

1111 空気ばねを使用するエンジンマウント レイアウトの検討(OS20(II) 構造設計など における最適化)

IWAHARA, Mitsuo / SHIBAYAMA, Toshiyuki / NAGAMATSU, Akio
/ 酒井, 哲也 / 長松, 昭男 / SAKAI, Tetsuya / 岩原, 光男
/ 柴山, 俊之

(出版者 / Publisher)

日本機械学会

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

設計工学・システム部門講演会講演論文集 / 設計工学・システム部門講演会講演
論文集

(号 / Number)

15

(開始ページ / Start Page)

57

(終了ページ / End Page)

59

(発行年 / Year)

2005-08-02

1111 空気ばねを使用するエンジンマウントレイアウトの検討

STUDY OF ENGINE MOUNTING LAYOUT BY AIR SUSPENSION

酒井哲也・室蘭工業大学

岩原光男・法政大学

Tetsuya Sakai, Muroran Institute of Technology

Mitsuo Iwahara, Hosei university

柴山俊之・(有)TASK

長松昭男・法政大学

Toshiyuki Shibayama, TASK Inc.

Akio Nagamatsu, Hosei university

Key Words: *Vibration Isolation, Coupled Vibration, Air Suspension, Genetic Algorithm, Inverse Stiffness Matrix*

1. 緒言

自動車において、エンジンと変速機の結合体であるパワープラントは、一般的にゴム等の弾性体を用いたエンジンマウントを介して数箇所ではシャシに支持される。本マウントに必要な機能として、①エンジンが発生する振動低減②荷台を支えるフレームの曲げ振動低減③駆動反力の支持④駆動系騒音の低減等が上げられる。近年、乗用車においては、これらの機能に個々に対応するため、内部にオリフィスを有する液封マウントも研究・実用化されている¹⁾。

一方、エンジン振動を低減する手法として、エンジンマウント系の固有振動数を極限まで下げることが考えられる。ところが、ゴム材料を使う限りは、その耐久性から、固有振動数低減には限界がある²⁾。そこで、ばね定数を下げても強度問題をクリアできる空気ばねを今回初めてエンジンマウントに適用し、その振動低減効果と今後の課題について検討する。ところで、空気ばねは、古くは新幹線車両や大型観光バスの懸架装置に用いられ、乗り心地のよさで知られている。近年、電子部品や花卉運送のためのトラックの懸架装置やキャブに用いられ、積載物の荷傷み防止やドライバーの快適性向上・疲労軽減に役立っている。

100Hz 以下の低～中周波数領域の定常入力としては、アイドリング回転時の入力が一番大きいので、本稿はアイドリング振動に的を絞って検討を進める。

2. ソリッドゴムエンジンマウント

2-1 従来のエンジンマウント 図1にエンジンマウントのレイアウトを示す。本図の運動方程式は式(1)の通り、6自由度で表される。

$$\begin{bmatrix} m\ddot{x}_G \\ m\ddot{y}_G \\ m\ddot{z}_G \\ I_x\ddot{\theta} - I_{xy}\ddot{\phi} - I_{xz}\ddot{\psi} \\ -I_{xy}\ddot{\theta} + I_y\ddot{\phi} - I_{yz}\ddot{\psi} \\ -I_{xz}\ddot{\theta} - I_{yz}\ddot{\phi} + I_z\ddot{\psi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_G \\ y_G \\ z_G \\ \theta \\ \phi \\ \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \\ F_z(t) \\ N_x(t) \\ N_y(t) \\ N_z(t) \end{bmatrix} \quad (1)$$

N : エンジン起振トルク

F : エンジン起振力

m, I : パワープラントの質量, 慣性モーメント

K : エンジンマウントのばね定数

\ddot{x}_i : i 点における前後加速度

\ddot{y}_i : i 点における左右加速度

\ddot{z}_i : i 点における上下加速度

$\ddot{\theta}_i$: i 点における x 軸回りの角加速度

$\ddot{\phi}_i$: i 点における y 軸回りの角加速度

$\ddot{\psi}_i$: i 点における z 軸回りの角加速度

図2に、一般的な中型トラックのエンジンマウントレイアウトを示す。前後とも、傾斜配置した2個の防振ゴムで4点支持されている。本図は、エンジン駆動時のロールセンターであるトルクロール軸に対して、左右とロールモードの非連成化を図ったレイアウトであり、市販のトラックに多く採用されている。一方本図に対して、更にエンジンの防振効果を高めると同時に、3点支持とし点数部品点数を削減したレイアウトが、酒井等によって提案されている³⁾。

