

(論文)

# 低速ディーゼル機関用クランク軸の応力計測と実働応力解析

## Stress Measurement and Analysis of Low Speed Diesel Engine Crankshafts



埴 洋二\*  
Yoji Hanawa



濱田 猛\*  
Takeshi Hamada



梶原修平\*\*  
Shuhei Kajihara



香川恭徳\*\*\*  
Yasunori Kagawa



森 啓之\*\*\* (工博)  
Dr. Hiroyuki Mori

In order to improve the stress assessment method of semi-built up type crankshaft made of high strength cast steel, the crank pin fillet stresses at several points were measured in a shop trial. It was confirmed that the measured dynamic stress of each point conformed the results obtained by finite element analysis. To confirm the safety of the method it was applied to the stress assessment of the crankthrows of a high power engine design made with the new cast steel.

まえがき = 昨今、低速ディーゼル機関において高出力化に対する要求が高まっており、1 シリンダあたりの機関出力はこの30年間でほぼ2倍に増加している。世界唯一の鋳鋼クランク軸メーカーとして、当社ではこうした出力上昇に応じて、高強度なクランク軸用鋳鋼材を開発してきた歴史があり、最近では5世代目の鋳鋼(スロー5種)を開発している。機関出力が大きくなり、クランク軸に発生する応力が高くなるに従い、品質の確保のみならず信頼性の評価がますます重要となってきた。

実働状態のクランク軸の挙動は非常に複雑である。特に、高応力部であるピンフィレット内での応力は複雑に変化する。回転数やクランク角に応じて、作用するトルクや曲げモーメントの組合わせで応力分布は時々刻々変化し、ピンの直下が最も高い応力となる訳ではない。これまで、こうした応力が正確に把握されて設計が成されているとは言い難い。そこで、本稿では高強度鋳鋼を実際の機関に適用する場合の安全性評価技術の向上を目的として、まずは現行機関のピンフィレット部の応力計測を行った。この結果から、トルクと曲げモーメントによる応力の比率を求めて、国際船級協会連合の統一規則 (IACS UR M53, 以降 IACS ルール)<sup>1)</sup>と比較した。また、計測結果に対して数値解析を行い、その妥当性を検証したので報告する。また最後に、大型機関への応力解析手法の適用例を示す。

### 1. クランクピンの応力計測

#### 1.1 ピンフィレットの応力計測

現行機関の応力分布を調べるために、陸上運転時のピンフィレット部の応力計測を行った。表1に計測を行った機関の諸元を示す。なお、クランクスローの材質は現行鋳鋼材(スロー3種)である。

陸上運転時は機関出力などの運転状態を調べるため

に、推進軸、プロペラ軸の代わりに水制動機が設置されている。この軸系では、中間軸上が節となる1節振動が支配的となることと、計測の便宜面から最船尾側 No.6 スローの船尾側ピンフィレットの計測を行った。図1にひずみゲージの位置を示す。ピン直下に加え、そこからピン周方向に45度、60度の位置を計測点に選んだ。

定格回転数(91rpm)における1回転での応力変化を図2に示す。B2位置(ピン直下)のMises相当応力変化は他の位置での応力変化と少し傾向が異なる。また、

表1 計測した機関の諸元  
Table 1 Particulars of measured engine

Engine type	mitsui-man B&W 6S70MC (Mark6)
Output (kW)	16 857
MCR (rpm)	91
Cylinder number	6
Cylinder bore (mm)	700
Stroke (mm)	2 674

