のモデル化に関する研究はほとんど

おこなわれていない^{(2)・(5)}。本研究の目的は二つの流体オリフィス構造を力学モデルで表現し、駆動周波数高次成分も表現可能な ACM モデルを構築することと、その ACM モデルを用いて、伝達荷重を最小とするのに必要なアクチュエータ推力を求めることである。

2. 計算モデルの構築

Fig. 1 に ACM カットモデルを示す。乗心地性能向上を目的とした、流体オリフィスを持つ従来液封マウント構造に、電磁ソレノイドアクチュエータを付加した構造をとっている。中央に主液室、マウント上部に副液室を設けることで、下部にアクチュエータを配置可能としている。アクチュエータは主液室内の液体を介してエンジン取付点の変位をコントロールする。エンジン振動に対し、エンジン取付点変位を同位相で作動することにより、サブフレーム伝達荷重を低減している。

*栃木研究所

Fig. 2 に本研究が提案する形状力学モデルを示す。従来の ACM モデルは、アクチュエータ推力の項を液封マウントモデルに追加した単純なモデルとなっていた⁽⁶⁾。それに対し本モデルでは、エンジンを単純質量として表現し、その下に本体パネ、流体オリフィス構造を配置した従来の液封マウントモデルを基本としながら、下部にアクチュエータ可動部の質量、パネ、減衰、推力の項を新たに追加する。なお、アクチュエータ可動部質量と、その上部のフィルタオリフィスを通過する流体質量はあわせてアクチュエータ可動部質量としている。

式(1a), (1b), (1c), (1d), (2)は、このモデルから導出される方程式である。それぞれ、式(1a)はエンジンの慣性質量に対する運動方程式、式(1b)は乗心地オリフィスの流体質量に対する運動方程式、式(1c)はアクチュエータ慣性質量に対する運動方程式、式(1d)は主液室内の圧力一定条件、流体の質量保存則から導出される拘束条件である。また、式(2)はこれらの式を単純化するために置きかえた係数である。さらに、サブフレームへの伝達荷重は式(3)のように表現される。

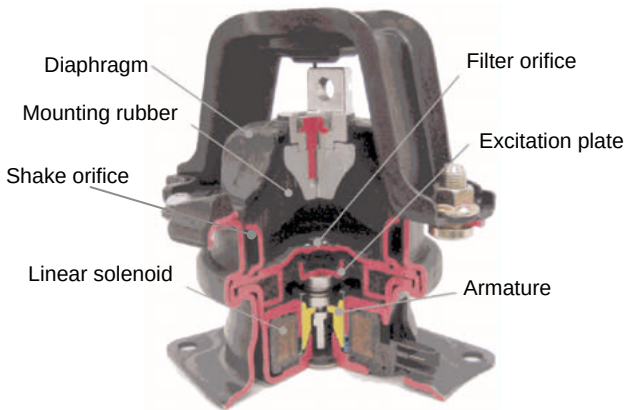


Fig. 1 Cutaway view of ACM

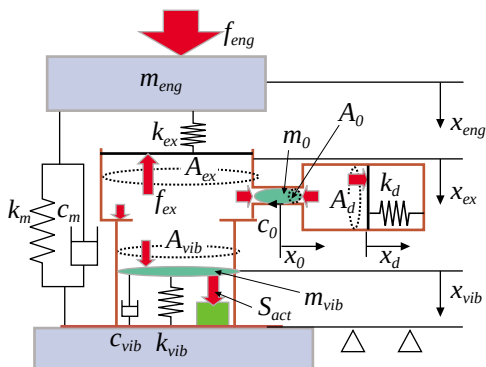


Fig. 2 ACM model

$$\ddot{x}_{eng} + 2\xi_{eng}\omega_{eng}\dot{x}_{eng} + \omega_{eng}^2 x_{eng} = \frac{1}{m_{eng}} \{f_{eng} - f_{ex}\} \quad (1a)$$

$$\ddot{x}_0 + 2\xi_0\omega_0\dot{x}_0 + \omega_0^2 x_0 = \frac{1}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) f_{ex} \quad (1b)$$

$$\ddot{x}_{vib} + 2\xi_{vib}\omega_{vib}\dot{x}_{vib} + \omega_{vib}^2 x_{vib} = \frac{1}{m_{vib}} \left\{S_{act} + \left(\frac{A_{vib}}{A_{ex}}\right) f_{ex}\right\} \quad (1c)$$

$$f_{ex} = k_{ex} \left\{ -\left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) x_0 - \left(\frac{A_{vib}}{A_{ex}}\right) x_{vib} + x_{eng} \right\} \quad (1d)$$

