往復動機関へのフィールドバランス手法の適用*

大久保 稔^{*1}, 荻田 広^{*2}, 米澤 徹^{*2}

Application of Field Balancing Technique to Reciprocating Engine

Minoru OKUBO, Hiroshi KANDA and Tohru YONEZAWA

In the field, the vibration caused by the unbalanced force is sometimes a serious problem, though the imbalance of the rotating and reciprocating parts, such as crank shaft, piston and connecting rod, is reduced by means of a weight control or a dynamic balancing. This vibration problem is often caused by the various devices which are attached to the rotating part of the engine at the field. A method to reduce the unbalanced force at the field has been required. A field balancing technique is used for reducing the unbalanced force in an electric motor system or a generator system. It is difficult to apply this method to the engine, because of a 1st-order rolling moment remained in the reciprocating engine. A new field balancing technique is developed considering the 1st-order rolling moment. Using this technique, the unbalanced force is identified without the effect of the rolling moment.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Vibration, Balancing, Diesel Engine

1. 結 言

近年の生活環境の改善要求の高まりや快適性の追求により、低振動化の要望がますます厳しいものとなっている。このような要求に対処するには、往復動機関において振動を発生する力（以下、機関起振力と呼ぶ）を低減することが必須である。

往復動機関においては、その機構上往復動慣性力、爆発力による機関起振力が発生する。機関の気筒数が増加するにしたがい、理論的には気筒間で力を打ち消し、機関起振力の発生次数は高次になり、その大きさも小さくなる。しかし実際の機関では、気筒間で燃焼のランダム性にともなう爆発力のばらつきがあるため、0.5 次からローリングモーメントが残存する。また、各気筒間で往復動部重量にばらつきがあると1次から上下並進力、ピッチングモーメントが残存することになり、回転動部につりあい力が残存すると、このつりあい力により1次の上下、左右並進力、ピッチングおよびヨーイングモーメントが発生する。残存ローリングモーメントの低減は困難であるが、重量につりあいについては製造品質により低減が可能である。そのため従来より往復動部部品については、部品ごとに個別重量管理を行っていた。またクランク軸やフライホ

ールなどの回転動部部品については静バランス修正やバランシングマシンによる動バランス修正を行い、機関単体としては重量につりあいによる起振力を問題のないレベルまで低減していた。

しかし実際現場で、回転動部に出力軸や種々の機器が取り付けられる場合が多々あり、そのため1次の回転につりあい力が発生し、振動を悪化させる場合があった。そのため、現場でバランス修正を行う手法の開発が必要となった。

周知のように、モーター、発電機やプラントのタービンなどでは、このようなつりあい力を低減するのにフィールドバランス法が用いられている。また、タービンにおいて多面フィールドバランス手法の研究¹⁾がある。しかし往復動機関のように、つりあい力と同じ回転の1次の周波数において、燃焼によるモーメント（ローリングモーメント）などの他の1次成分力が残存している場合には、フィールドバランス手法の適用は困難とされてきた。

そこで、ローリングモーメントを含む形でつりあい力を定式化し、往復動機関に適用可能なフィールドバランス手法を開発し、数値シミュレーション、実験を行い、その有効性を検証した。

* 原稿受付 平成3年6月14日。

^{*1} 正員、ヤンマーディーゼル(株)技術研究所 (〒618 京都府乙訓郡大山崎町字円明寺小字鎌田 16)。^{*2} ヤンマーディーゼル(株)技術研究所。

2. フィールドバランスの原理

2.1 不つりあい力に関する定式化 静不つりあいと動不つりあいを除去するため、クランク軸の両側で2つの修正面を考え、回転動部に作用する力を表すと図1となる。図1において修正面上の F_1 、 F_2 （ベクトル）は、不つりあい力と等価な力であり、求めるべき値である。 M_x はローリングモーメント（ベクトル）の残存成分を表す。

