

V形10気筒機関の起振モーメントに関する研究*
(第1報, 基礎理論)伊藤紀男*¹, 高橋幸敬*²Exciting Moment Analysis of V-Type 10-Cylinder Engine
(1st Report, Basic Theory)

Norio ITO and Yukitaka TAKAHASHI

Many analytical results have already been reported on the imbalanced exciting moment of V-type multi-cylinder engine. These analytical methods generally follow the steps in which the cylinder arrangement and the bank angle of the engine are determined initially and then the exciting moments are analyzed. In contrast, in our analytical method, effective cylinder arrangements are selected initially using the reduction condition of exciting moment, and then the most suitable bank angle is determined. We have already determined new bank angles of V-type 6-cylinder and 8-cylinder engines using the method mentioned above. In this paper, we study the exciting moment of a V-type 10-cylinder engine that was developed by an American automobile company. We have not determined a way to completely suppress the imbalanced moment of the engine, but we found new bank angles of the practical engine. In this report, we show the method for calculating the effective cylinder arrangements and the bank angle of a V-10 engine.

Key Words: Reciprocating Engine, Exciting Moment, Dynamical Analysis, 10-Cylinder V-Type Engine, Cylinder Arrangement, Balance Weight, Bank Angle

1. 緒言

乗用車用内燃機関の多気筒化は、機関の高トルク化、高出力化など動力性能に関するドライバビリティの向上というユーザーニーズによって普及してきた。それと同時に、機関のコンパクト化と剛性向上対策の一環として、V形機関が広く使用されるようになってきた。現在、わが国におけるV形機関としては、二輪車用を除けば、6気筒と8気筒が主流となっているが、米国では、数年前にクライスラー社が8ℓの10気筒を開発して実用化したり⁽¹⁾、ヨーロッパでは大型乗用車やスポーツカー、レースカー用として12気筒以上のものが実用されている。

一方、直列形や多列形の上記内燃機関に生じる不釣り合いモーメントに関しては、すでに多くの解析結果が報告されている⁽²⁾。その中で、V形機関についての解析手法は、まず機関の気筒数によってクランクの配列やバンク角などをあらかじめ設定し、そのレイアウトの下での不釣り合いモーメントを算出するというの

が一般的な方法である。それに対して筆者らの方法は、実用的に構成可能なすべての気筒配列を対象とし、その中で起振モーメントが削減、あるいは消滅可能となる配列を選び、その配列によって決まる最適なバンク角を求めるというものである。換言すれば、V形機関のバンク角を変数として、実用的なバランス用おもりによって起振モーメントが削減可能となるバンク角を決定するということである。そのような方法によって、これまでにV形6気筒機関⁽³⁾やV形8気筒機関⁽⁴⁾について解析を行い、それら機関のバンク角に関して新しい知見を与えてきた。

本論文は、さらに研究を進め、総排気量と1気筒当りの排気量とのバランスの関係で、実用には不向きとされながらも新たに開発されたV形10気筒機関の起振モーメントについて解析を行った。起振モーメントは、実用的なバランスによる削減ということから、1次の起振モーメントを対象とした。その結果、バランスによる起振モーメントの完全な消滅方式は存在しないが、十分に実用的で、かつ現在使用されているものとは異なるいくつかの新しいバンク角のV形10気筒機関が成立することがわかった。本報では、まずV形機関に共通となる起振モーメント削減法とバンク角決定のための一般解法について述べる。

* 1995年9月12日 日本機械学会第73期全国大会において講演, 原稿受付 1996年5月20日。

*¹ 正員, 富山大学工学部 (〒930 富山市五福3190)。

*² 正員, (自宅: 〒230 横浜市鶴見区下末吉5-14-23)。

2. 基礎理論

2-1 単気筒機関と使用記号 多気筒機関に働く起振力は、各気筒に働く起振力を合成したものとなる。各気筒に働く起振力は、クランクの回転位相差によって異なる。ここでは、本論文で使用する記号と座標系の説明をかねて、単気筒機関に働く起振力や起振モーメントについて述べる。