ただし、

$$\left\{ \begin{aligned} \omega_{eng} &= \sqrt{\frac{k_{ex}}{m_{eng}}}, \quad \xi_{eng} = \frac{c_m}{2\sqrt{m_{eng}k_{ex}}} \\ \omega_0 &= \left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) \sqrt{\frac{k_d}{m_0}}, \quad \xi_0 = \frac{c_0}{2\left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right)\sqrt{m_0k_d}} \\ \omega_{vib} &= \sqrt{\frac{k_{vib}}{m_{vib}}}, \quad \xi_{vib} = \frac{c_{vib}}{2\sqrt{m_{vib}k_{vib}}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

$$LOAD = f_{ex} + k_m x_{eng} + c_m \dot{x}_{eng} \quad (3)$$

x_{eng} : エンジン質量位置 (m)

x_0 : シェイクオリフィス液体代表質量位置 (m)

x_{vib} : アクチュエータ可動部位置 (m)

m_{eng} : エンジン質量 (kg)

m_0 : シェイクオリフィス液体代表質量 (kg)

m_{vib} : アクチュエータ可動部質量 (kg)

k_m : 主パネ定数 (N/m)

k_d : ダイアフラムパネ定数 (N/m)

k_{vib} : アクチュエータ可動部パネ値 (N/m)

k_{ex} : 本体パネ拡張係数 (N/m)

A_{ex} : 本体パネ有効面積 (m²)

A_0 : シェイクオリフィス流路断面積 (m²)

A_{vib} : アクチュエータ可動部有効面積 (m²)

A_d : ダイアフラム有効面積 (m²)

$LOAD$: サブフレーム伝達荷重 (N)

3. 計算モデルの検証

2章にて構築したモデルについて、パッシブ特性を動バネ定数にて、アクティブ特性をアクチュエータ作動時の可動部変位にて精度検証をおこなう。

3.1. パッシブ特性

式(1a)–(1d)を式(4)のように周波数応答表現に置きかえる。さらに x_{eng} , x_0 , x_{vib} に関して解き、式(3)を用いて式(5), (6)を求める。式(5), (6)は動バネ定数である。

$$\begin{aligned} x_{eng} &= X_{eng} e^{j\omega t}, \quad x_0 = X_0 e^{j\omega t}, \quad x_{vib} = X_{vib} e^{j\omega t} \\ f_{eng} &= S_{act} = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} |K_*| &= \text{abs} \left[k_{ex} \left\{ -\left(\frac{A_0}{A_{ex}}\right) \left(\frac{AH_{11}-BH_{11}}{H_{11}H_{22}-H_{12}H_{21}} \right) \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - \left(\frac{A_{vib}}{A_{ex}}\right) \left(\frac{BH_{11}-AH_{11}}{H_{11}H_{22}-H_{12}H_{21}} \right) \right\} + 1 + k_m + j\omega c_m \right] \end{aligned} \quad (5)$$

ただし,

$$\left\{ \begin{array}{l} H_{11} = -\omega^2 + 2j\omega\xi_0\omega_{n_0} + \omega_{n_0}^2 + \frac{k_{\omega}}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right)^2 \\ H_{12} = \frac{k_{\omega}}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right) \left(\frac{A_{\omega}}{A_{\omega}} \right) \\ H_{21} = \frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \left(\frac{A_{\omega}}{A_{\omega}} \right) \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right) \\ H_{22} = -\omega^2 + 2j\omega\xi_{\text{vib}}\omega_{\text{vib}} + \omega_{\text{vib}}^2 + \frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \left(\frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \right)^2 \\ A = \frac{k_{\omega}}{m_0} \left(\frac{A_0}{A_{\omega}} \right) \\ B = \frac{k_{\omega}}{m_{\omega}} \left(\frac{A_{\omega}}{A_{\omega}} \right) \end{array} \right. \quad (6)$$

Fig. 3 に, 式(5)を用いて計算された動バネ定数と, 実験で求められた測定値を示す. パラメータとしては設計値をもとにしており, 実験値と十分な相関がとれていることがわかる. 数 Hz の領域のピークは流体オリフィスの共振によるもので, 百数 Hz 領域のピークは, アクチュエータ可動部と, それに付随して動く, フィルタオリフィスを通過する流体の共振による影響が表れている.