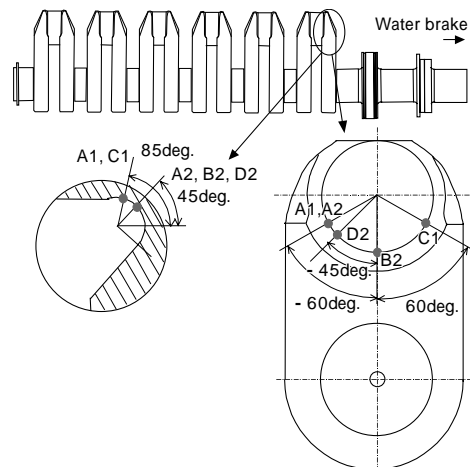


図1 ひずみゲージ貼付け位置  
Fig. 1 Locations of strain gauges

\*技術開発本部 機械研究所 \*\*三井造船(株) 機械工場 ディーゼル設計部 \*\*\*鉄鋼部門 鋳鋼事業部 製造部

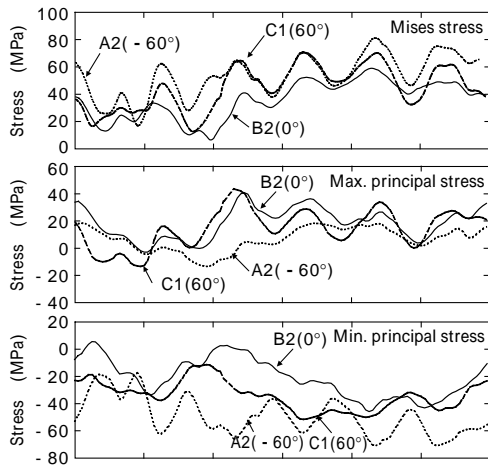


図2 応力履歴 (91rpm)

Fig. 2 Stress components at each gauge (91rpm)

表2 各位置での計測応力と IACS ルールにより計算される応力 (91rpm)

Table 2 Comparison of measured stress and calculated stress according to IACS UR M53 at 91rpm

	Mises stress (MPa)	Torsional stress (MPa)	Bending stress (MPa)	Additional stress (MPa)
IACS	70.9	15.27	35.77	30
IACS*	44.4	15.27	35.77	-
A1 (-60°)	35.1	20.6	16.5	-
A2 (-60°)	32.1	18.0	16.1	-
D2 (-45°)	33.2	19.6	15.0	-
B2 (0°)	26.3	14.8	19.7	-
C1 (60°)	28.7	17.0	15.2	-

\* Excluding additional stress

A2 位置 (船尾側を見て左側) と C1 位置 (船尾側を見て右側) を比較すると, A2 位置では最小主応力の変動応力が最大主応力のそれより大きいものに対し, C1 位置ではその逆の傾向が見られる。これは, トルクの方向による影響と考えられる。

### 1.2 計測応力の評価

定格回転 (91rpm) における曲げ応力, ねじり応力, Mises 相当応力の振幅を表 2 に示す。完全な回転対称体でないピンフィレットに発生する応力を曲げとねじり成分に分けることは厳密には不可能であるが, 本稿では最大せん断応力をねじり応力, 最大主応力と最小主応力の平均値を曲げ応力と呼ぶことにする。B2 位置 (ピン直下) における変動曲げ応力は変動ねじり応力よりも大きい, 他の位置では逆の傾向を示している。これは, ピン直下のみは曲げによる影響を受けるが, その他の位置ではトルクによる影響を強く受けているといえる。また, A1 位置の変動応力が最大であったが, A2, D2 位置のそれも B2 位置に比べると大きかった。

同表には定格回転での計測位置での IACS ルールにより計算した応力も示している。IACS ルールでは, 変動ねじり及び曲げ応力からひずみエネルギー説に基づく等価変動応力を計算する。曲げ応力には, アライメントや船体変形などによる影響を考慮して, 付加応力として一律に 30MPa (クロスヘッド型) が足し合わされる<sup>1),2)</sup>。陸上運転においては, 平坦な台板に据付けられていることもあり, 付加応力を足し合わせない応力も併記した。公