図1は、直列多気筒機関の中の1気筒だけを示したものである。座標原点Oを機関中央のクランク軸上に定め、ピストンの運動方向に平行にx軸、クランク軸方向にz軸、それらに垂直にy軸をとる。図1(a)はクランク軸を含むzx平面図、図1(b)はクランク軸に垂直な断面図である。いま、気筒中心線がx軸よりzだけ離れたところに位置するものとする。ピストンピンおよびクランクピンの中心を O_p, C 、接続棒の重心を G 、クランクの半径を r 、接続棒の長さを L とし、 $\overline{GC} = L_c$ 、 $\overline{GO_p} = L_p$ とする。ピストンおよび接続棒の質量を m_p, m_r 、クランクの回転角を θ 、接続棒がx軸となす角を δ とし、 θ, δ の符号はx軸を基線として、z軸の右回りを正と定める。本論文では、クランクの回転中心に対し、クランクピンCと対称な位置Qに質量 $m_r(L_p/L)$ のバランス用おもりを付加し、接続棒によるy軸方向の起振力は消滅させておく。 $\lambda = r/L, C_p = L_p/L, \dot{\theta} = \omega$ とおくと、x軸およびy軸方向の起振力 $F_x(\theta), F_y(\theta)$ は、次のように表される。

$$\left. \begin{aligned} F_x(\theta) &= m_{rec} r \{ \ddot{\theta} G(\theta) + \omega^2 F(\theta) \} \\ F_y(\theta) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

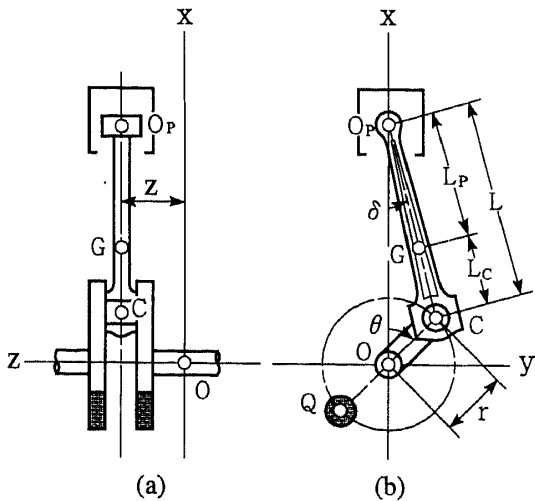


Fig.1 Single cylinder engine and the symbols

ここに、

$$G(\theta) = \frac{\sin(\theta - \delta)}{\cos \delta} \dots\dots\dots (2)$$

$$F(\theta) = \cos \theta + \frac{\lambda \cos 2\theta}{\cos \delta} + \frac{\lambda^3 \sin^2 2\theta}{4 \cos^3 \delta} \dots\dots\dots (3)$$

$$\left. \begin{aligned} m_{rec} &= m_p + m_r(1 - C_p) \\ \sin \delta &= -\lambda \sin \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

起振力 $F_x(\theta)$ はクランクピンを通してクランク軸に作用し、機関の中心Oのまわりに起振モーメントを発生させる。y軸およびz軸まわりの起振モーメントをそれぞれ M_{y_0}, M_{z_0} と表すと、それらは次の式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} M_{y_0} &= F_x(\theta) \cdot z \\ M_{z_0} &= F_y(\theta) \cdot z = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

次にV形多気筒機関について述べる。図2は、V形多気筒機関の中の1気筒だけを示したものである。座標系は図1と同様であるが、ここでは、気筒中心線 x_1 がx軸に対して α だけ傾いている。 α の符号はx軸に対してz軸の右回りを正と定める。このとき、式(1)で表される起振力 $F_x(\theta)$ は、 α の傾きによりy軸およびx軸まわりに、起振モーメント M_y, M_x を発生させる。