3.2. アクティブ特性

式(1)を元に時系列シミュレーションをおこない, 実験によって得られた測定結果と比較をおこなった. なお, アクチュエータ推力は, Fig. 4に示すように電流に対する推力特性の非線形性を多項式近似したものと Fig. 5 に示される実測電流から求めている. Fig. 6 にその推力値を示す.

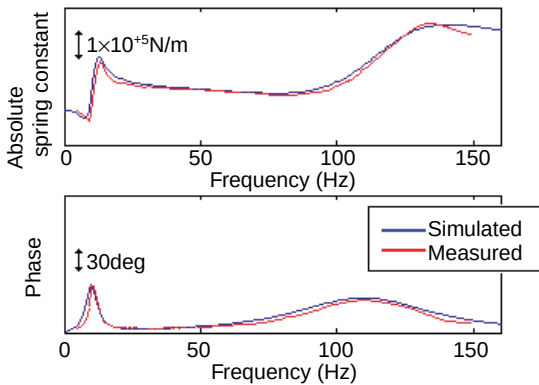


Fig. 3 Passive characteristic

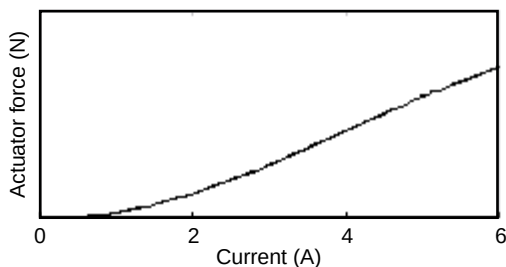


Fig. 4 Force characteristic of solenoid actuator

Fig. 7 に, アクチュエータ可動部変位の時系列データ, Fig. 8にその周波数特性のシミュレーション結果と実測値との比較を示す. 駆動周波数1次成分について0.4%, 2次成分については9.4%の差異で実験値を表現できおり, 十分な精度を確保したモデルであると判断できる. 駆動周波数3次成分についての差異は大きく119%となっているが, これはアクチュエータ可動部の摩擦減衰特性及び, アクチュエータ推力特性を多項式近似で単純化していることによる差異が現れていると考えられる.

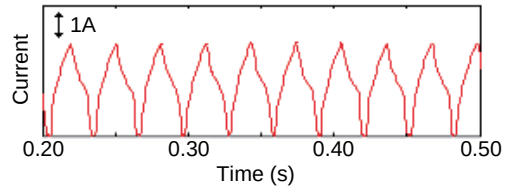


Fig. 5 Measured current

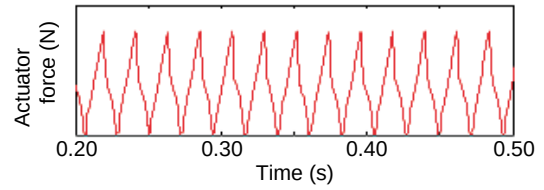


Fig. 6 Calculated force

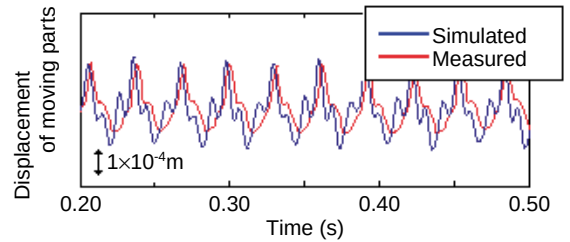


Fig. 7 Displacement of moving parts

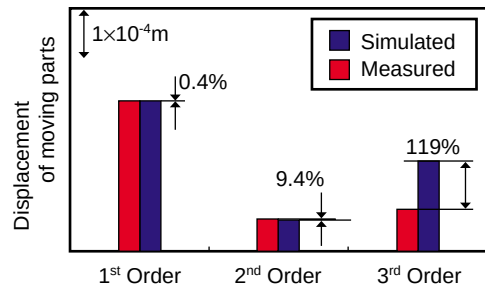


Fig. 8 Frequency characteristic of moving parts

4. ACM 必要推力特性

このモデルを用いて、任意のエンジン振動に対するアクチュエータの必要推力を求めることができる。式(1a)－(1d)に式(7)を代入し、サブフレーム伝達荷重が最小($LOAD \rightarrow$ 最小)となるアクチュエータ推力 s_{act} を求める。それにより、式(8)、(9)が求められる。

