

V形機関の起振モーメントに関する研究*

(第2報, V形8気筒機関の起振モーメントについて)

高橋 幸一*¹, 伊藤 紀男*², 高橋 幸敬*³

Exciting Moment Analysis of V-Type Engine (2nd Report, 8-Cylinder V-Type Engine)

Koichi TAKAHASHI, Norio ITO and Yukitaka TAKAHASHI

The purpose of this study is to clarify how to determine more convenient or compact bank angles of the 8-cylinder V-type engines. Presently the 8-cylinder 90° V-type engine is often used in automobiles worldwide, but the bank angle of these engines is still restricted to only 90 degrees. When the permutations and combinations of the 8 cylinders are considered, it may be possible to find more moderate bank angles among them. We select 64 combinations of the 8-cylinder V-type engine, and find that they are grouped into 8-case according to the combination of the 8 cylinders. Each case has a different characteristic, and no system has vibration, unbalance or exciting moments, just like 90° V-type engines. Thus we found several new bank angles, such as the 8-cylinder 53°8' and 36°52' V-type engines, which have no vibration, exciting moment or eliminated moment.

Key Words: Reciprocating Engine, Vibration, Exciting Moment, Dynamical Analysis, 8-Cylinder V-Type Engine, Cylinder Arrangement, Bank Angle, Balance Weight

1. 緒 言

本論文は第1報⁽¹⁾に引き続き, V形8気筒機関(以後, V8形機関と呼ぶ)に対して, 検討を加えるものである。

初期のV8形機関は, その当時使用されていた直列4気筒機関をクランクの配列を変えないで, そのまま90°V形に配置したもの⁽²⁾であった。しかし, この形式では二次の振動が消滅できないため, その後改良が加えられ, 現在のようなクランク配列をもつ90°V8形機関となった⁽³⁾。90°以外のバンク角をもつV8形機関⁽⁴⁾⁽⁵⁾も見られるが, それらは欠点が多く, 実用化されることはなかった。また, 苦肉の策として, クランク軸に平行に逆転バランスを設置する方式のV8形機関⁽⁶⁾も発表されているが, これも機関としての実用性に乏しいものである。このようにV8形機関の不釣り合い問題に関しては, 古くから多くの研究がなされているが, いまだに明確なことはわかっていない。

そこで本報では, 上記V8形機関の起振モーメント

について, 動力学的な解析を行い, 第1報⁽¹⁾で得られたV形機関の起振モーメント削減条件を用いて, 理論的に成立可能なバンク角を追究する。その結果, これまでの90°V8形機関のほかに, いくつかの新しいバンク角をもつ機関が成り立つことがわかった。なお, 本論文で扱う機関は等間隔点火, 四サイクルを目標とする。

2. 基礎理論

2.1 単気筒機関の運動と記号 往復多気筒機関では, 機関中央のクランク軸上の点を原点Oとし, クランク軸をz軸, z軸を含む水平面にy軸, ピストンの運動方向をxy平面に平行とする直角座標系O-xyzを考える。ピストンの運動方向は, V形機関ではx軸と α の角度をなすが, 直列多気筒機関では $\alpha=0$ である。

いま, 図1のようにピストンの運動方向がx軸と一致する単気筒の運動について考える。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 , 接続棒がピストンの運動方向となす角を δ とし, $r/L=\lambda$,

* 原稿受付 平成5年9月21日。

*¹ 正員, 福井工業大学 (〒910 福井市学園3-6-1)。

*² 正員, 富山大学工学部 (〒930 富山市五福3190)。

*³ 正員, (〒230 横浜市鶴見区下末吉5-14-23)。

$L_P/L=C_P$ とする。角度の符号は、 x 軸を基線として z 軸の右回りを正と定める。クランク軸に対して、クランクピン C と対称な位置 Q にあらかじめ質量 $m_r(L_P/L)$ のバランス用おもりを付加し、 y 軸方向の起振力を消滅させる。このとき、 x 軸方向に生じる慣性力 $F_x(\theta)$ は、次式で表される⁽⁷⁾。

$$F_x(\theta) = m_{recr} \{ \ddot{\theta} G(\theta) + \omega^2 F(\theta) \} \dots\dots\dots (1)$$

