クランク軸バランスウェイト配置変更によるエンジン振動低減

Reduction of Engine Vibration by Crank Shaft with Modified Balance Weights

光*1 汎用機·特車事業本部 古 曶 馂 小川 久 雄*1 巖*2 早 田 純*3 技術本部 本 水 田 和 秀*4 太

動力用・舶用エンジンでは、近年の高回転数化やロングストローク化による出力向上に伴い、クランク軸に作用する 慣性力増大による主軸受伝達力、軸受部振動応力及びクランクケース振動の回転次数成分(以下、1N 成分と称す)の 増大が懸念されている。励振振動数とクランク軸固有振動数が接近し、軸受伝達力あるいはクランクケース変形におけ る回転次数成分に対するクランク軸の弾性振動の影響が無視できなくなってきており、クランク軸の振動特性を考慮し た、動的なバランスウェイト(以下、B/Wと称す)設計法の重要性が増してきた。筆者らは、信頼性向上を図るため、 クランク軸の曲げ/ねじり/縦振動を考慮した主軸受伝達力の1N 成分低減のための B/W 配置設計法を開発した。本 報では、解析法の詳細と本手法に基づいたB/W 配置変更により主軸受伝達力の1N 成分が低減することを数値シミュレ ーションで示すとともに、実機試験での検証結果について述べる。

This paper presents a theoretical procedure for designing of the balance weights considering the vibratory characteristics of the crank shaft. This method consists of 3 steps: (1) Simulation analysis of main bearing impact force induced by combustion pressure and inertia force; (2) Estimation of main bearing impact forces caused by individual balance weight; (3) Calculation of angle of balance weights using least square method. Numerical simulation of bearing impact force shows that the rotating speed component of a crank shaft with modified balance weights was reduced compared with an original shaft. Also vibration reduction was confirmed in actual engine test.

1.はじめに

現在エンジンでは環境・資源問題への対応から,小型,高 出力に加え低振動・低騒音を含めた低公害が求められており, 動力用・舶用エンジンを中心に,平均有効圧力の増大,高回 転数化やロングストローク化による出力向上が進められてい る.これらに伴い振動・騒音増加が懸念されるが,特に,ク ランク軸に作用する慣性力増大による主軸受伝達力,軸受部 振動応力及びクランクケース振動の回転次数成分(以下,1 N成分と称す)の増大は動的信頼性に直結する問題である. 従来からクランク軸には慣性力の影響を相殺するためにバラ ンスウェイト(以下,B/Wと称す)が設置されているが,従 来のB/W配置はクランク軸を剛体と見なし準静的な釣合いの みから決定されていた.しかし,以下の点により,励振振動 数とクランク軸固有振動数が接近し,軸受伝達力あるいはク ランクケース変形における回転次数成分に対するクランク軸 の弾性振動の影響が無視できなくなってきた.

●ロングストローク化による曲げ剛性の低下に伴うクランク 軸固有振動数の低下

● 高速化による励振振動数の上昇

動的信頼性を向上し、当社エンジンの市場競争力強化を図 るには、クランク軸の振動特性を考慮した、動的な B/W 設計 法の開発が必須である。本報では主軸受伝達力の 1 N 成分低 減のための B/W 配置設計法を開発し、B/W 配置変更により 主軸受伝達力の 1 N 成分が低減することを数値シミュレーシ ョンで示すとともに、本手法に基づいたクランク軸を試作し 実機試験にて妥当性を検証した。

2. B/W 配置変更手法

2.1 主軸受伝達力

クランク軸にガス爆発力とピストン慣性力, コンロッドや バランスウェイトの遠心力が作用する場合のクランク軸の振 動応答や主軸受部への伝達力解析法の詳細^{(1)~(4)}は省略する が,図1に#1主軸受伝達力解析結果と主軸受伝達力1N成 分に対するクランク軸の各固有モードの寄与度を示す.図か らも分かるように,クランク軸の弾性モード(モード次数6 次以降)の影響は大きく,特に曲げ2節(7,8次),ねじり 振動モード(9次)の寄与度が大である.

2.2 1N成分低減のための B/W 設計の前提と手順

B/W 配置を考える上で,評価指標としてクランクケースの 振動応答・振動応力を考えることもできるが,これら振動応 答の起振力となる軸受伝達力を評価指標とし,さらに軸受伝 達力は各主軸受で位相がずれて作用するため,軸受伝達力の 二乗和を評価関数として極小化することとした.

