

エンジンの移動振動中心を利用した防振技術

Isolating Vibration through Use of Traveling Center of Engine Oscillation

塩 見 和 之* 水 口 博*
Kazuyuki Shiomi Hiroshi Mizuguchi

要 旨

360° 等間隔点火の4ストローク直列2気筒エンジンに対する新しい防振技術を開発した。

この技術は、エンジンの1次振動に「振動中心」が発生するようにクランクのカウンターウェイトを設定し、かつ、エンジン振動の伝達を低減させるようにエンジンマウントを配置するものである。その防振効果は、回転バランサーを付加したエンジンに匹敵する。

本稿では、まずエンジンの1次振動に「振動中心」が存在するための条件を求め、この振動中心の動きからエンジンマウントの配置を考察し、次いで、その防振性能を予測する。さらに、この技術を乗用芝刈機に適用した場合の振動低減の効果を述べる。

ABSTRACT

A new vibration isolation method for a four-stroke, in-line, two-cylinder engine, with an even firing interval of 360°, has been developed.

This method involves setting crankshaft counterweights in a way that generates an 'oscillation center' in the engine's 1st order vibration mode and also arranging the engine's rubber mountings so that they reduce the amount of engine vibration transmitted. The effectiveness of this vibration isolation method matches that of an engine equipped with an additional rotating balancer.

In this paper, the conditions required for the existence of the oscillation center is first discussed. Then the arrangement of the engine's rubber mountings is considered based on an analysis of the movement of this oscillation center, followed by the estimation of the effectiveness of this vibration isolation method. In addition, its effectiveness when applied to a lawn tractor is presented.

1. ま え が き

エンジンを搭載する車両や機器では、防振を目的としたラバーマウントが多く用いられている。この場合、エンジンの発生する不釣り合い慣性力や駆動反トルクが、エンジンマウントに関わる共振を引き起し、共振点付近の周波数の振動が悪化する傾向がある。特に2気筒エンジンの様な気筒数が比較的少ないエンジンを搭載した場合には、加振力がエンジン回転数に対し低い周波数成分を基本として発生する為、一般にこの傾向が著しい。

この様なエンジンに起因する振動を改善するための研究は従来より多く行われてきた。最も一般的に採用されている方法は、エンジンに回転バランサーを付加し、慣性力を駆動反トルクと同一の1方向のみに発生させ、傾斜エンジンマウントなどと組み合わせる方法⁽¹⁾である。しかし、この方法では低いバネ定数の要求される振動方

向と高いバネ定数の要求される駆動反トルクの支持方向が一致するという相反した特性がラバーマウントに要求される。この問題を解決するために、この特定方向のバネ特性を非線形化し負荷に応じバネ定数を変化させる方法⁽²⁾や、液体封入式ゴムマウントによって減衰を効果的に利用する方法⁽³⁾が開発されている。一般にこれらの方法は、バランサーの設置によるエンジン構造や、マウント構造の複雑化を伴う。

こういった方法とは別に、不釣り合い慣性力を発生させたままにして慣性力に対する防振を行う方法も提案されている。この方法は、エンジンマウントに改良を加え支持剛性を確保したままで1次慣性偶力に対して防振を計るもの⁽⁴⁾や防振リンクの採用により1次慣性力に対して防振を計るもの⁽⁵⁾であり、バランサーを付加しないで不釣り合い慣性力の防振に成功した例である。しか