ここに

$$G(\theta) = \sin(\theta - \delta) / \cos \delta \dots\dots\dots (2)$$

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

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

$G(\theta)$, $F(\theta)$ を従来の展開式で表せば、次のようになる⁽⁸⁾。

$$\left. \begin{aligned} G(\theta) &= \sin \theta + \sum_{n=1}^{\infty} 2n A_{2n} \sin 2n\theta \\ F(\theta) &= \cos \theta + \sum_{n=1}^{\infty} (2n)^2 A_{2n} \cos 2n\theta \end{aligned} \right\} \dots\dots (5)$$

$$\left. \begin{aligned} A_2 &= \frac{\lambda}{4} + \frac{\lambda^3}{16} + \frac{15\lambda^5}{512} + \dots\dots \\ A_4 &= -\frac{\lambda^3}{64} - \frac{3\lambda^5}{256} - \dots\dots \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (6)$$

2.2 V8形機関を構成する直列4気筒 一般に、

V形機関は二つの直列形機関をV形に配置し、クランク軸を共通にしたものである。V8形機関の場合は、直列4気筒が構成要素となる。ここでは、まず、直列4気筒の気筒配列について考える。

表1は、直列4気筒のクランク位相の標準的な二つのタイプを示す⁽⁹⁾。Jは気筒の配列番号である。タイプ(a)では、クランクが原点Oに対して対称に配置されているため、ピッチングモーメントは生じない。しかし、 x 軸方向に慣性力 $F_x(\theta)$ が生じ、次のように表さ

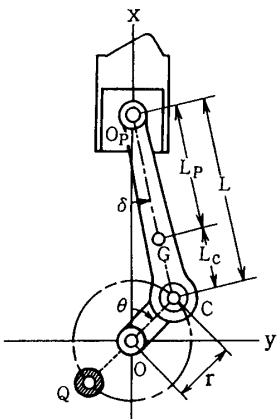


図1 単気筒機関と記号

れる。

$$F_x(\theta) = m_{recr} \left\{ 4 \ddot{\theta} \sum_{n=1}^{\infty} 2n A_{2n} \sin 2n\theta + 4 \omega^2 \sum_{n=1}^{\infty} (2n)^2 A_{2n} \cos 2n\theta \right\} \dots\dots\dots (7)$$

この場合は $\ddot{\theta}$, ω^2 の係数に θ に関する二次以上の項が残る。タイプ(b)についても、同様にして、 x 軸方向の慣性力 $F_x(\theta)$ を求めると、次のように表される。

$$F_x(\theta) = m_{recr} \left\{ 4 \ddot{\theta} \sum_{n=2}^{\infty} 2n A_{2n} \sin 2n\theta + 4 \omega^2 \sum_{n=2}^{\infty} (2n)^2 A_{2n} \cos 2n\theta \right\} \dots\dots\dots (8)$$

この場合はクランクの位相差が 90° であるため、 $\ddot{\theta}$, ω^2 の係数は二次の項まで消滅することがわかる。式(8)は次のように書き換えることができる。

$$F_x(\theta) = m_{recr} \{ \ddot{\theta} \Sigma G(\theta) + \omega^2 \Sigma F(\theta) \} \dots\dots (9)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} \Sigma G(\theta) &= G(\theta) + G\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ &+ G(\theta + \pi) + G\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) \\ \Sigma F(\theta) &= F(\theta) + F\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) \\ &+ F(\theta + \pi) + F\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (10)$$

これより、 $F_x(\theta)$ は、式(2), (3)を用いて、計算することができる。

次に、タイプ(b)の直列4気筒の気筒配列について考える。表1で、配列番号Jの $G(\theta)$, $F(\theta)$ を G_J , F_J と表し、Jは i, j, ν, μ を表すものとする。 i, j, ν, μ は配列番号1, 2, 3, 4のいずれか一つを示すことになる。 i, j, ν, μ の配列の組合せ数は4!である。このとき、機関に働く y 軸回りのピッチングモーメントを M_y として表せば、 M_y は次の式で表される。

$$M_y = m_{recrs} \left[\ddot{\theta} \left\{ \frac{3}{2} (G_i - G_j) + \frac{1}{2} (G_\nu - G_\mu) \right\} + \omega^2 \left\{ \frac{3}{2} (F_i - F_j) + \frac{1}{2} (F_\nu - F_\mu) \right\} \right] \dots\dots\dots (11)$$

ここに、sは隣接する気筒間隔である。式(11)の右辺の()内の二項の位相差が π になるように、気筒を配列すれば、 $i=1, j=3, \nu=2, \mu=4$ となり、次式が得られる。

表1 直列4気筒の位相差

J \ Type	(a)	(b)
1	θ	θ
2	$\theta + \pi$	$\theta + \pi/2$
3	$\theta + \pi$	$\theta + \pi$
4	θ	$\theta - \pi/2$