修正面1、2上の力と各振動計測点1、2（以下点*i*とする）における振動加速度との間の伝達関数をそれぞれ H_{1i} 、 H_{2i} （ベクトル）とすると、点*i*の振動加速度 α_i は、

$$\alpha_i = F_1 \cdot H_{1i} + F_2 \cdot H_{2i} \quad \text{----- (1)}$$

となる。次に修正面1上の任意の点*p*に付加重量を取り付けた場合、つまり既知の不つりあい力 ΔF_{1p} （絶対値、位相とも既知）を付加した場合の振動 α'_i は、

$$\alpha'_i = (F_1 + \Delta F_{1p}) \cdot H_{1i} + F_2 \cdot H_{2i} \quad \text{----- (2)}$$

となる。式(1)、(2)より

$$H_{1ip} = \frac{\Delta \alpha_i}{\Delta F_{1p}} \quad \text{----- (3)}$$

ここで、 $\Delta \alpha_i = (\alpha'_i - \alpha_i)$

となる。修正面2についても同様にして次式を得る。

$$H_{2iq} = \frac{\Delta \alpha_i}{\Delta F_{2q}} \quad \text{----- (4)}$$

2.2 ローリングモーメントの影響 回転不つりあい力が残存する防振支持された6気筒機関において、防振支持系の上下方向共振周波数が回転の1次と等しくなる400rpmにおいて、無負荷時の機関足上下方向振動変位を測定し、周波数分析した結果を図2に示す。6気筒機関の場合、完全に重量不つりあい、燃焼のバラツキが無くても3次、6次のローリングモーメントおよび6次の上下方向並進力が残存する。しかし図2より明らかなように3次、6次以外の周波数域でも振動が発生している。これは燃焼の気筒間のランダム性にとまなうローリングモーメントが0.5次（3.3Hz）の整数倍の次数で残存していることと、回転不つりあい力が1次に残存しているためである。

図1 回転動部に作用する力

図2 振動変位周波数分析結果（400rpm時）

したがって1次（6.6Hz）の振動は、回転動部の不つりあいに起因する振動に加え、残存ローリングモーメントによる振動も含まれている。残存ローリングモーメントによる振動の大きさは、0.5次、1.5次の振動の大きさから、20～30%程度と類推され無視できないレベルである。そこでローリングモーメントの影響を除去することを試みた。

図1に示すように、クランク軸方向をx軸、シリンダ方向をz軸とすると、ローリングモーメントに対する機関の運動方程式は次式となる。

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_{ax} \\ \ddot{\theta}_{ay} \\ \ddot{\theta}_{az} \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_{ax} \\ \dot{\theta}_{ay} \\ \dot{\theta}_{az} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} \theta_{ax} \\ \theta_{ay} \\ \theta_{az} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} M_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (5)$$

$$[M]: \text{質量マトリックス} = \begin{bmatrix} I_x & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{yx} & I_y & -J_{yz} \\ -J_{zx} & -J_{zy} & I_z \end{bmatrix}$$

[C]: 減衰マトリックス

[K]: 剛性マトリックス

M_x : ローリングモーメント

θ_{ax} , θ_{ay} , θ_{az} : 重心まわりの角変位

式(5)をラプラス変換してマトリックスをまとめると次式が得られる。

$$\{\theta\} = [D] \begin{Bmatrix} M_x \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

剛体動きの式²⁾から角加速度は物体上で座標変換しても変化しないことより、式(6)は任意点において成立する。次に振動系が非連成系であると仮定すると式(6)は単に

$$\ddot{\theta}_x = D \cdot M_x \quad (7)$$

θ_x : 任意点を通る x 軸に平行な軸まわりの角変位

となり、モーメントの影響を全て x 軸 (クランク軸) まわりの角加速度で代表できる。したがって、機関上の任意の点 i の $\ddot{\theta}_x$ による振動加速度は次式となる。

$$\begin{Bmatrix} a_{1y} \\ a_{1z} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} -z_1 \\ y_1 \end{bmatrix} \{\ddot{\theta}_x\} \quad (8)$$

y_1, z_1 : 仮想原点 (任意点) に対する各計測点の座標
 a_1 : 計測点 i での振動加速度

2.3 フィールドバランスでの定式化 回転不つりあい力、ローリングモーメントによる機関上の任意の点での振動加速度は、式(1)(3)(4)および式(8)より、

$$\begin{Bmatrix} a_{1y} \\ a_{2y} \\ a_{3y} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{21} & -z_1 \\ H_{12} & H_{22} & -z_2 \\ H_{13} & H_{23} & y_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \ddot{\theta}_x \end{Bmatrix} \quad (9)$$