B/W 配置検討に当り、本手法では以下の仮定を設けた。

- ① B/W 取付面は既知とし、クランク数 Neの2倍まで設置可.
- ② 設計上妥当な範囲で B/W 重量及び配置を決定するため、
 B/W の質量 m_i 及びクランク軸中心から B/W 重心までの
 腕の長さ r_iは既知とした.
- ③ 各面に取付けた B/W が各軸受伝達力に与える影響は、それぞれ B/W の影響の線形和で近似する。 B/W 配置変更手順を以下に示す。



Step 1: 軸受伝達力計算

B/W 追加前の各軸受伝達力を計算する。 Step 2:影響係数計算

質量 m_i の B/W を追加し主軸受伝達力を求め、このとき の各主軸受伝達力の 1 N 成分の変化分を影響係数とする. B/W は通常、取付面(UV 面)内でクランクからある角 度をもって取付けられるため、本手法では、図2に示すよ うに W 軸に関して当該ウェブを含むクランクと反対方向に 取付けた場合(Case 1)と、これと直交する方向に取付けた 場合(Case 2)の影響係数をそれぞれ単独に算出し、前記 仮定③により、UV 面内に設置した任意の B/W の主軸受 伝達力 1 N 成分に対する影響は、Case 1、2 の影響の線形 和 で表現することとした.なお、線形和をとる際の Case 1、2 に対する係数をそれぞれ B_{i1} , B_{i2} とすると、前 記仮定 ②により $B_{i1}^2 + B_{i2}^2 = 1$ の関係が成立する.

Step 3: B/W 取付角計算

各面における係数 B_{i1}, B_{i2}を未知数,全軸受の伝達力1 N 成分の振幅二乗和を評価関数として,評価関数を極小に する B_{i1}, B_{i2}(すなわち軸受伝達力の二乗和を最小とする B/W 配置)を求める.

Step 4: 軸受伝達力再計算

Step 3 の計算では B/W 追設による軸系振動特性の変化 は考慮されていないため、求められた配置に基づき B/W を 追加した軸系モデルの振動特性を求め、この振動特性を用い て再度軸受伝達力解析を実施し、計算の妥当性を検証する。

2.3 B/W の影響係数とシステム方程式

2.3.1 B/W の軸受伝達力に対する影響係数

主軸受伝達力 1 N 成分は、クランク回転に同期する正弦波 となる. 以後、第 j 主軸受伝達力の X 方向 1 N 成分 \overline{X}_{j} 及び Y 方向 1 N 成分 \overline{Y}_{j} を、クランク角基準(本解析では、# 1 クランクが爆発前の下死点にある状態をクランク角の基準とし た)に対する位相差を考慮して以下のとおり複素数表示する.

 $\overline{X}_{j} = X_{j}^{(\mathsf{R})} + j X_{j}^{(\mathsf{I})} \quad \overline{Y}_{j} = Y_{j}^{(\mathsf{R})} + j Y_{j}^{(\mathsf{I})} \tag{1}$

第*i*面 Case k (k=1,2)の位置に B/W を付けたときの 第*j*主軸受 X 方向/ Y 方向伝達力(以降"1 N 成分"の 表記は省略するが、ここでの議論はすべて1 N 成分に関する ものとする)を $\overline{X}_{j,ik}$, $\overline{Y}_{j,ik}$ とする。B/W 付加前の伝達力か らの変化分(影響係数)は、式(2)となる。 radius=3000(kgf)



radius=3000(kgf)

(b) 主軸受衝撃力1N成分に対する寄与度(#1)

主軸受伝達力の例 クランク軸弾性モードの寄与度が大であることが分かる.

Example of main bearing impact force



ケース 谷りェノに対し*2 ケ*ースの影響係数 を実施する. Calculation of influence coefficient

 $\Delta X_{j,ik} = \overline{X}_{j,ik} - \overline{X}_j$ $\Delta Y_{j,ik} = \overline{Y}_{j,ik} - \overline{Y}_j$ (2) ここで、複数個の B/W を付けたときの軸受伝達力の変化分 は単一 B/W による変化分の線形和で表されるという仮定よ り、第 *i* 面 Case *k* (*k*=1,2) の位置に取付ける B/W の大 きさを B_{ik} で表すと、第 *j* 主軸受 *X* 方向、*Y* 方向伝達力の増 分 $\overline{\Delta X}_j$, $\overline{\Delta Y}_j$ は次式で表される.