表 2 直列4気筒の配列

Case \ J	i	j	ν	μ
1	1	2	4	3
2	1	4	2	3
3	3	2	4	1
4	3	4	2	1
5	4	1	3	2
6	4	3	1	2
7	2	1	3	4
8	2	3	1	4

$$\left. \begin{aligned} F_1 - F_3 &= 2 \cos \theta \\ G_1 - G_3 &= 2 \sin \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (12)$$

$$\left. \begin{aligned} F_2 - F_4 &= -2 \sin \theta \\ G_2 - G_4 &= 2 \cos \theta \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (13)$$

これより、()内は一次の項だけとなり、式(11)のピッチングモーメントは一次の周期関数だけが残ることになる。すなわち、このような組合せ方式は起振モーメントの生じないV8形機関を成立させる。

表2は、以上のような考えのもとに直列4気筒の8種類の気筒配列を示したものである。

3. V8形機関の気筒配列論

3.1 起振モーメントの基本式 図2は、図1と同じ座標系を用いて、二つの直列機関 R_1, R_2 がV形機関を構成する図である。 R_1, R_2 のピストン運動方向を X_1, X_2 軸とし、それらが x 軸となす角を α_1, α_2 とする。 α_1, α_2 は z 軸の右回りを正とする。V形機関のバンク角を α_0 とすると、次式が成り立つ。

$$\alpha_0 = \alpha_2 - \alpha_1 \dots\dots\dots (14)$$

図3は、V8形機関のクランク構成図である。V形の一方向の列のクランク位相が $\theta, \theta + \pi/2, \theta + \pi, \theta - \pi/2$ であるとき、それらを番号1, 2, 3, 4で表し、他方の列は(1), (2), (3), (4)で表すことにする。

図3(b)より、V8形機関に生じる x 軸, y 軸方向の慣性力 $F_x(\theta), F_y(\theta)$ は、次式で表される。

$$F_x(\theta) = m_{rec} r \left\{ \ddot{\theta} (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) \sum G(\theta) + \omega^2 (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) \sum F(\theta) \right\} \dots\dots\dots (15)$$

$$F_y(\theta) = m_{rec} r \left\{ \ddot{\theta} (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2) \sum G(\theta) + \omega^2 (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2) \sum F(\theta) \right\} \dots\dots\dots (16)$$

ここでも、 $F_x(\theta), F_y(\theta)$ によって生じる原点Oの回りのピッチングモーメントを M_y 、ヨーイングモーメントを M_x と表す。特に、 $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$ のときの第1列、第2列のピッチングモーメントを M_{y01}, M_{y02} と表す。 M_{y01} が式(11)と同様に、次のように表されたとする。

$$M_{y01} = m_{rec} r S \left[\ddot{\theta} \left\{ \frac{3}{2} (G_i - G_j) + \frac{1}{2} (G_\nu - G_\mu) \right\} \right]$$

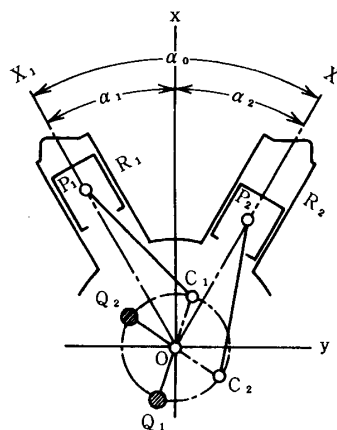


図 2 V形機関の構成

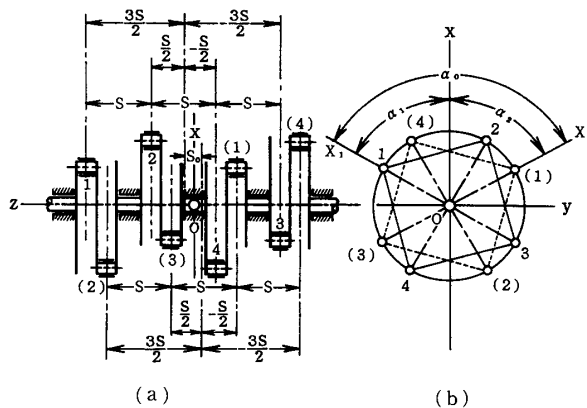


図 3 V8形機関の気筒配列例

$$+ \omega^2 \left\{ \frac{3}{2} (F_i - F_j) + \frac{1}{2} (F_\nu - F_\mu) \right\} \dots\dots\dots (17)$$