$$M_y = F_x(\theta) \cos \alpha \cdot z \dots\dots\dots (6)$$

$$M_x = -F_x(\theta) \sin \alpha \cdot z \dots\dots\dots (7)$$

M_y, M_x を無次元化したものを M_y^*, M_x^* と表すと、 M_y^*, M_x^* は次のようになる。

$$M_y^* = \frac{M_y}{m_{rec} r \omega^2 z} \dots\dots\dots (8)$$

$$M_x^* = \frac{M_x}{m_{rec} r \omega^2 z} \dots\dots\dots (9)$$

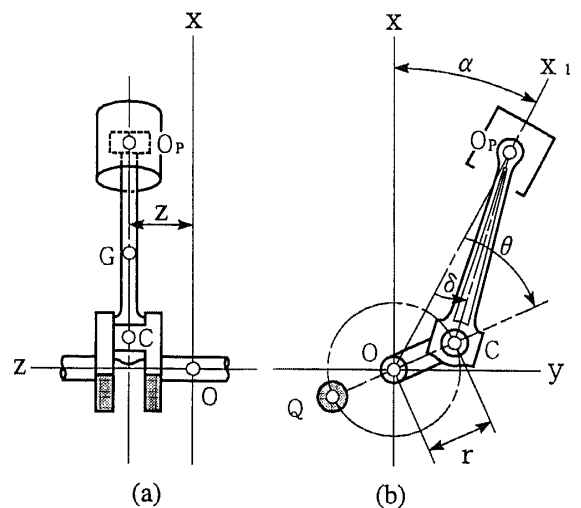


Fig.2 Single cylinder engine of V-type

これら M_y^* , M_x^* も, M_y , M_x と同様に起振モーメントとして扱うことにする。

なお, 式(2), (3)の $G(\theta)$, $F(\theta)$ を従来の展開式で表せば, 次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} G(\theta) &= \sin\theta + \sum_{n=1}^{\infty} 2nA_{2n} \sin 2n\theta \\ F(\theta) &= \cos\theta + \sum_{n=1}^{\infty} (2n)^2 A_{2n} \cos 2n\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

ここに, 係数 A_{2n} は, 次式のように表される。

$$\left. \begin{aligned} A_2 &= \frac{\lambda}{4} + \frac{\lambda^3}{16} + \frac{15\lambda^5}{512} + \dots \\ A_4 &= -\frac{\lambda^3}{64} - \frac{3\lambda^5}{256} - \dots \\ &\dots\dots\dots \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

2.2 V形多気筒機関の起振モーメントとバンク角

本論文で扱うV形機関は, 気筒数と同数のクランクピンを有し, V形に並んだ二列の直列機関は回転軸を共通にするものである。また, 機関に発生する起振力は, 実用上式(1)の ω^2 の値に比較して $\dot{\theta}$ の値は極めて小さいため, 以後においては ω^2 の項, すなわち $F(\theta)$ の変化についてのみ考察する。

図3は, V形多気筒機関の構成を示したものである。座標系は図2と同様である。V形に並んだ二列の直列機関 R_1, R_2 のシリンダ中心線 x_1, x_2 軸のなす角がバンク角 α_0 である。 $\alpha_0 = 0$ の場合が直列形機関, $\alpha_0 = \pi$ の場合が水平対向形機関である。 x 軸が x_1, x_2 軸となす角を α_1, α_2 とすると, 次の関係がある。

$$\alpha_0 = \alpha_2 - \alpha_1 \dots\dots\dots (12)$$

まず, 直列機関 R_1, R_2 を, 図1のような座標系をもつ独立した機関と考え, それぞれの機関に発生する y 軸まわりの起振モーメントを M_{y01}, M_{y02} とする。次に, これら二つの機関が図3のようなV形に配置されたとす

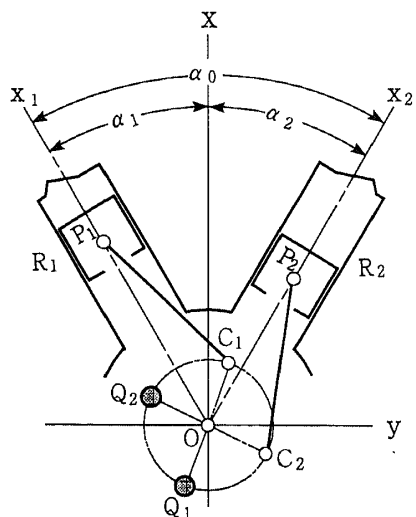


Fig.3 Construction of V-type engine

ると, y 軸および x 軸まわりに起振モーメント M_y, M_x を発生させる。 M_y, M_x は次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} M_y &= M_{y01} \cos\alpha_1 + M_{y02} \cos\alpha_2 \\ M_x &= -M_{y01} \sin\alpha_1 - M_{y02} \sin\alpha_2 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

一般に, V形機関では, 式(13)の1次および2次の起振モーメントがバランス用おもりなどによって消滅できるような気筒配列やバンク角が望ましいことになる。

3. 有効気筒配列とバンク角決定法

V形多気筒機関の気筒数を $2N$ (N は正整数) とする。V形を構成する二列の直列機関の気筒数は N となり, その無次元化された起振モーメントの1次成分を $(M_{y01})_1$ と表す。一般に, $(M_{y01})_1$ の式は N が奇数の場合と偶数の場合によって異なってくる。図4は, N が奇数の場合と偶数の場合の気筒配列を $z-x$ 座標面上で示したものである。図4(a)が奇数気筒の場合, 図4(b)が偶数気筒の場合である。 s は隣接気筒間隔である。