* 朝霞東研究所

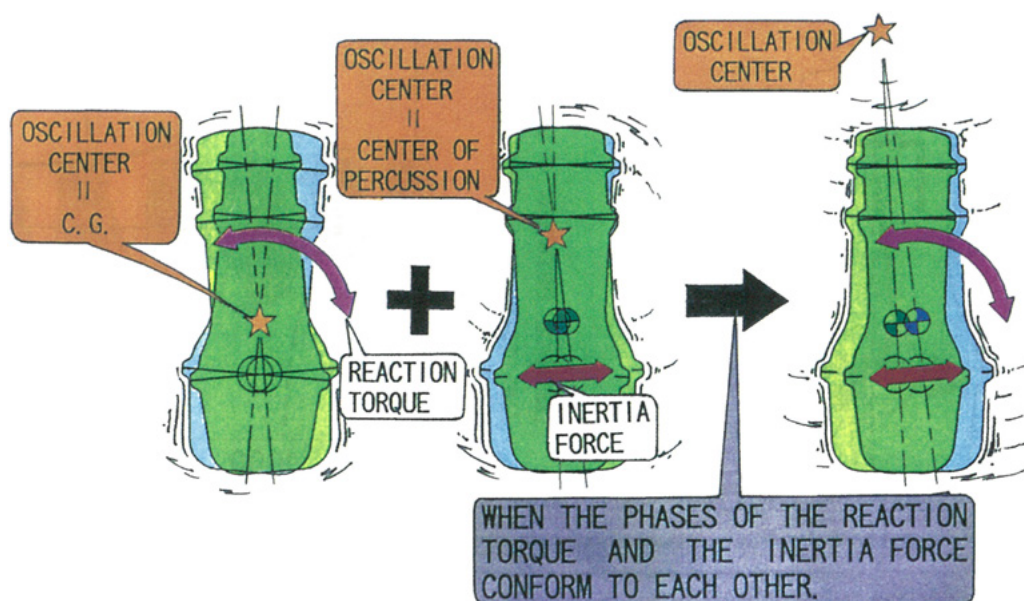


Fig. 3 The condition required for the existence of the oscillation center

であるということが理論的に求まる。ここに、 F_{6x} 、 F_{6y} 、 $F_{6\theta}$ は、クランクセンタ6に作用するX、Y方向の力、およびモーメントである (Fig. 2 参照)。

これは、「慣性力 F_{6x} 、 F_{6y} の合力が一方方向に発生し、その位相が駆動反トルク $F_{6\theta}$ の位相に一致する場合」に相当する。

この条件について別の観点から考察してみる (Fig. 3)。駆動反トルクのみがエンジンに作用している場合には、振動中心は重心に一致し、慣性力のみがエンジンに作用している場合には、振動中心は撃心 (打撃の中心) に一致することが一般に知られている。

このことから、周期の等しい慣性力と駆動反トルクの両方が作用している場合には、「位相が一致した時」のみ振動中心が存在し、その位置は荷重ベクトル F_{6x} 、 F_{6y} 、 $F_{6\theta}$ の大きさと、エンジンを支持するラバーマウントのバネ特性によって決まる」ということがわかる。

この「振動中心が存在する為の条件」は慣性力と駆動反トルクが共に1次を基本周期とする4ストローク直列2気筒エンジンや2ストローク単気筒エンジンに適用することができる。これらのエンジンでは、1次慣性力はエンジン回転数の2乗に比例し、また、駆動反トルクは1次が基本成分となり、その大きさは、負荷やエンジン

回転数に応じて変化する。したがって、振動中心の位置は運転状況に応じて移動することが予測される。この振動中心を、本稿では「移動振動中心」と呼ぶ。この移動振動中心を利用して、高い支持剛性を確保しながら、シンプルで防振効果の高いエンジンマウントを開発した。

3. 移動振動中心を用いた防振技術

ここでは、直列2気筒エンジンについて、移動振動中心を作る方法と、その動きを考察する。さらに、このエンジンに適した支持方法を検討し、その防振性能を明らかにする。

3.1. 振動中心をつくる方法

振動中心をつくる為には、直列2気筒エンジンの発生する1次慣性力の位相と駆動反トルクの1次成分の位相を一致させる必要がある。ここで、1次慣性力は、設定するクランクシャフトのカウンターウェイトの位置と大きさで、その位相と方向が定まる。また、駆動反トルクの1次成分の位相は、エンジン回転数の変化や負荷の変化に対応して変動するものの、その変化量は比較的小さいので、一定値 (ζ_1) をとると仮定する。したがって次の2項目を満たせば、振動中心をつくることが出来る (Fig. 4)。