M_{y02} についても、添字を $(i), (j), (\nu), (\mu)$ と書き換えて、同様の式で表すことにする。

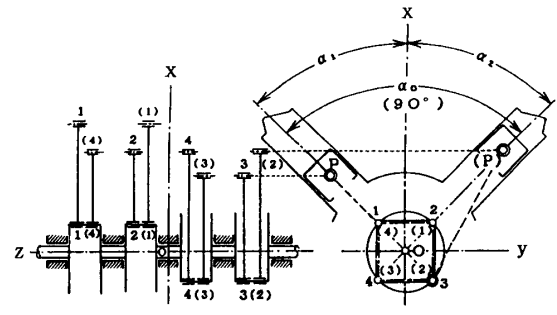
ここに、図2の R_1, R_2 は、図3の二組の直列4気筒のごとき配列として構成される。図3(a)は R_1, R_2 各列の原点が s_0 だけクランク軸方向にずれることを示している。しかし、各列の起振力の合計は四次以上の微小項が影響するだけであるため、そのずれは起振モーメントに対しては考慮外とする。

3.2 V8形機関の気筒配列 2.2節で、V8形機関を構成する直列4気筒の気筒配列は、表2の組合せが基本であることを示した。V8形機関では、それらを2列に配置するため、その組合せの総数は64とおりとなる。

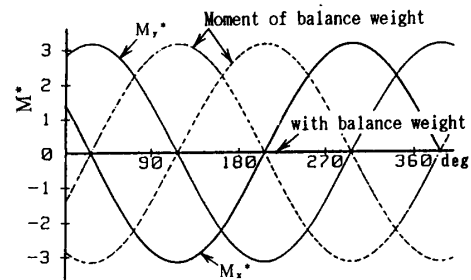
表3は、それら64とおりの組合せを示す。表中の各組合せの上段は第1列の気筒配列、下段は第2列の気筒配列を示す。表の各列は上段の気筒配列を一定にして、下段の気筒配列を順次変化させたものである。これらの組合せについて、発生する起振モーメントと最

表3 V8形機関の気筒配列の組合せ

Case	1	2	3	4	5	6	7	8
I	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312
II	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312
III	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312
IV	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312
V	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312
VI	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312
VII	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312
VIII	1243	2314	3421	4132	1423	2134	3241	4312



(a) クランクの構成



(b) 起振モーメントパターン

図4 90°バンク角機関(Case I)

適なバンク角の関係について、詳細に検討を加えなければならない。

4. 起振モーメントとバンク角

表3の各組合せにおける起振モーメントの計算では、従来の方式と同様に、 ω は一定として取り扱った。計算の結果、起振モーメントの特徴は、表3の各行ごとに整理できることがわかった。そこで、表3の各行をCase I~VIIIと表し、以下では、各Caseの1列めの組合せについて、その解析結果を示す。

4・1 Case I この場合の配列は次のとおりである。

- 第1列 1 2 4 3
- 第2列 (4) (1) (3) (2)

この配列について、まず、式(17)などから2列の M_{y01} , M_{y02} を求めると、次のように表される。

$$M_{y01} = M_0(3 \cos \theta - \sin \theta) \dots\dots\dots(18)$$

$$M_{y02} = M_0(3 \sin \theta + \cos \theta) \dots\dots\dots(19)$$

ここに、 $M_0 = m_{rec} r \omega^2 s$ である。これより、機関の起振モーメント M_y , M_x は、次のように求められる。

$$M_y = M_0 \{ (\cos \alpha_2 + 3 \cos \alpha_1) \cos \theta - (\cos \alpha_1 - 3 \cos \alpha_2) \sin \theta \} \dots\dots\dots(20)$$

$$M_x = -M_0 \{ (3 \sin \alpha_2 - \sin \alpha_1) \sin \theta + (\sin \alpha_2 + 3 \sin \alpha_1) \cos \theta \} \dots\dots\dots(21)$$

ここで、 M_y , M_x を無次元化した M_y/M_0 , M_x/M_0 を M_y^* , M_x^* と表し、そのほかの起振モーメント M についても、同様に M^* として表す。

M_y , M_x が、バランス用おもりによって消滅可能な円形のすりこぎ運動を発生させるためには、次の二つの条件式を満足しなければならない⁽¹⁾。

$$(\cos \alpha_2 + 3 \cos \alpha_1)^2 + (\cos \alpha_1 - 3 \cos \alpha_2)^2$$

$$= (3 \sin \alpha_2 - \sin \alpha_1)^2 + (\sin \alpha_2 + 3 \sin \alpha_1)^2 \dots\dots\dots(22)$$

$$\tan \theta_0 = \frac{\cos \alpha_1 - 3 \cos \alpha_2}{\cos \alpha_2 + 3 \cos \alpha_1} = \frac{\sin \alpha_2 + 3 \sin \alpha_1}{3 \sin \alpha_2 - \sin \alpha_1} \dots\dots\dots(23)$$