まず, N が奇数の場合について考える。図4(a)より, この直列 N 気筒機関に生じる $(M_{y01})_1$ は, 次のように表わすことができる。

$$(M_{y01})_1 = \sum_{i=1}^{N-1} i \left\{ \cos\left(\theta + \theta_{-i\frac{N+1}{2}}\right) - \cos\left(\theta + \theta_{i\frac{N+1}{2}}\right) \right\} \dots\dots\dots (14)$$

上式右辺の2つの $()$ 内にある θ の添字は, 図4(a)で, z 軸の正側の気筒から順に $1, 2, 3, \dots$ と番号を付けたと

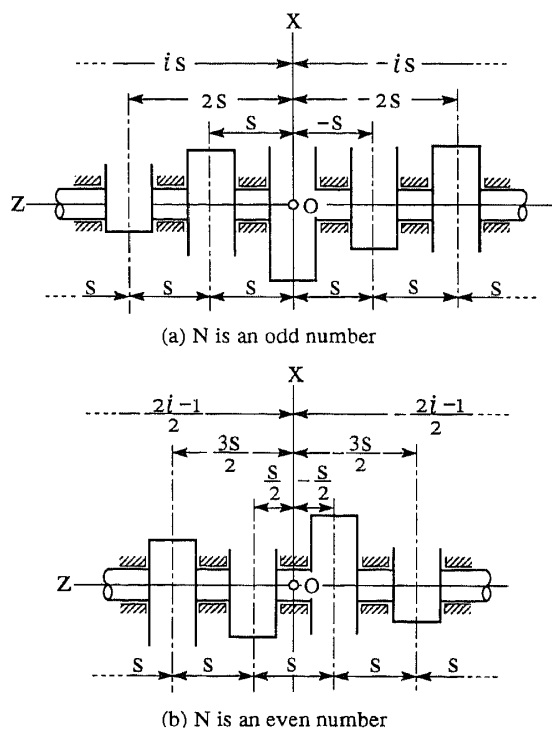


Fig.4 Relation between coordinate axis and number of cylinder

き、中央気筒番号となる $(N+1)/2$ を狭んで対称な位置にある一対の気筒番号を表す。 i は中央気筒に近い順に $1, 2, \dots$ として与えるものとする。気筒番号が添字に付いている2つの θ の値は、実際にはその位置に配列された気筒の位相差の値となる。

次に、 N が偶数の場合について考える。図4(b)より、直列 N 気筒機関に生じる1次の起振モーメント $(M_{y01}^*)_1$ は、次のように表わされる。

$$(M_{y01}^*)_1 = \sum_{i=1}^{\frac{N}{2}} \frac{2i-1}{2} \left\{ \cos\left(\theta + \theta - \frac{i+\frac{N+2}{2}}{2}\right) - \cos\left(\theta + \theta + \frac{i+\frac{N}{2}}{2}\right) \right\} \dots \dots \dots (15)$$

ここでも、二つの()内の θ の添字の意味は、 N が奇数の場合と同様であるが、偶数気筒の場合は中央に気筒が存在しない点が異なるだけである。

このようにして、式(14)、(15)によって表わされる二列の直列 N 気筒機関の起振モーメントの1次成分 $(M_{y01}^*)_1, (M_{y02}^*)_1$ は、クランク回転角 θ の関数となる。式(14)、(15)を展開して整理すると、 $(M_{y01}^*)_1, (M_{y02}^*)_1$ は、次のように表わすことができる。

$$\left. \begin{aligned} (M_{y01}^*)_1 &= a_1 \cos\theta + a_2 \sin\theta \\ (M_{y02}^*)_1 &= b_1 \cos\theta + b_2 \sin\theta \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (16)$$

ここに、 a_1, a_2, b_1, b_2 は気筒配列方法によって決まる係数である。これら直列機関がV形に配置されたときの1次の起振モーメントを $(M_y^*)_1, (M_x^*)_1$ とすると、式(13)と同様に、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} (M_y^*)_1 &= (M_{y01}^*)_1 \cos\alpha_1 + (M_{y02}^*)_1 \cos\alpha_2 \\ (M_x^*)_1 &= -(M_{y01}^*)_1 \sin\alpha_1 - (M_{y02}^*)_1 \sin\alpha_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots (17)$$