$$\begin{aligned} x_{eng} &= X_{eng} e^{j\omega t}, x_0 = X_0 e^{j\omega t}, x_{vib} = X_{vib} e^{j\omega t} \\ f_{eng} &= 0, s_{act} = S_{act} e^{j\omega t}, LOAD \rightarrow 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} S_{act} &= \{RFA + RFB(RFC + RFD)\} X_{eng} \\ &= RF(\omega) X_{eng} \end{aligned} \quad (8)$$

ただし、

$$\left\{ \begin{aligned} RFA &= \left(\frac{A_u}{A_m} \right) (k_m + j\omega c_m) \\ RFB &= -m_{vib} (\omega^2 - 2j\omega \xi_{vib} \omega_{vib} - \omega_{vib}^2) \\ RFC &= \left(\frac{A_u}{A_m} \right) \frac{k_u + k_v + j\omega c_u}{k_u} \\ RFD &= -\frac{1}{m_0} \frac{k_u + j\omega c_u}{\omega^2 - 2j\omega \xi_0 \omega_0 - \omega_0^2} \left(\frac{A_u}{A_m} \right)^2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Fig. 9に(8)、(9)式で求められる必要推力関数を示す。任意のエンジン振動が与えられれば、サブフレーム伝達荷重を最小とするのに必要な、アクチュエータの推力を求められる。この結果、アクチュエータの仕様検討及び、ACMへの制御電流の検討が可能となった。

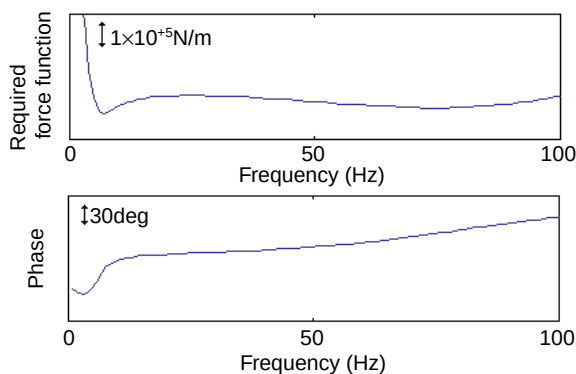


Fig. 9 Required force function

5. まとめ

本研究では詳細な ACM モデルの構築をおこなった。以下にその成果をまとめる。

- (1) 従来液封マウントモデルにアクチュエータ可動部の力学モデルを組み込み、二つの流体オリフィスの共振を表現することにより、パッシブ特性である動バネ特性を高い精度で表現可能な ACM モデルを構築した。
- (2) この ACM モデルは、実車適合上、問題となる駆動周波数の高次成分を高い精度で表現可能である。
- (3) この ACM モデルを用いて、伝達荷重をキャンセルするのに必要なアクチュエータの推力を求めることが可能となった。

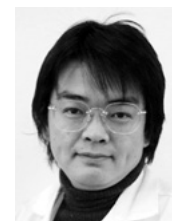
参考文献

- (1) 松岡英樹ほか：アクティブエンジンマウントの開発，Honda R&D Technical Review Vol.15, No.2, p.209-213 (2003)
- (2) C. R. Fuller ほか：Active Control of Vibration, ACADEMIC PRESS(1996)
- (3) 酒井竜英ほか：エンジンマウントシステム開発におけるCAE展開，Japan Modal Analysis Conference, 8th Conf. (1994)
- (4) 尾崎宏ほか：アクティブコントロールエンジンマウントの開発，自動車技術会，学術講演会前刷集983, p.141-144 JSAE 9833269(1998)
- (5) 青木和重ほか：アクティブコントロールエンジンマウント(ACM)を用いたディーゼルエンジン搭載車の静粛性向上，自動車技術会，学術講演会前刷集983, p.133-136 JSAE 9833241(1998)
- (6) Y.W. Lee: Dynamic analysis and control of an active engine mount system, J Automobile Engineering, Vol.216, Part D(2002)

■ 著 者 ■



坂本 浩介



酒井 竜英