θ_0 は位相定数である。式(14)を用いて、式(22), (23)を整理すると、次式が得られる。

$$(\cos \alpha_0 \tan 2\alpha_1 + \sin \alpha_0) \cos \alpha_0 = 0 \dots\dots\dots(24)$$

$$(\cos \alpha_0 - \tan 2\alpha_1 \sin \alpha_0) \cos \alpha_0 = 0 \dots\dots\dots(25)$$

これらの式を同時に満足させる α_0 は、次のように求められる。

$$\cos \alpha_0 = 0 \dots\dots\dots(26)$$

いま、 $\alpha_0 = \pi/2$ とし、V形の2列を対称配置とすると、 $\alpha_1 = -\pi/4$, $\alpha_2 = \pi/4$ となる。このとき、式(20), (21)より、次式が得られる。

$$M_y^* = \sqrt{10} \cos(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots(27)$$

$$M_x^* = -\sqrt{10} \sin(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots(28)$$

ここに、 $\theta_0 = -\sin^{-1}(1/5)$ である。これは正転形の円形すりこぎ運動を示すが、次式で表されるバランス用おもりの起振モーメント M_{by}^* , M_{bx}^* によって、 M_y^* , M_x^* は消滅できる。

$$M_{by}^* = \sqrt{10} \cos(\theta + \theta_0 + \pi) \dots\dots\dots(29)$$

$$M_{bx}^* = -\sqrt{10} \sin(\theta + \theta_0 + \pi) \dots\dots\dots(30)$$

すなわち、 x 軸に対し $(\theta_0 + \pi)$ だけ位相のずれたところに質量 $\sqrt{10} m_{rec}$ に相当するバランス用おもりを付加することである。

次に、 $\alpha_0 = -\pi/2$ について、同様の計算を行うと、逆転形のすりこぎ運動を生じる。そのため、 M_y^* 、 M_x^* の消滅には、逆転形のバランスシャフトを必要とし、実用的ではない。

図4は、Case Iのクランクの構成を示す。図4(a)はクランクの形状およびクランク位相を、図4(b)は起振モーメントの消滅を示す。

4.2 Case II この場合の配列は次のとおりである。

- 第1列 1 2 4 3
- 第2列 (4) (3) (1) (2)

Case Iと同様にして、 M_y 、 M_x を求めると、次式を得る。

$$M_y = M_0 \{ (3 \cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) \cos \theta - (\cos \alpha_1 - 3 \cos \alpha_2) \sin \theta \} \dots\dots\dots (31)$$

$$M_x = -M_0 \{ (3 \sin \alpha_2 - \sin \alpha_1) \sin \theta + (3 \sin \alpha_1 - \sin \alpha_2) \cos \theta \} \dots\dots\dots (32)$$

これが円形のすりこぎ運動となるための条件は、次の2式である。

$$\left(\cos \alpha_0 - \frac{3}{5} \right) (\tan 2\alpha_1 + \tan \alpha_0) = 0 \dots\dots\dots (33)$$

$$\left(\cos \alpha_0 - \frac{3}{5} \right) (\tan 2\alpha_1 - \cot \alpha_0) = 0 \dots\dots\dots (34)$$

これらの式を満足させる α_0 は、次のようになる。

$$\cos \alpha_0 = \frac{3}{5} \dots\dots\dots (35)$$

いま、 $\alpha_0 = |\cos^{-1}(3/5)|$ とし、 $\alpha_1 = -\alpha_0/2$ 、 $\alpha_2 = \alpha_0/2$

とおくと、 M_y^* 、 M_x^* は、次のように求められる。ただし、 $|\alpha_0|$ は 53.1301° である。

$$M_y^* = \frac{4}{5} \sqrt{10} \cos(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots (36)$$

$$M_x^* = -\frac{4}{5} \sqrt{10} \sin(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots (37)$$

ここに、 $\theta_0 = -\pi/4$ である。これより、正転形のすりこぎ運動となり、Case Iと同様に、バランスおもりによって、 M_y^* 、 M_x^* は消滅できる。この場合の α_0 は実用的な値である。