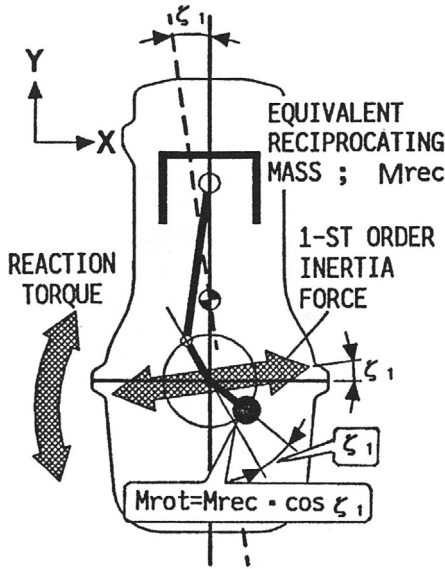


Fig. 4 Method to generate the oscillation center

- ① カウンターウェイトの設定角度を駆動反トルクの1次成分の位相 ζ_1 に合わせる。
- ② 回転部等価質量 M_{rot} を $M_{rec} \cdot \cos \zeta_1$ に一致させる。
なお、 M_{rec} は往復部等価質量を示す。

この時、エンジンの発生する1次慣性力はX軸に対し ζ_1 傾いた軸に沿った1方向のみに発生し、その位相は駆動反トルクの位相に一致する。こうして、移動振動中心の存在するエンジンをつくることができる。

3.2. 移動振動中心の動き

エンジン振動の基本的なモードを理解する為に、エンジンが拘束されていない状態で、しかも、無負荷のときの振動中心の動きを計算によって求めた。その結果を、Fig. 5に示す。ここで、シリンダ軸に対し ζ_1 傾いた軸上を移動する振動中心の位置を表すパラメータとして、振動中心と重心の距離を用いた。

エンジンが始動し、その回転数が上昇するにつれ、振動中心の位置は重心より下方へ移動する。すなわち、この回転域では、エンジンの振動は倒立振り子状のモードを示す。

やがて、振動中心の位置は $-\infty$ となり(図中の点E)、エンジンの振動は左右方向の並進のモードのみとなる。ここでは、重心まわりの偶力が打ち消されている。

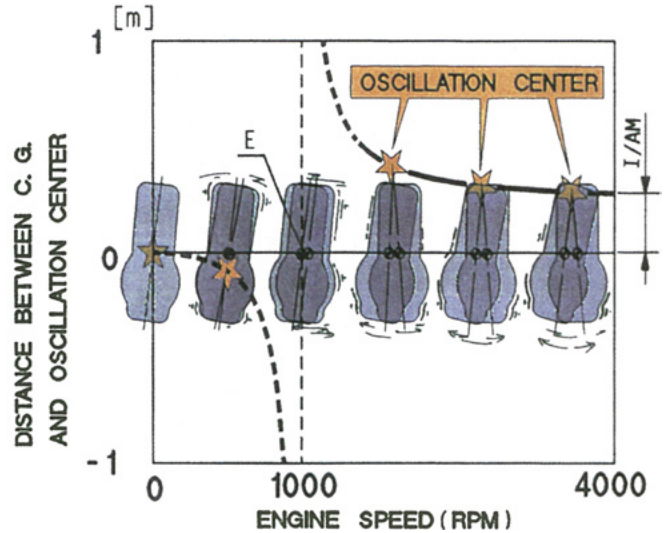


Fig. 5 Motion of oscillation center

エンジン回転数がE点を通ると、振動中心の位置は重心のはるか上方の $+\infty$ より徐々に下降する。すなわち、この回転域では、エンジンの振動は振り子状のモードを示す。その後、エンジン回転数がさらに上昇すると振動中心の位置は I/AM に近づいていく。なお、 I/AM はエンジンの撃心の位置である。ここに、 M 、 I はエンジンの質量および慣性モーメント、 A はエンジンの重心とクランクセンタ6間の距離である(Fig. 2参照)。

3.3. エンジンマウントの設計方法

移動振動中心が存在するエンジンに対し効果的なエンジンマウントを設計するために、次のような方針を採用した(Fig. 6)。

- ① 上下方向の共振の影響を取り除く為には、上下方向の加振力を0にすればよい。したがって、エンジンをエンジンマウントに対し ζ_1 傾けて設置する。
- ② ロール方向の共振の影響を取り除く為には、共振点でロール方向の加振力を0にすれば良い。したがって、図4中のE点のエンジン回転数にエンジンマウントのロール方向の固有振動数を一致させる。
- ③ 非連成条件を満足する小さい傾斜角のエンジンマウントを採用することで、左右方向の固有振動数を十分に低下させ、防振効果を高める。