となる。式(9)より任意の3点で振動加速度を測定すれば、回転不つりあい力を算出できる。しかし測定された加速度 a には測定誤差が含まれていると考えられる。そこで本手法では式(9)を解くのに最小二乗法の適用して精度の向上を計った。

2.3.1 計測点による最小二乗法の適用 測定誤差の影響を低減するには、測定点数を増加することが考えられる。式(9)において測定した点数、方向にしたがって行を変更すると各点の振動加速度と、求めたい不つりあい力 F_1, F_2 の間には次式が成立する。

$$\begin{Bmatrix} a_{1y} \\ a_{2y} \\ \vdots \\ a_{ny} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{21} & -z_1 \\ H_{12} & H_{22} & -z_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ H_{1n} & H_{2n} & y_n \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \ddot{\theta}_x \end{Bmatrix} \quad (10)$$

ここで n : 振動加速度計測点数

式(10)の各行列を記号で置き換え次式を得る。

$$\{V_n\} = [T_n] \{F\} \quad (11)$$

2.3.2 修正重量および取付位置変更による最小二乗法の適用 本手法ではフィールドバランス法を往復動機関に適用するためローリングモーメントを考慮しており、ローリングモーメントの影響を精度良く分離することが重要である。修正面1, 2において、付加重量の大きさ、取付位相を m 回変更し、それぞれ n 点の振動加速度を測定する場合を考える。このように修正重量の大きさおよび取付位相を変更することにより、不つりあいによる振動の位相は変化するのに対し、ローリングモーメントによる振動の位相は変化しないため、両者の分離精度の向上が期待できる。式(3)(4)(8)および式(11)より、各点の振動加速度と、求めたい不つりあい力 F_1, F_2 の間には次式が成立する。

$$\begin{Bmatrix} \{V_{1n}\} \\ \{V_{2n}\} \\ \vdots \\ \{V_{mn}\} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} [T_{1n}] \\ [T_{2n}] \\ \vdots \\ [T_{mn}] \end{bmatrix} \{F\} \quad (12)$$

ここで m : 各修正面で修正重量および付加する場所の変更回数

式(12)の各行列を記号 $\{V_m\}$ 、 $[T_m]$ で置き換え、

$$\{V_m\} = [T_m] \{F\} \quad (13)$$

を得る。二乗誤差が最小となるように、式(13)を解くと次式が得られる。

$$\{F\} = [[T_m]^T [T_m]]^{-1} [T_m]^T \{V_m\} \quad (14)$$

したがって、式(14)により残存ローリングモーメントの影響を除去し、かつ測定誤差の影響を最小にして、回転動部の不つりあい力を同定することができる。

3. シミュレーションによる検討

上記手法の妥当性を調査するため6気筒機関を想定して、数値シミュレーションによる精度検討を行った。シミュレーションの方法を図3、および以下に示す。

- a) ローリングモーメントを含めた機関起振力を起振力計算法³⁾で計算する。
- b) 計算上不つりあい力は発生しないので、フライホイールを修正面1、反フライホイール側軸端を修正面2とし、表1に示す不つりあい力を設定する。
- c) 機関の振動モデルを作成しモード解析を行う。不つりあい力の発生する回転の1次の周波数では、機

図3 シミュレーション方法

表1 不釣り合い重量設定値 (720rpm時)

修正面	不釣り合い力 ($mr\omega^2$)	取付位相
1	464.1 kg	55°
2	406.7 kg	160°

図自体は剛体とみなすことができるので、機関は剛体モデルとし、機関足をバネでモデル化した。

- a) b)により計算された力、および残存1次ローリングモーメントを設定し、機関上の点iの振動加速度を計算する(付加重量の無い時の振動)。
- e) 修正面1に付加重量を設置した場合の各点の振動を d)と同様に計算する。
- f) 同様に修正面2に付加重量を設置した場合の各点の振動を計算する。
- g) 上記 e)f)をm回修正重量の大きさ、取付位相を変更して行う。
- h) 式(12)を用いて不釣り合い力を同定する。