 $\overline{\Delta X}_{j} = \sum_{i} \sum_{k} B_{ik} \overline{\Delta X}_{j,ik} \quad \overline{\Delta Y}_{j} = \sum_{i} \sum_{k} B_{ik} \overline{\Delta Y}_{j,ik} \tag{3}$

2.3.2 B/W 取付角決定の評価関数と連立方程式

複数 B/W 設置による変化分を考慮した X 方向, Y 方向伝 達力 $\overline{X'}_{j}$, $\overline{Y'}_{j}$ は式(3)から式(4)のように表すことができる.

$$\overline{X}'_{j} = \left[\overline{X}_{j} + \sum_{i} \sum_{k} B_{ik} \overline{\Delta X}_{j,ik}\right]$$

$$\overline{Y}'_{j} = \left[\overline{Y}_{j} + \sum_{i} \sum_{k} B_{ik} \overline{\Delta Y}_{j,ik}\right]$$
(4)

B/W 配置最適化の評価関数として全軸受の *X*/*Y* 方向伝 達力の振幅二乗和を考えると評価関数 *E* は式(5)で表される.

$$E = \sum_{j} \left[|\overline{X}_{j}'|^{2} + |\overline{Y}_{j}'|^{2} \right]$$
$$= \sum_{j} \left[|\overline{X}_{j} + \sum_{j} \sum_{k} B_{ik} \overline{\Delta X}_{j,ik}|^{2} + |\overline{Y}_{j} + \sum_{j} \sum_{k} B_{ik} \overline{\Delta Y}_{j,ik}|^{2} \right]$$
(5)

ここで、設計上妥当な B/W 配置とするため、 $B_{i1} \ge 0$ (B/W は当該ウェブを含むクランクと W 軸に関して反対側 に設置する)とし、前記仮定②より、 $B_{i1}^2 + B_{i2}^2 = 1$ を考慮する と、式(6)、(7)となる.

三菱重工技報 Vol. 38 No. 4 (2001-7)

特

隼

200

$$B_{i1} = \sqrt{1 - B_{i2}^2}$$

$$E = \sum_{j} \left[\left| \overline{X}_{j} + \sum_{i} \left(\sqrt{1 - B_{i2}^2} \ \overline{\Delta X}_{j,i1} + B_{i2} \overline{\Delta X}_{j,i2} \right) \right|^2 + \left| Y_{j} + \sum_{i} \left(\sqrt{1 - B_{i2}^2} \ \overline{\Delta Y}_{j,i1} + B_{i2} \overline{\Delta Y}_{j,i2} \right) \right|^2 \right]$$

$$(7)$$

Eの極小値を求めるため、Eを各 B_{i2} ($i = 1 \sim 2 N_c$) で偏微分して 0 とおく.

$$\frac{\partial E}{\partial B_{i2}} = 0 \quad (i = 1 \sim 2 N_{\rm c}) \tag{8}$$

式(8)を各 B_{i2} ($i=1 \sim 2 N_c$) に対する連立方程式と見て 各 B_{i2} を解き,式(6)に従って B_{i1} を求めることにより,B/W 取付角を決定することができる.

なお、本計算では、主軸受伝達力の二乗和を評価関数としており、機関回転数によって B/W の最適な取付角が異なることになる.また、式(5)に示す評価関数において各軸受に重み 係数 w_iを掛けることによって任意軸受の伝達力を低減する B/W 配置検討も可能である.

3. 数値計算例と実験結果

3.1 B/W 配置と軸受伝達力

図3に当社6気筒ディーゼルエンジンを対象として,機関 回転数 N=1800 rpm における B/W 配置を検討した結果を示 す. 図中,従来設計法での B/W 位置を点線で,本手法による B/W 配置を実線で示す. 既設の B/W の大きさ(質量/腕の 長さ)を変更せず,取付角度のみを変更して主軸受伝達力に 対する慣性力の影響低減を目指した. 図3には12面バランス での検討結果を示した.