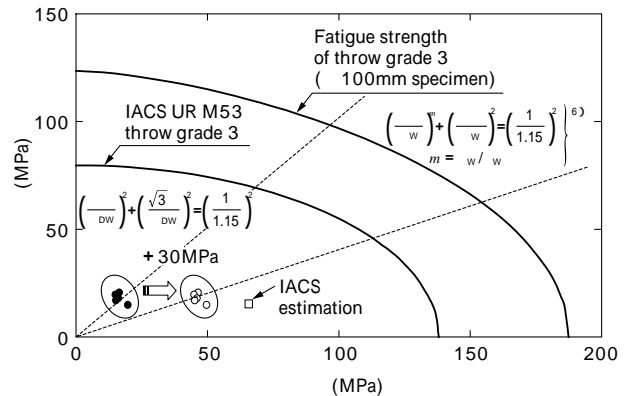


図3 発生曲げ応力とねじり応力の相関  
Fig. 3 Correlation between bending and torsional stress

称曲げ応力は 1 スロー crank にて単純支持条件で求めた。トルクは強制振動解析を行って求めた<sup>3)</sup>。

IACS ルールによると, 変動応力は計測における A1 位置での Mises 変動応力の 2 倍と計算され, 付加応力を除いても安全側となっている。これは単純支持条件での曲げモーメント計算により, 応力が過大に計算されているためであると考えられる<sup>2)</sup>。一方で, IACS ルールによるねじり応力は B2 位置で同等となっているものの, 他の位置よりは過小に計算されている。これは, 応力集中係数が実際のものより過小に計算されているものと考えられる。

ピンフィレット部各位置で計測された変動応力を曲げ - ねじり応力の相関図中に示す (図 3)。付加応力を考慮しない応力も参考値として表示している。図中には IACS ルールによる設計疲労強度曲線と表面処理を施していない 100mm の試験片でのスロー 3 種材の疲労強度曲線を引いている。なお, この機関のピン径は 784 mm であり, スロー 3 種材の疲労強度曲線は, 更に寸法効果を考慮して強度補正を行う必要がある<sup>4)</sup>。同図より, ピンフィレット部は安全であるといえる。なお, 本 crank 軸のピンフィレット部には冷間ロール加工が施されており, 強度は更に上昇していると考えられる。

### 2. 実働応力解析

上記計測位置に関する応力解析を行った。トルクと縦振動変位は, 連成強制振動解析により求めた<sup>3)</sup>。軸系の曲げモーメントは, 別途軸系のはりモデルを設け, 爆発・慣性力を作用させて求めた。1/2 スローの有限要素モデルを図 4 に, 拘束・荷重条件を表 3 に示す。

あらかじめ各単位荷重を載荷した場合の解析を行い,

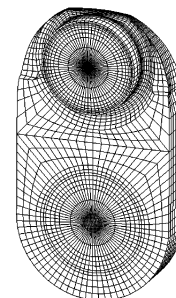


図4 1/2 スロー有限要素モデル  
Fig. 4 Finite element model of half of throw

表3 1/2 スローモデルでの境界・荷重条件

Table 3 Boundary and loading conditions of half model of throw

Load	Pin	Journal
Torque, Symmetric bending	Anti-symmetry, Axially fixed	Simple support, Axially fixed
Shearing force	Symmetry, Axially fixed	Simple support, Axially fixed
Anti-symmetric bending	Symmetry	Simple support, Axially fixed
Axial displacement	Symmetry	Simple support, Prescribed disp.

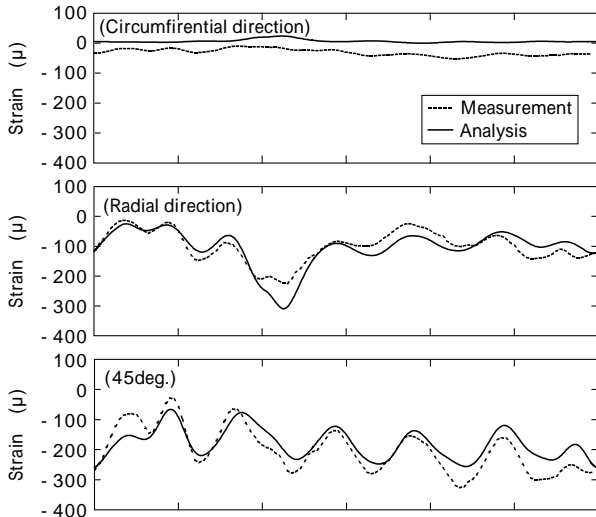


図5 計測結果と解析結果の比較 (D2, 91rpm)

Fig. 5 Comparison between measured and analysis strain (D2, 91rpm)