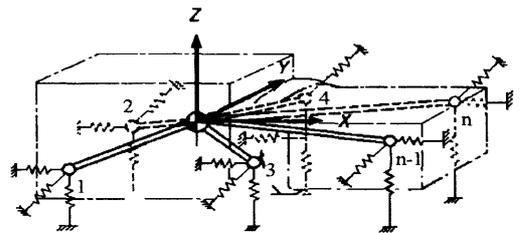


Fig. 1 Power plant model

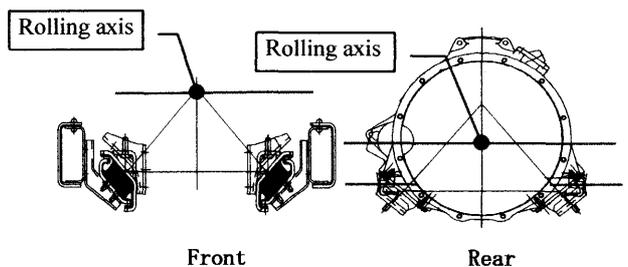


Fig. 2 Inclined 4points support

図3に、そのレイアウトを示す。本図から、フロント側はトルクロール軸下面で一点支持し、リアー側は同軸上面で2点支持としたレイアウトで、左右とロールモードの非連成化を狙っている。

図4に、FEM計算モデルを示す。本図では、加振側のパワープラントを質点 M_1 とし、伝達側である車両を質点 M_2 とした2質点系の簡易モデルで表現している。エンジン回転変動より算出したエンジン起振トルク $N(x)$ を、質点 M_1 のクランク軸相当位置に入力し、質点 M_1 の重心及び各エンジン側支持点、質点 M_2 の重心及び各ボデー側支持点における3方向の加速度 $\ddot{x}_i, \ddot{y}_i, \ddot{z}_i$ 及び3軸回りの角加速度 $\ddot{\theta}_i, \ddot{\phi}_i, \ddot{\psi}_i$ を求める。

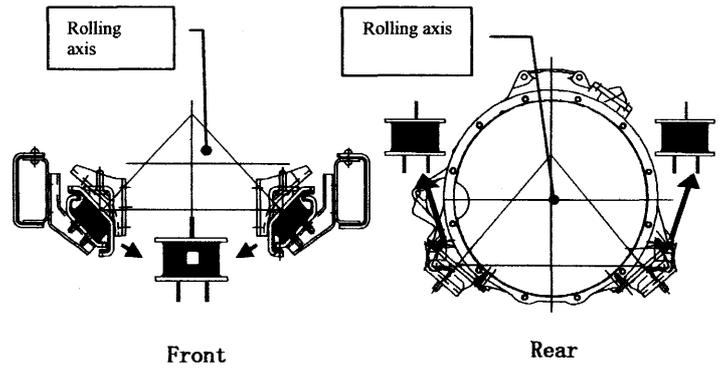


Fig. 3 3points support

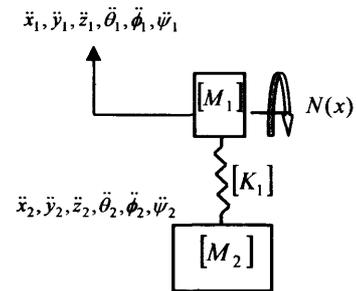


Fig. 4 2 masses model

2.2 振動低減効果 2.1で述べた酒井等の論文³⁾で、図2, 図3レイアウトの防振効果の比較が詳述されているので、周波数応答結果の説明は省略するが、図3のレイアウトでは、車両ボデー重心における左右加速度レベルが、1/10以下に低減している。次章では、図3の最適化レイアウトに対して、空気ばねを装着した場合の振動特性の変化について考察する。

3. 空気ばねエンジンマウント

3.1 エンジンマウント用空気ばね 図5に、今回検討したエンジンマウント用空気ばねの図面を示す。本図は、ダイヤフラムと呼ばれる空気ばねで、上部のダイヤフラム部と下部の空気室より構成される。また二室の境界面には、適度な減衰効果を得るため、オリフィスが設けられている。図6に特性線図の一例を示す。オリフィスの影響で、動的ばね特性 K_d は周波数依存の非線形性を示す。