このようにして、共振の影響をできるだけ取り除くことにした。

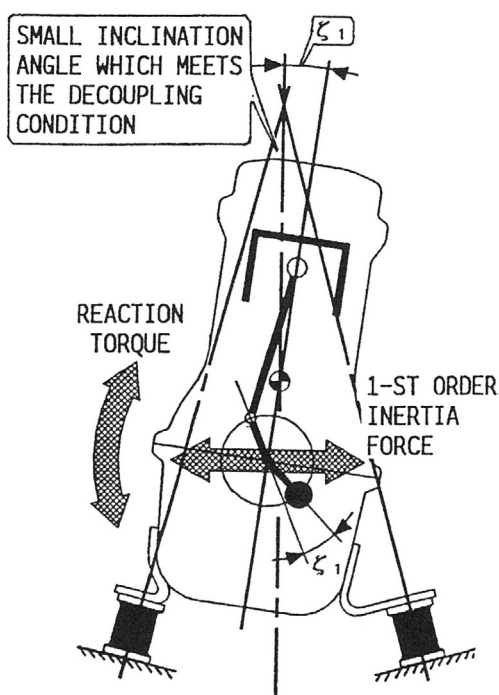


Fig. 6 Supporting method for isolating vibration

3.4. 防振性能の予測

この移動振動中心を利用した防振技術の効果を評価するために、数値計算によって従来の防振技術との比較を行った。従来の防振技術としては、バランス無仕様とバランス付仕様のエンジンに非連成条件を満足する大きい傾斜角のエンジンマウントを組み合わせたものを採用した。さらに公正な比較のために、全ての仕様においてエンジンの自重を支える方向については、エンジンマウントの支持剛性を等しくした。

防振性能を代表する値として仮想フレーム点7 (Fig. 2 参照) における拘束トルク $f_{7\theta}$ を選んだ。上記3仕様の拘束トルクを Fig. 7 に示す。なお、この計算ではエンジンマウントの減衰が考慮されている。

移動振動中心仕様の拘束トルク、即ち、フレームに伝達されるトルクは、特に常用回転域で、バランス無仕様に対してはもちろん、バランス付仕様と比較しても改善されている。

移動振動中心仕様の場合、車両などの振動に最も悪影響を及ぼし易い上下方向の拘束力 f_{7y} はバランス付仕様の場合と同様に発生しないこと、また、左右方向の拘束力 f_{7x} は小さい傾斜角のエンジンマウントを採用して

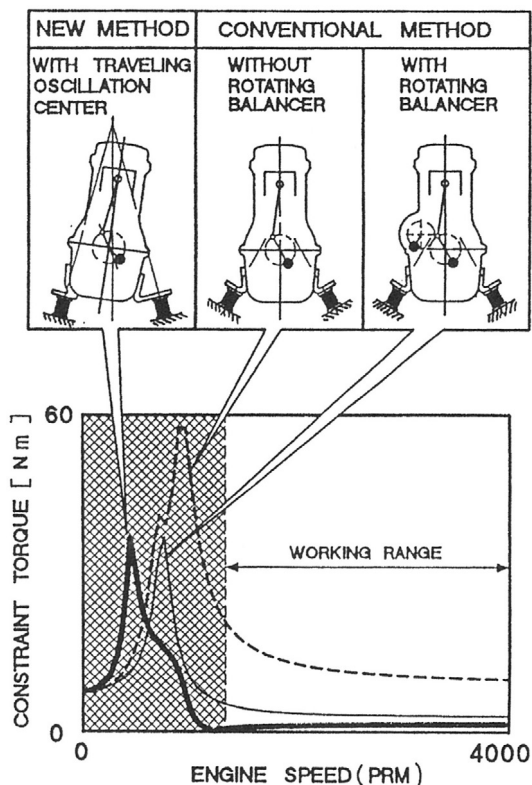


Fig. 7 Comparison of effectiveness of isolating vibration methods

いるので大幅に防振されることも判った。

以上のような解析から、移動振動中心仕様を採用すれば、バランスを持たないシンプルな構造の4ストローク2気筒エンジンでも、高い支持剛性を保ちながら、バランス付仕様に匹敵する高い防振性能を確保できる見通しがついた。