次に、 $\alpha_0 = -|\cos^{-1}(3/5)|$ として、同様の計算を行うと、この場合は逆転形のバランスシャフトを必要とし、実用的ではない。

図5は、Case IIのクランクの構成を示す。図5(a)はクランクの形状およびクランク位相を、図5(b)は起振モーメントの消滅を示す。

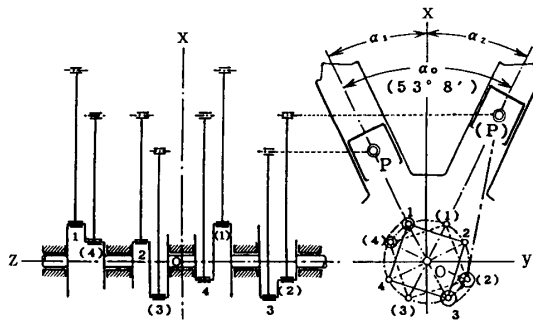
4.3 Case III この場合の配列は次のとおりである。

- 第1列 1 2 4 3
- 第2列 (3) (2) (4) (1)

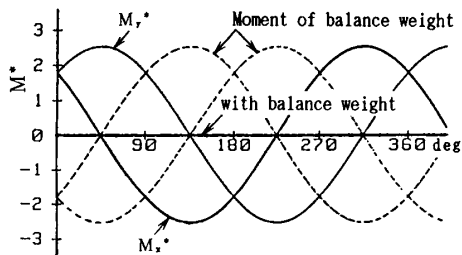
同様にして、 M_y 、 M_x を求め、それらが円形のすりこぎ運動となるための条件を求めると、次式を得る。

$$\cos \alpha_0 = \frac{4}{5} \dots\dots\dots (38)$$

いま、 $\alpha_0 = -|\cos^{-1}(4/5)|$ とし、 $\alpha_1 = \alpha_0/2$ 、 $\alpha_2 =$

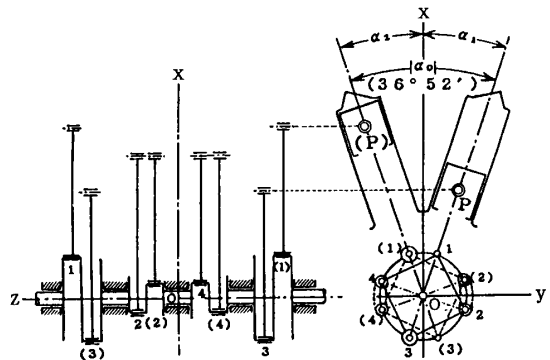


(a) クランクの構成

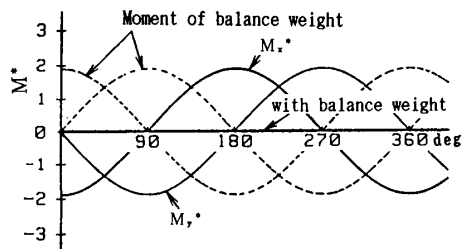


(b) 起振モーメントパターン

図5 53°8'バンク角機関(Case II)



(a) クランクの構成



(b) 起振モーメントパターン

図6 36°52'バンク角機関(Case III)

$-\alpha_0/2$ とおくと, M_y^* , M_x^* に関して, 次式を得る。ただし, α_0 は -36.8699° である。

$$M_y^* = \frac{3}{5}\sqrt{10} \cos(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots(39)$$

$$M_x^* = -\frac{3}{5}\sqrt{10} \sin(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots(40)$$

ここに, $\theta_0 = \pi/2$ である。これより, 正転形のすりこぎ運動となり, M_y^* , M_x^* はバランスおもりによって消滅できる。この場合の α_0 も実用的な値である。

次に, $\alpha_0 = |\cos^{-1}(4/5)|$ について, 同様の計算を行うと, 逆転形のすりこぎ運動となる。

図6は, Case IIIのクランク構成図を示す。図6(a)はクランクの形状およびクランク位相を, 図6(b)は起振モーメントの消滅を示す。

4・4 Case IV この場合の配列は次のとおりである。

第1列 1 2 4 3
第2列 (3) (4) (2) (1)

同様にして, 円形のすりこぎ運動となるための条件を求めると, 次式を得る。

$$\cos \alpha_0 = 1 \dots\dots\dots(41)$$

これより, $\alpha_0 = 0$ となり, 直列8気筒機関となる。

4・5 Case V この場合の配列は次のとおりである。

第1列 1 2 4 3
第2列 (1) (2) (4) (3)