全ての応力成分を蓄積しておき、それぞれのクランク角での荷重値を乗じて、重ね合わせることでより応力を求めた<sup>5)</sup>。

解析により求められた定格回転でのひずみ履歴を計測値と比較した例を図5に示す。この他の場合においても解析値は計測値を良く捉えていた。これにより本解析の妥当性が確かめられた。

### 3. 試算

前章に示した応力解析手法を用いて、大型機関へ高強度鋼(スロー5種)を適用した場合の試算を行った。図6に対象機関のクランク軸を示す。

表4にこの機関の諸元を示す。これまでNo.5, 6スローには鍛鋼が用いられてきたが、これに開発したスロー5種を適用した。最悪ケースとして定格回転を超えた99rpmでの強度評価を行った。振動解析結果から、No.5スローの船尾側を評価対象としたが、最大応力はピン直下から周方向に約45度の位置で発生した。フィレット部数点での変動曲げ-ねじり応力の相関を図7に示す。同図から、最悪ケースである99rpmでも発生応力は、IACSルールによる許容応力線やスロー5種の試験片による疲労強度線と比較して小さい。No.5及び6スローにスロー5種を用いる場合の安全性が確認された<sup>7)</sup>。

むすび=低速ディーゼル機関用クランク軸の安全性評価技術の向上を目的として、現行機関の陸上運転時のピンフィレット部の応力を計測した。総じてねじり応力が支配的であり、最大応力はピン直下から高い位置に発生す



図6 Mitsui-MAN B&W 10K98MC 機関のクランク軸  
Fig. 6 Crankshaft of Mitsui-MAN B&W 10K98MC engine

表4 検討対象機関の諸元  
Table 4 Particulars of investigated engine

Engine type	MITSUI-MAN B&W 10K98MC	
Output (kW)	57 200	
MCR (rpm)	94	
Cylinder number	10	
Cylinder bore (mm)	980	
Stroke (mm)	2 660	
Throw material	Grade 3 (No.1-4) Grade 5 (No. 5, 6) Grade 4 (No. 7-10)	

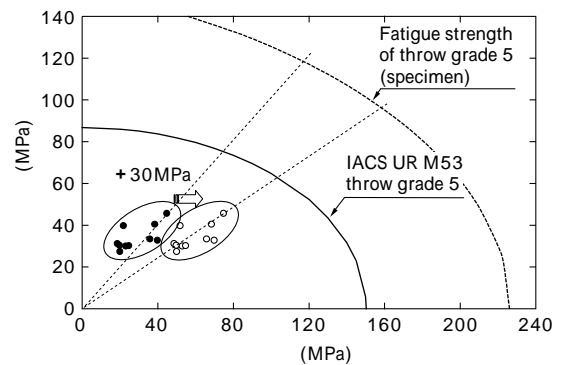


図7 変動曲げ応力とねじり応力の相関 (99rpm)

Fig. 7 Correlation between bending and torsional alternating stress (99rpm)

ることを確認した。

この計測位置について IACS ルールに従って応力を計算した。本機関では、IACS ルールでは曲げ応力を大きく評価し、ねじり応力を過小に評価している結果となった。また、計測位置の応力を有限要素法により解析した結果、ほぼ全ての計測値と良い一致をみた。

最後に世界最大級である Mitsui-MAN B&W 10K98MC 機関に関して、スロー5種を適用した機関の応力解析と強度評価を行い、安全性を確認した。なおこの1号機は既に完成し、2005年2月に就航している。

### 参考文献

- 1) IACS UR M53 : Calculation of Crankshafts for I. C. Engines.
- 2) G. Donath et al. : Tran. of Inst. of Marine Engineers, Vol.97, Paper 25 (1985) p.2.
- 3) S. B. Jakobsen et al. : 19th CIMAC, D61 (1991).
- 4) 日本海事協会 : 鋼船規則のディーゼル機関クランク軸の改正規則およびその解説, (1972).
- 5) 穂森繁弘ほか : 日本造船学会論文, 165 (平1-6).
- 6) W. N. Findley : Trans. ASTM, 79, (1957) p.1337.
- 7) Y. Hanawa et al. : 24th CIMAC, Paper 75 (2004).