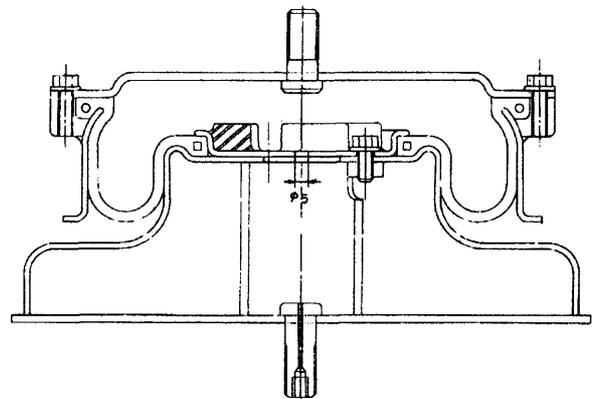


Fig. 5 Air suspension for power plant

3.2 空気ばねを採用時のレイアウト 図3は、防振ゴムを採用した場合の最良のレイアウトと考えられるので³⁾、今回は本図に対して空気ばねに置き換えた場合について検討を行う。

表1に空気ばね単体の特性を示す。所で、図3のレイアウトに関して、単純にソリッドゴムから空気ばねに置き換えると、左右とロールモードを非連成条件が崩れる結果、大幅な振動レベル低減は期待できない。従って、表1のデータをもとに、改めて最適レイアウトの検討を行う。ここでは、酒井等の論文³⁾に示すGAを用いた最適レイアウト計算プログラムを使用する。

Table 1 Static characteristics

	k_x (kg. f/mm)	k_y (kg. f/mm)	k_z (kg. f/mm)
Front (rubber)	40.74	31.30	208.66
Front (air)	0.36	0.36	11.2
Rear (rubber)	12.96	16.12	64.80
Rear (air)	0.63	0.63	16.7

3.3 最適レイアウト計算結果 表2に、最適レイアウト位置の比較結果を示す。前後取り付け位置を同一とした場合に、ゴムと空気ばねのばね特性の相違により、最適レイアウトの左右/上下座標が異なってくることを示している。

表3, 表4にそれぞれ、ソリッドゴム系及び空気ばね系の剛性マトリックスを示す。両表から、 $K_{42} = 0$ が確認でき、ロールと左右モードが非連成となっていることが分かる。両表のロール剛性 K_{44} は、空気ばね系がソリッドゴム系の1/4以下であり、大幅な振動低減効果が期待できる。

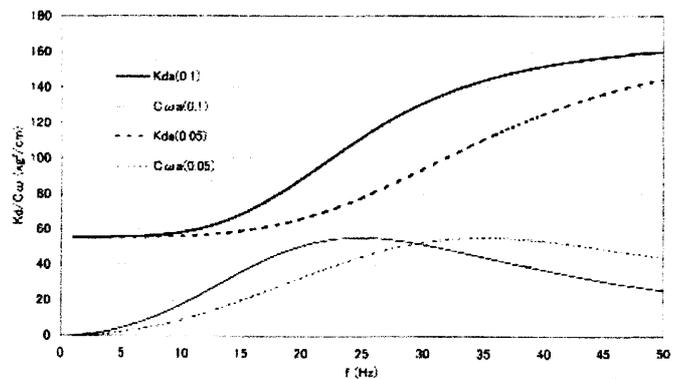


Fig. 6 Dynamic characteristics of air suspension

Table 2 Optimum layout for rubber or air mount

	x (from COG)	y (from COG)	z (from COG)
Front(rubber)	-397.50	0	-250.13
Front(air)	↑	↑	-200.10
Rear right(rubber)	335.00	280.24	242.83
Rear right(air)	↑	300.00	58.76
Rear left(rubber)	335.00	-280.24	242.83
Rear left(air)	↑	-300.00	58.76

Table 3 Stiffness matrix for rubber

6.77e+01						
0	6.35e+01				sym.	
0	0	3.38e+02				
0	0	0	1.40e+07			
-4.14e+03	0	3.95e+04	0	5.17e+07		
0	-1.64e+03	0	-5.73e+06	0	1.06e+07	

Table 4 Stiffness matrix for air

1.63						
0	1.63				sym.	
0	0	4.46e+01				
0	0	0	3.03e+06			
0	0	-6.74e+03	0	5.54e+06		
0	2.75e+02	0	-5.42e+04	0	3.13e+05	

表5に、ソリッドゴム系及び空気ばね系の変位の比較を示す。表5から、空気ばね系のロール剛性 K_{44} が低下した関係で、ロール角変位 θ が増大し、エンジン後方右側/左側支持点が大変位していることが分かる。

Table 5 Displacement for rubber or air mount

	x (mm)	y (mm)	z (mm)	θ (rad. $\times 10^{-2}$)	ϕ (rad. $\times 10^{-2}$)	ψ (rad. $\times 10^{-2}$)
Front(rubber)	0	1.41	0	2.92	0	1.59
Front(air)	0	8.98	0	10.6	0	2.15
Rear R(rubber)	-4.44	-1.37	8.17	2.92	0	1.59
Rear R(air)	-6.44	-2.64	31.7	10.6	0	2.15
Rear L(rubber)	4.44	-1.37	-8.17	2.92	0	1.59
Rear L(air)	6.44	-2.64	-31.7	10.6	0	2.15