同様の計算によって, α_0 に関し, 次式を得る。

$$\cos \alpha_0 = -1 \dots\dots\dots(42)$$

これより, $\alpha_0 = \pi$ となり, この場合は水平対向形8気筒機関となる。

4・6 Case VI この場合の配列は次のとおりである。

第1列 1 2 4 3
第2列 (1) (4) (2) (3)

同様の計算によって, α_0 に関し, 次式を得る。

$$\cos \alpha_0 = -\frac{4}{5} \dots\dots\dots(43)$$

いま, $\alpha_0 = |\cos^{-1}(-4/5)|$ とし, $\alpha_1 = -\alpha_0/2$, $\alpha_2 = \alpha_0/2$ とおくと, M_y^* , M_x^* は, 次のように求められる。ただし, $|\alpha_0|$ は 143.1301° である。

$$M_y^* = \frac{3}{5}\sqrt{10} \cos \theta \dots\dots\dots(44)$$

$$M_x^* = -\frac{3}{5}\sqrt{10} \sin \theta \dots\dots\dots(45)$$

これより, 正転形のすりこぎ運動を生じることになり, バランスおもりによって消滅できるが実用的ではない。

$\alpha_0 = -|\cos^{-1}(-4/5)|$ については, 逆転形となる。

4・7 Case VII この場合の配列は次のとおりである。

第1列 1 2 4 3
第2列 (2) (1) (3) (4)

この場合も同様にして, α_0 に関し, 次式を得る。

$$\cos \alpha_0 = -\frac{3}{5} \dots\dots\dots(46)$$

まず, $\alpha_0 = -|\cos^{-1}(-3/5)|$ とし, $\alpha_1 = \alpha_0/2$, $\alpha_2 = -\alpha_0/2$ とおくと, M_y^* , M_x^* に関して, 次式を得る。ただし, α_0 は -126.8699° である。

$$M_y^* = \frac{4}{5}\sqrt{10} \cos(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots(47)$$

$$M_x^* = -\frac{4}{5}\sqrt{10} \sin(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots(48)$$

ここに, $\theta_0 = \pi/4$ である。これより, 正転形のすりこぎ運動となり, バランスおもりによって消滅可能となるが, この場合もバンク角は実用的ではない。

$\alpha_0 = |\cos^{-1}(-3/5)|$ については, 逆転形となる。

4・8 Case VIII この場合の配列は次のとおりである。

第1列 1 2 4 3
第2列 (2) (3) (1) (4)

同様の計算によって, α_0 を求めると, $\alpha_0 = \pi/2$ となり, Case Iと同じ結果を得る。

4・9 V8形機関とバンク角 上述のごとく, V8形機関については, 二次以上の項は直列4気筒の組合せであることから消去され, 一次の項もバランスおもりによって消滅できることがわかった。それらの特徴はCase I~VIIIに分類され, それぞれのCaseで得られるバンク角をまとめると, 次のようになる。

V8形機関には, 90° バンク角をもつ形式が2種類, 53° 形, 37° 形, 143° 形, 127° 形バンク角と水平対向形, 直列形という形式がそれぞれ1種類ずつ存在する。これらの中で水平対向形と直列形を除けば, いずれも従来の 90° V形と同様に, クランク軸にバランスおもりを付加することによって, 機関の不釣り合いモーメントは消滅できる。中でも, 53° と 37° 形は新たに得られた実用的なバンク角と言える。バランスおもりの大きさの割合は, 90° V形については, $\sqrt{10}m_{rec}$, 53° と 127° V形については $(4/5)\sqrt{10}m_{rec}$, 37° と 143° V形については $(3/5)\sqrt{10}m_{rec}$ となっている。

なお, ω が一定でない場合, すなわち, 角速度の変化が影響する $\ddot{\theta}$ の係数の一次成分は, 式(12), (13)より ω^2 の係数と同じ関係をもつため, ω を一定として求めた起振モーメント消滅用のおもりは, そのまま $\dot{\theta}$