式(17)を $\cos\theta, \sin\theta$ について整理すると、次のようになる。

$$\left. \begin{aligned} (M_y^*)_1 &= (a_1 \cos\alpha_1 + b_1 \cos\alpha_2) \cos\theta \\ &\quad + (a_2 \cos\alpha_1 + b_2 \cos\alpha_2) \sin\theta \\ (M_x^*)_1 &= -\{(a_1 \sin\alpha_1 + b_1 \sin\alpha_2) \cos\theta \\ &\quad + (a_2 \sin\alpha_1 + b_2 \sin\alpha_2) \sin\theta\} \end{aligned} \right\} \dots \dots (18)$$

式(18)の $\cos\theta, \sin\theta$ の係数部分をあらためて D_1, E_1 および D_2, E_2 と表せば、次のように整理できる。

$$\left. \begin{aligned} (M_y^*)_1 &= D_1 \cos\theta - E_1 \sin\theta \\ (M_x^*)_1 &= -(D_2 \sin\theta + E_2 \cos\theta) \end{aligned} \right\} \dots \dots (19)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} D_1 &= a_1 \cos\alpha_1 + b_1 \cos\alpha_2 \\ E_1 &= -(a_2 \cos\alpha_1 + b_2 \cos\alpha_2) \\ D_2 &= a_2 \sin\alpha_1 + b_2 \sin\alpha_2 \\ E_2 &= a_1 \sin\alpha_1 + b_1 \sin\alpha_2 \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (20)$$

このとき、式(19)は、次の二つの条件を満足すれば、正転形の円形すりこぎ運動⁽²⁾となり、1次の起振モーメントはバランス用おもりによって消滅できることになる。

$$M_0 = \sqrt{D_1^2 + E_1^2} = \sqrt{D_2^2 + E_2^2} \dots \dots \dots (21)$$

$$\tan\theta_0 = E_1 / D_1 = E_2 / D_2 \dots \dots \dots (22)$$

ここに、 M_0 は合成振幅を、 θ_0 は1次成分に関する初位相を表す。式(21)、(22)をそれぞれ条件1、条件2として、式(12)、(20)の関係を用いて、 α_1 について整理すると、次の2式が得られる。

$$\tan 2\alpha_1 = \frac{(a_1^2 + a_2^2) + (b_1^2 + b_2^2) \cos 2\alpha_0 + 2(a_1 b_1 + a_2 b_2) \cos \alpha_0}{(b_1^2 + b_2^2) \sin 2\alpha_0 + 2(a_1 b_1 + a_2 b_2) \sin \alpha_0} \dots \dots \dots (23)$$

$$\tan 2\alpha_1 = -\frac{(b_1^2 + b_2^2) \sin 2\alpha_0 + 2(a_1 b_1 + a_2 b_2) \sin \alpha_0}{(a_1^2 + a_2^2) + (b_1^2 + b_2^2) \cos 2\alpha_0 + 2(a_1 b_1 + a_2 b_2) \cos \alpha_0} \dots \dots \dots (24)$$

これら2式を用いて、 α_1 を消去すると、次の式が求められる。

$$\begin{aligned} &4\{(b_1^2 + b_2^2) \cos \alpha_0 + (a_1 b_1 + a_2 b_2)\} \{(a_1 b_1 + a_2 b_2) \\ &\quad + (b_1^2 + b_2^2) \cos \alpha_0\} (1 - \cos^2 \alpha_0) \\ &\quad + \{(a_1^2 + a_2^2) + (b_1^2 + b_2^2)(2 \cos^2 \alpha_0 - 1) \\ &\quad + 2(a_1 b_1 + a_2 b_2) \cos \alpha_0\} \{(a_1^2 + a_2^2) \\ &\quad + 2(a_1 b_1 + a_2 b_2) \cos \alpha_0 + (b_1^2 + b_2^2)(2 \cos^2 \alpha_0 - 1)\} \\ &= 0 \dots \dots \dots (25) \end{aligned}$$