4. 乗用芝刈機への適用例

Fig. 8 に示す乗用芝刈機に、移動振動中心を用いた防振技術を適用した例を紹介する。

前章で比較したのと同じ3仕様のエンジンを乗用芝刈機に搭載し振動を比較した。このテストでは加速度ピックアップをステアリングホイールとフロアにセットし、エンジン回転数に対する振動加速度を測定した。無負荷の状態で得られた振動加速度の1次成分の測定結果を Fig. 9、Fig. 10 に示す。

この様にステアリングホイールあるいはフロアに対



Fig. 8 LAWN TRACTOR

する振動は、移動振動中心仕様においてはバランス無仕様と比べ大幅に低減され、バランス付仕様に匹敵するレベルになっている。体感的には、バランス無仕様のステアリングホイールやフロアの振動は不快感を伴

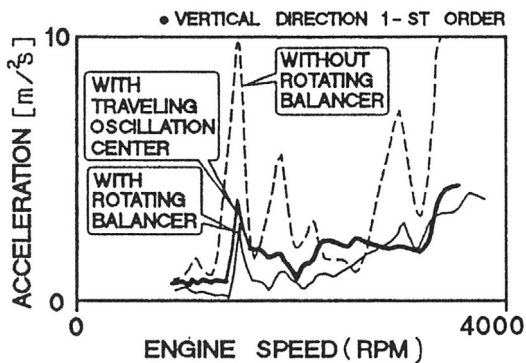


Fig. 9 Vibration level at steering wheel

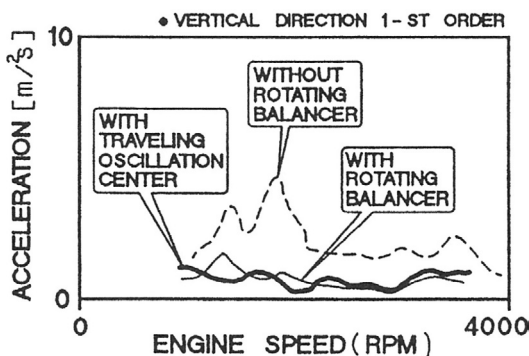


Fig. 10 Vibration level at floor

うレベルであるが、バランス付仕様及び移動振動中心仕様の振動は、常用回転全域で不快さを全く感じないレベルに改善されている。すなわち、移動振動中心を利用した防振技術によって、エンジンにバランスを付加すること無く、バランス付エンジンに匹敵する低振動化が実現された。

この防振技術は、1989年に上市された乗用芝刈機 H4514 に適用され、その快適な乗り心地と作業感は市場で高く評価されている。

5. ま と め

360°クランクの4ストローク直列2気筒エンジンについて、クランクのカウンターウェイトとエンジンマウントを適切に設定することによって、バランスなどを付加することなく、エンジンの1次振動を効果的に低減できる技術を開発した。

この手法は、(1)エンジンの1次振動に「振動中心」が発生するようにクランクのカウンターウェイトを配置し、さらに、(2)非連成条件を満足する小さい傾斜角のエンジンマウントでエンジンを支持することによって達成できる。そして、その効果はバランスを付加したエンジンの場合に匹敵することが実機によって証明された。

なお、この技術により、4ストローク直列2気筒エンジンの各種車両や機器への搭載の適合性は大きく広がる。

参 考 文 献

- (1) F. F. Timpner: "Design Considerations in Engine Mounting", SAE Paper 966B
- (2) 森田、野沢、新井: "横置きエンジンFF車のエンジンマウントと振動騒音"、自動車技術、Vol.36, No.12, 1982
- (3) Marc Bernuchon: "A New Generation of Engine Mounts", SAE Paper 840259
- (4) 清野、古沢、生熊: "エンジン直交懸架理論と二輪自動車への応用"、自動車技術、Vol.36, No.12, 1982
- (5) 富田: "二輪車の振動・騒音・乗心地とCAE" 自動車技術、Vol.35, No.12, 1981

APPENDIX エンジン振動の理論解析

エンジンは2次元の剛体と仮定し、エンジン振動の変位の振幅は小さいものとする。また、各節点の変位を U_{ij} (i : 節点番号, j : 方向)、各節点に働く力を F_{ij} とすると、(1)式に示す無減衰運動方程式が求まる。

$$\begin{bmatrix} M \\ M \\ I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U}_{3X} \\ \ddot{U}_{3Y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_X & 0 & 2Bk_X - 2Dk_{XY} \\ 0 & 2k_Y & 0 \\ \text{SYMM} & 2B^2k_X - 4BDk_{XY} + 2D^2k_Y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3Y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{6X} \\ F_{6Y} \\ AF_{6X} + F_{6\theta} \end{bmatrix} \quad (1)$$