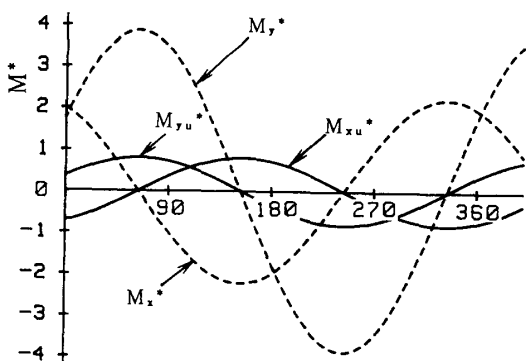


図7 60°V8形機関

の係数の周期変動をも消滅させることになる。したがって、V8形機関は上記バンク角を使用することにより、起振モーメントの消滅が容易にできることになる。

5. 60°V8形機関の検討

4章までの結果から、バンク角が60°のV8形機関は、表3の90°形には含まれない。ここに、60°V8形機関について、念のため検討を加えることにする。

60°V8形機関に関するクランクの構成やクランク位相の具体例⁽³⁾から、その気筒配列の組合せは、次のようになる。

- 第1列 4 3 1 2
- 第2列 (1) (4) (2) (3)

この配列は、表3のCase VIIIの第8列に対応するものである。すなわち、Case VIIIの結果より、この場合のバンク角は90°が最適バンク角である。そこで、機関の配列をそのままにして、バンク角だけを60°にした $(\alpha_1, \alpha_2, \alpha_0) = (30^\circ, -30^\circ, -60^\circ)$ の場合について解析を行い、 M_y^* 、 M_x^* を求めると、次のようになる。

$$M_y^* = \sqrt{3}\sqrt{5} \cos(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots (49)$$

$$M_x^* = -\sqrt{5} \sin(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots (50)$$

ここに、 $\theta_0 = \tan^{-1}(-2)$ である。これはだ円形のすりこぎ運動となり、正転形のすりこぎ運動部分はバランスおもりにより消滅できる⁽¹⁾。残存起振モーメントを M_{yu}^* 、 M_{xu}^* とすると、次の逆転形の式で表される。

$$M_{yu}^* = \frac{\sqrt{5}}{2}(\sqrt{3}-1)\cos(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots (51)$$

$$M_{xu}^* = \frac{\sqrt{5}}{2}(\sqrt{3}-1)\sin(\theta + \theta_0) \dots\dots\dots (52)$$

ここに、 $\theta_0 = -63.4349^\circ$ である。

図7は、60°V8形機関の起振モーメント M_y^* 、 M_x^* とバランスおもりを付加したときの残存起振モーメント M_{yu}^* 、 M_{xu}^* を示す。これより、本機関は実用的でないことが知られる。

6. 結 論

V形8気筒機関に関して、ピッチングおよびヨーイングの起振モーメントを、おもりによって消滅できる64種類の配列方式について、動力学的に検討した。その結果、まず、V形機関の解析的考察のためには、基準座標軸を明確にする必要があることがわかった。その基準座標軸に対し、V形機関を構成する直列形機関のピストン運動面は、基準軸に対しバンク角 α_0 の1/2になるように配置する。すなわち、 $|\alpha_1| = |\alpha_2|$ とし、バンク角 $|\alpha_0| = |\alpha_2 - \alpha_1|$ となるように定める。その結果、次の結論を得た。

(1) V形機関の基準座標軸として、クランク軸中心線をz軸、水平面をyz平面、バンク角の二等分面をzx平面とし、クランク軸のほぼ中央の点を原点とするO-xyz直角座標系を定める。上記座標系にて、V形8気筒機関の64組の気筒配列の組合せについて検討し、8種類のグループ別の特徴を明らかにした。

(2) バンク角に関しては、現在実用化されている90°V形、水平対向形、直列形以外に、新しく53°、37°、143°、127°V形8気筒機関の成立することがわかった。

(3) 起振力消滅用のおもりについては、90°V形は $\sqrt{10}m_{rec}s$ 、53°および127°V形は $(4/5)\sqrt{10}m_{rec}s$ 、37°、143°V形の各機関は $(3/5)\sqrt{10}m_{rec}s$ に相当する偶力用おもりが必要であり、取付位相はx軸に対し $\theta_0 + \pi$ である(ここに、sは気筒間距離を表す)。

以上のごとく、V形8気筒機関は従来の90°V形以外に4種類の角度の異なる機関の存在することがわかった。

文 献

- (1) 伊藤・ほか4名, 機論, 59-563, C (1993), 2026.
- (2) 神蔵, ガソリンエンジン, (1960), 149, 300, 丸善.
- (3) 例えば, 日本機械学会便覧, (1979), 14-31, 日本機械学会.
- (4) U. S. Patent, No. 3308880 (1967).
- (5) U. S. Patent, No. 3978828 (1976).
- (6) 日本公開特許公報(A), 昭61-41034 (1986).
- (7) 高橋・ほか4名, 機論, 55-512, C (1989), 925.
- (8) 例えば, 自動車技術会編, 自動車工学便覧, (1987), 4-1-40.