3.1 残存ローリングモーメントの影響 2節で説明したように実際の機関では1次のローリングモーメントが残存し、しかもその値は機関によりバラツキがある。ローリングモーメントを考慮しないフィールドバランス手法(以下、従来法と呼ぶ)と、ローリングモーメントを考慮したフィールドバランス手法(以下、本手法と呼ぶ)とで、残存する1次ローリングモーメントの大きさと不釣り合い重量の同定精度の関係を比較した結果を図4に示す。横軸は、ローリングモーメントの3次成分の大きさを100%として、残存1次成分の大きさを示したものであり、縦軸は、不釣り合い力の同定結果の表1に示す真値に対する誤差を位相も含めて計算した結果である。

図4から明かなように従来法では、残存する1次の

図4 残存ローリングモーメントの影響

ローリングモーメントの大きさにより同定精度が大きく変化する。それに比べ本手法では同定精度が著しく改善されており、1次ローリングモーメント25%残存時でも2%程度の誤差である。これは、振動系を非連成振動系と仮定したことによる誤差と推察される。しかし実機での残存1次ローリングモーメントは15%以下であることから、十分な精度と考えられる。

3.2 測定誤差の影響 フィールドバランス手法を往復動機関に適用する際障害となるのは、ローリングモーメントの1次成分の残存だけでなく、振動の測定誤差がある。それを解決するため最小二乗法の適用を試みた。図3においてフィールドバランス手法への入力となる振動加速度に、測定誤差を5%と見限り、5%のランダムノイズを付加することにより測定誤差を表現した。ただし、計算機で発生する乱数は擬似ランダムであるため、乱数の発生パターンを変更したシミュレーションを10,000回実施し統計処理した。また残存1次ローリングモーメントの大きさは、3次ローリングモーメントの大きさの12%とした。

3.2.1 振動測定点数による誤差の低減 各修正面への付加重量の取付を、それぞれ1回づつ行い、測定点数による誤差の低減効果を調べた。図5(a)~(c)に、振動測定点数 $N_p = 5, 8, 14$ の場合の不釣り合い重量同定誤差の分布を示す。縦軸は各同定誤差の発生頻度確率である。図中sは標準偏差を示す。振動測定点数を増加することにより誤差の分布が鋭利になり、同定精度の改善が計れていることがわかる。次に横軸に測定点数をとり、縦軸に標準偏差を示した結果を図6に示す。測定点数を増加することにより同定精度は改善するものの、6点以上ではその改善効果が小さく、12点以上では、標準偏差はほぼ一定となる。

3.2.2 付加重量および取付位置変更による誤差の低減 そこで次に、各修正面に付加する付加重量の大きさ、取付位相を変更して最小二乗法を適用した場

(a) 付加重量変更回数:1 (b) 付加重量変更回数:3

(c) 付加重量変更回数:1 (d) 付加重量変更回数:3

図5 不つりあい重量同定誤差の分布

図6 不つりあい力同定におよぼす測定点数の影響

図7 不つりあい力同定におよぼす付加重量取付変更回数の影響

合について同定精度の改善効果を調査した。各修正面への付加重量の取付をそれぞれ3回づつ変更し、それぞれ $N_p = 14$ 点の振動データを用いて不つりあい重量を同定した場合の同定誤差の分布を図5(d)に示す。また、横軸に付加重量および取付位置変更回数と

縦軸に同定誤差分布の標準偏差を示した結果を図7に示す。付加重量取付位置変更回数を増加することにより、同定精度がさらに改善され、付加重量取付位置変更回数が3回の場合には、95%の信頼区間で、8%以下の同定誤差（振動測定誤差5%時）となる。

したがって計測点、付加重量および取付位置を変更して振動測定を行い、最小二乗法の考えを導入することにより、往復動機関においても十分な精度で不つりあい力を同定できることが明らかとなった。