4. エンジン振動低減効果

4.1 パワープラント重心左右加速度応答 振動低減効果を確認するため、図4の2質点系モデルに、エンジン起振トルクを入力し、応答を求める。

図7に、パワープラント重心における左右加速度の応答を示す。ここでは、図3のソリッドゴム系の3点支持に対して、そのまま空気ばねを装着したレイアウト、並びに最適化レイアウトの3者を比較している。本図から、空気ばね系の最適化レイアウトは、ソリッドゴム系に比べて、25Hzにおける加速度レベルが約1/10に低減し、絶大な防振効果が得られていることが分かる。また、単にソリッドゴム系のレイアウトに単純に空気ばねに置き換えただけでは、加速度レベルは低減しているものの、絶大な防振効果とは言い難い。

図8に、ボデー側の応答を示す。図7と同様、加速度レベルは1/10以下に低減し、絶大な効果が得られていることが分かる。以上により、防振効果の面だけで捕らえてみると、空気ばねは非常に有用と言える。

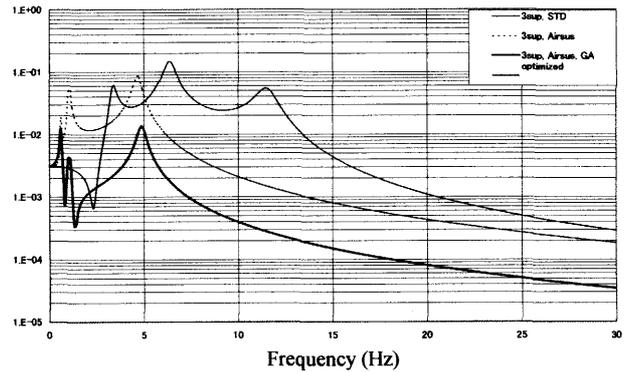


Fig.7 Lateral acceleration of power plant COG

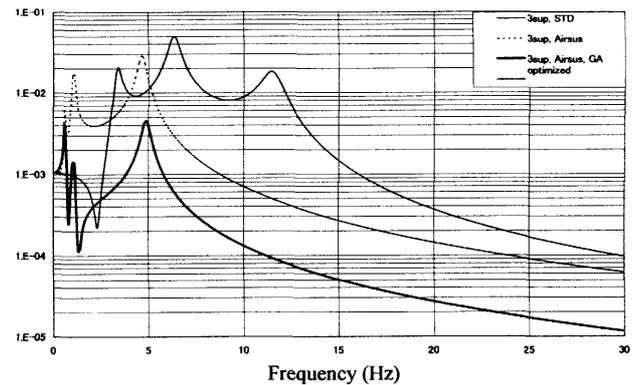


Fig.8 Lateral acceleration of vehicle COG

5. 今後の課題

(1) 表5に示したとおり、空気ばねを用いると、エンジン駆動トルクや起動トルクがかかった再に変位し、パワープラントがシャシの各所で干渉不具合が生じると考えられる。本不具合を防止するには、空気ばねとゴムを併用するのが有効と考えられる。即ち、小振幅時は空気ばねとして作用し、大入力時はゴム部で荷重を支える構造である。

(2) 今回は、時間的に検討が及ばなかったが、長尺ボデーを有するトラックの場合、振動乗り心地向上のため、パワープラントをダイナミックダンパーとして機能させている⁴⁾。空気ばねを採用することにより、パワープラントの上下固有値が低下し、フレーム曲げ一次とずれる結果、乗り心地が悪化することが懸念される。しかしながら、これはあくまでも可能性の話であり、今後検討を進める中で、自ずとレベルが明らかになり、その対策も可能であると考えられる。

参考文献

- 1) 小泉・柴山他, 機論, 68-668, C(2002), "液封エンジンマウントの動特性に関する研究"
- 2) 防振ゴム研究会編, 新版防振ゴム, p. 112, 現代工学社
- 3) 酒井・岩原・白井・萩原, 機論, 67-664, C(2001-12), p. 3815-3822, "大型車のエンジンマウントの最適設計 第5報, 遺伝的アルゴリズムを用いたエンジンレイアウトの最適配置"
- 4) 酒井・岩原, 機論, 65-631, C(1999-3), p. 887-894, "大型車のエンジンマウントの最適設計 第1報, エンジンマウント機能の理論的考察"