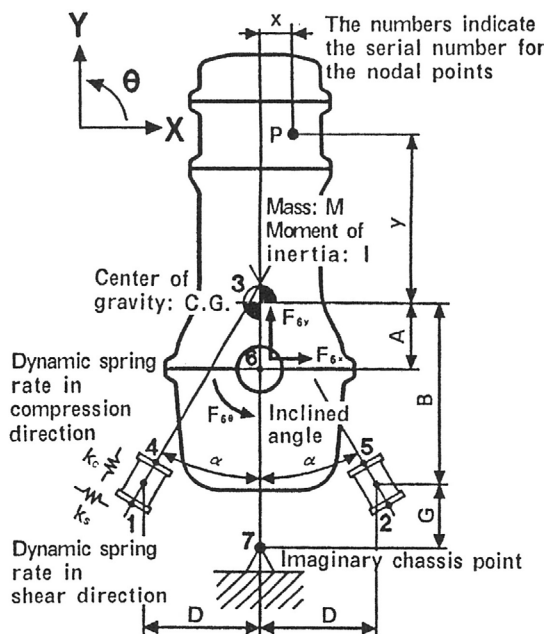
但し

$$\begin{bmatrix} k_X \\ k_Y \\ k_{XY} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos^2 \alpha & \sin^2 \alpha \\ \sin^2 \alpha & \cos^2 \alpha \\ -\sin \alpha \cos \alpha & \sin \alpha \cos \alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_s \\ k_c \end{bmatrix} \quad (2)$$

(1)式の周波数応答を解くことも可能だが、加振力と応答の関係を各自由度ごとに独立させて考えたいので、ここでは非連成であることを前提とする。

非連成条件を、(3)式に示す。

$$Bk_X = Dk_{XY} \quad (3)$$



TWO-DIMENSIONAL VIBRATION ANALYSIS MODEL

この時、運動方程式は(4)式の様に表される。

$$\begin{bmatrix} M \\ M \\ I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{U}_{3X} \\ \ddot{U}_{3Y} \\ \ddot{U}_{3\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_X \\ K_Y \\ K_\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3Y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{6X} \\ F_{6Y} \\ AF_{6X} + F_{6\theta} \end{bmatrix} \quad (4)$$

但し

$$\begin{bmatrix} K_X \\ K_Y \\ K_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2k_X \\ 2k_Y \\ -2B^2k_X + 2D^2k_Y \end{bmatrix} \quad (5)$$

角速度を ω とすると、(4)式の周波数応答は(6)式で表される。

$$\begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3Y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{F_{6X}}{-M\omega^2 + K_X} \\ \frac{F_{6Y}}{-M\omega^2 + K_Y} \\ \frac{AF_{6X} + F_{6\theta}}{-I\omega^2 + K_\theta} \end{bmatrix} \quad (6)$$

エンジン上の任意の点 $P(x, y)$ の応答を (U_{px}, U_{py}) と仮定すると、(7)式が求まる。

$$\begin{bmatrix} U_{px} \\ U_{py} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -y \\ 0 & 1 & x \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_{3X} \\ U_{3Y} \\ U_{3\theta} \end{bmatrix} \quad (7)$$

振動中心が点 P に存在すると仮定するならば、点 P の応答 (U_{px}, U_{py}) が共に 0 でなければならない。従って(6)式、(7)式より点 P の座標 x, y が求まる。

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{-F_{6Y}}{AF_{6X} + F_{6\theta}} \cdot \frac{-I\omega^2 + K_\theta}{-M\omega^2 + K_Y} \\ \frac{F_{6X}}{AF_{6X} + F_{6\theta}} \cdot \frac{-I\omega^2 + K_\theta}{-M\omega^2 + K_X} \end{bmatrix} \quad (8)$$

(8)式より、周期が等しい各外力 F_{6X} , F_{6Y} , $F_{6\theta}$ の位相が、互いに同位相、または、逆位相となるとき、 x, y は定数となり、振動中心は存在する。

■ 著 者 ■



塩 見 和 之



水 口 博