ここで、 $x = \cos \alpha_0$ とおき、次のような置換を行うと、 x に関する2次方程式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} b_1^2 + b_2^2 &= e \\ a_1 b_1 + a_2 b_2 &= f \\ a_1^2 + a_2^2 &= g \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (26)$$

$$4gex^2 + 4f(g+e)x + (g-e)^2 + 4f^2 = 0 \dots \dots \dots (27)$$

以上によって、これまでV形機関の気筒数に応じて個別に求めてきた気筒配列とバンク角の関係を、V形機関全般に適用可能な一般解法として定式化することができた。これにより、V形機関を構成する二列の直列機関の気筒配列方法が定まると、式(16)の各係数が求められ、それらの値を用いることによって、条件1、2を満足する式(26)、(27)が求められる。式(27)の判別式は0か負となるが、負となる場合は x が虚根をもつことになり、その場合の気筒配列は除外されることになる。したがって、有効な気筒配列は式(27)の判別式が0、すなわち x が重根をもつ場合に限られる。こうして得られた x の値からバンク角 α_0 を決定することができる。

次に、起振モーメント消滅用バルンサーについて考察する。条件1、2を満足するバンク角 α_0 が決定すれば、 α_1, α_2 は、一般に $\alpha_1 = -\alpha_0/2, \alpha_2 = \alpha_0/2$ として、機関中心線である x 軸に対して対称に配分される。このとき式(20)より、 D_1, E_1, D_2, E_2 は、次のように求められる。

$$\left. \begin{aligned} D_1 &= a_1 \cos(-\alpha_0/2) + b_1 \cos(\alpha_0/2) \\ E_1 &= -[a_2 \cos(-\alpha_0/2) + b_2 \cos(\alpha_0/2)] \\ D_2 &= a_2 \sin(-\alpha_0/2) + b_2 \sin(\alpha_0/2) \\ E_2 &= a_1 \sin(-\alpha_0/2) + b_1 \sin(\alpha_0/2) \end{aligned} \right\} \dots\dots (28)$$

ここで、式(19)より、1次の起振モーメントが、次式のように表されたとする。

$$\left. \begin{aligned} (M_y^*)_1 &= \sqrt{D_1^2 + E_1^2} \cos(\theta + \theta_0) \\ (M_x^*)_1 &= -\sqrt{D_1^2 + E_1^2} \sin(\theta + \theta_0) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (29)$$

θ_0 は式(22)の条件2によって決まる定数である。これは正転形の円形すりこぎ運動となることから、この起振モーメントを消滅させるためには、x軸に対して $\theta_0 + \pi$ だけ位相のずれた位置に、 $\sqrt{D_1^2 + E_1^2} m_{rec}$ に相当する質量のバランス用おもりを付加すればよいことになる。

一方、式(29)に対して、1次の起振モーメントが、次のように表されたとする。

$$\left. \begin{aligned} (M_y^*)_1 &= \sqrt{D_1^2 + E_1^2} \cos(\theta + \theta_0) \\ (M_x^*)_1 &= \sqrt{D_1^2 + E_1^2} \sin(\theta + \theta_0) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (30)$$

この場合は、逆転形の円形のすりこぎ運動となるため、これを消滅させるためには、x軸に対して $\theta_0 + \pi$ だけ位相のずれた位置に、 $\sqrt{D_1^2 + E_1^2} m_{rec}$ に相当する質量のバランス用おもりを逆転させて取り付けなければならない。このような1次用の逆転バルancerは機関の構造上からも、またコスト的にも実用的ではないと考えられるため、本論文では考慮外として扱うことにする。

以上のようにして得られたバンク角、バルancerに関する一連の関係を、V形を構成する直列機関の気筒数が奇数の場合のV形6気筒機関と偶数の場合のV形8気筒機関に適用してみた。その結果、これまでに得られている結果^{(3),(4)}と一致し、その妥当性が確かめられた。

4. 結 論

本論文は、任意の気筒配列をもつV形機関全般に適用可能な1次の起振モーメント削減条件とバンク角決定のための一般解法を定式化した。

これにより、V形機関は気筒数が増加すると、その気筒配列の組み合わせ数も大幅に増加するが、その中で有効な気筒配列は、起振モーメント削減条件を満たす式(27)の2次方程式の根が実根(重根)をもつ場合に限り、虚根をもつ場合の配列を除外すれば、その配列数はかなり制限できる。

最後に、本研究を進めるにあたって、数々の御指導を賜った元富山大学教授 高橋幸一先生に深く感謝の意を表す。

文 献

- (1) R. Kurowski,ほか5名,SEA Technical Paper 933033, (1993).
- (2) 例えば,日本機械学会便覧,(1979),14-31,日本機械学会.
- (3) 伊藤・ほか4名,機論,59-563,C(1993),2026-2034.
- (4) 高橋・ほか2名,機論,60-576,C(1994),2699-2705.