図4には、現状モデルと B/W 配置変更モデル(8面/12 面バランス)の主軸受伝達力 1N成分を上下/左右方向のリ サジュー図形で示したものである。伝達力のリサジュー図形 がだ円となるのは、往復慣性力等が影響しているためである。 図中〇印は従来法を、 Δ 印は本手法での B/W 配置時の伝達 力を示している。図5には、軸受伝達力二乗和の比較を示す。



図3 バランスウェイト配置の計算結果 現状(点線)と異なり, 本計算によれば同一クランクの両側の B/W は等しくならない. Optimum position of balancing weight (calculated result) 従来法による B/W 設計法でも,8 面よりも12 面の方が軸 受伝達力の二乗和が約40%であり,12 面バランスの方が有利 である.また,本手法に基づいた BW 設計法では,軸受伝達 力二乗和が従来法に比して8面バランスで60%に,12面バラ ンスでは50%に軽減される.本機関では現状8面バランスが 採用されているが,12面バランスを採用し,本手法に基づい た BW 配置を行うと約20% (伝達力振幅で45%)に軸受伝 達力が軽減される.さらに,全軸受で伝達力が約半分に軽減 されるとともに,現状では前後端軸受及び中央軸受荷重が大 きいが,本手法によって均一化されたことが分かる.

また,詳細は割愛するが,主軸受伝達力の低減に起因し, クランクケースの振動応力や支持脚振動応答も低減すること を数値的に確認した.

3.2 実機試験結果

本手法に基づいた B/W 配置のクランク軸(12面バランス) を試作し、実機運転で本手法の有効性を検証した.

機関回転数 N=1800 rpm におけるクランクケース下部の横 方向振動スペクトルの計測結果を図6に、回転数1N成分の 振動分布を図7に示す.従来法に比して本手法に基づいた BW







図6 クランクケース振動計測結果 B/W 変更によ って振動変位の1N成分が約1/4に低減した. Measured spectrum of vibration of crank case



配置では弾性変形量は約1/4に低減した.これは,現状クラ ンク軸では,#4軸受の伝達力が大きいとともに#1,#7軸受 の軸受伝達力と位相がずれており,弾性変形しやすいのに対 し,本手法クランク軸では軸受伝達力が軽減されるとともに, 各軸受での軸受伝達力が平均化され弾性変形が現れにくくな ったものと考えられる.また,オイルパンも1N成分での弾 性変形量が低減したことを確認している.

図8にはクランクケース全面(左側面)の1N成分(f=30 Hz)における平均振動変位の比較を、図9にはN=1500, 1800,1900 rpmにおける平均振動の低減量を示す.N= 1800 rpmではクランクケース全面(左側面)の1N成分(f =30 Hz)おける平均振動変位は約2/3に低減した.また,各 回転数でのクランクケースの二乗平均振動速度の低減量は以 下のとおりである.

左側面:*△L*_v=2~7 dB (振幅が 0.8~0.45 に低減) 右側面:*△L*_v=0~7.5 dB (振幅が 1.0~0.42 に低減)

なお、紙面の都合で詳細は省略するが、着火周波数の高次 成分でも二乗平均振動速度は3~5 dB低減が確認された.こ れは、クランク軸の固有振動特性が変化したことにより、軸 受伝達力が低減したものと考えられる.固有振動特性変化に よって必ずしも軸受伝達力は低減するとは限らないが、今回 のケースでは高周波数域での振動応答はおおむね低減する方 向にあるとともに、著しい増加を示す周波数域はなかった.

4.まとめ

今日の高出力化傾向に対応した動的信頼性向上をねらい,





主軸受伝達力の二乗和を極小化するバランスウェイト配置設 計法を開発し,6気筒機関に適用し有効性を検証した.主な 結論は次のとおりである.

- (1) B/W 設計の対象機関回転数 N=1800 rpm では、クラン クケース下部中央で弾性振動変位が約 1/4 に低減した.
- (2) 各回転数でのクランクケース全面における平均振動の低減量は,左側面で ΔL_v= 2 ~ 7 dB(振幅が 0.8~0.45 に低減),右側面で ΔL_v= 0 ~ 7.5 dB (振幅が 1.0~0.42 に低減) である.
- (3)着火周波数の高次成分でも二乗平均振動速度は3~5
 dB低減が確認された.
- (4)本試験で、バランスウェイト配置変更が1N成分の振動 低減に有効であることを確認するとともに、バランスウェ イト配置設計法が妥当であることを確認した。

参考文献

- (1) 太田ほか、エンジン騒音の予測、三菱重工技報 Vol.30 No.4 (1993)
- (2) Ohta, K. et al., Analysis of main bearing impact induced by crankshaft vibration, INTER NOISE '93, Belgium (1993)
- (3) Ohta, K. et al., Simulation Analysis of Main Bearing Impact Induced by Crank Shaft Proc. Of Asia-Pacific Vib. Conf.'93
- (4) 水早ほか,エンジン運転時のクランク軸振動応力解析法,三菱重工技報 Vol.35 No.5 (1998)

特

集