4. 供試機関

供試機関には、6気筒立形水冷ディーゼル機関を用いた。機関諸元を表2に示す。

表2 供試機関諸元

気筒数	6
定格出力	170 kW/2400 rpm
ボア×ストローク	$\phi 105\text{mm} \times 125\text{mm}$

5. 測定結果

本手法の精度を実験的に検証するため、比較的小形の6気筒立形ディーゼル機関を用いて、本手法によるフィールドバランスを試みた。小形6気筒機関では回転軸部の不つりあいによる1次の起振力はほとんど発生していない。そこでフライホイールの位相 25° の位置に $450\text{g}\cdot\text{cm}$ の不つりあい重量を、反フライホイール側クランク軸端に設けたカップリング上の位相 -100° の位置に $220\text{g}\cdot\text{cm}$ の不つりあい重量を取り付け実験を行った。フライホイール表面を修正面1、反フライホイール側はクランク軸端に設けたカップリングを修正面2とし、付加重量をそれぞれ3回変更して、12個の計測点について測定を行った。得られた振動加速度データを元に式(14)を用いて修正重量（不つりあい重量と逆位相）を算出した結果を図8(a)に示す。またローリングモーメントの影響を考慮しない従来法により修正重量を算出した結果を図8(b)に示す。ローリングモーメントを考慮した場合の誤差は4%以下であり、ローリングモーメントを考慮しない場合の誤差11%に比べ、大きく精度向上が計れた。

次に動バランス修正の効果を確認するため、初期状態と図8に示す修正重量を付加した状態の起振力を機関起振力測定法²⁾により測定した。測定結果を図9、10に示す。図9は横軸に機関回転数ととり、縦軸に1次の上下方向並進力を示している。図10は同じく横軸に機関回転数ととり、縦軸にピッチングモーメントの測定結果を示す。なお左右並進力、ヨーイングモー

Plane 1
Weight : 46.2 g
Phase : 206.8
Radius : $\phi 100$ mm

Plane 2
Weight : 42.2 g
Phase : 83.8
Radius : $\phi 50$ mm

(a) ローリングモーメントを考慮した場合 (本手法)

Plane 1
Weight : 50.2 g
Phase : 210.8
Radius : $\phi 100$ mm

Plane 2
Weight : 39.4 g
Phase : 92.6
Radius : $\phi 50$ mm

(b) ローリングモーメントを考慮しない場合 (従来法)

図8 修正重量同定結果

図9 上下並進力の比較 (1次成分のみ)

図10 ピッチングモーメントの比較

ントの実測結果はそれぞれ図9, 10とほぼ等しい。

図9, 10に置いて, 初期状態 (図中○印) と本手法により同定した修正重量による修正後 (図中△印) を比較すると, 上下並進力, ピッチングモーメントとも全回転域において90%以上低減している。また, 従来法により同定した修正重量による修正後 (図中□印) を見ると, ローリングモーメントを考慮する本手法の場合に比べ4倍以上も起振力が残存している。このことから, 本手法により往復動機関において実用上十分な精度で動バランス修正が可能ながことが確証できた。

6. 結 言

往復動機関ではその機構上種々の機関起振力が発生している。実際の機関では理論上残存する機関起振力に加え, 重量不つりあいによる回転の1次の起振力, 気筒間の爆発力のばらつきにより回転の0.5次からローリングモーメントが残存している。重量不つりあいについては個別重量管理を行い低減しているが, 現地などでは回転動部に種々の付加物が連結されるため, 回転動部の不つりあい力が振動上問題となる場合があった。そのため現地でバランス修正を行う手法が必要となった。そこで,

- 1) 往復動機関に適用できる残存1次ローリングモーメントを考慮したフィールドバランス手法を開発した。
- 2) 数値シミュレーション, 実機試験を通して本手法の有効性を確証した。

文 献

- 1) 白木・神吉・安田・中根・政田・柴内, 火力原子力発電, 31-10(1981), 1107.
- 2) 大久保・荻田・米澤, 自技論, No.36(1987), 128.
- 3) 米澤・荻田, 機論, 50-449(1984), 234.