三井—B & W 形機関の二、三の改善について*

佐伯 謙** 小川 光明**
琵琶 忠志** 福田 哲吾**

Some Investigations on Mitsui-B&W Type Diesel Engines

By Ken Saeki, Mitsuaki Ogawa, Tadashi Biwa, Tetsugo Fukuda

Among investigations made mainly by Mitsui to improve reliability and performance of Mitsui-B&W type engines, reports are made on the following items.

- crack on cylinder cover
- improved performance of cylinder liner
- improvement on exhaust valve
- crack on piston rod

1. ま え が き

B&WのL-GF形機関は、既に十分な実績をもっているK-GF形機関の主要部品をそのまま受けついでおり、さらに回転数の低下によるプロペラ効率の上昇とロングストローク化による燃料消費率の改善という点で、大形船用機関のうちでは最も安定したものになっている。

当社はB & W形機関のSenior Licenseeとして信頼性を高める努力を続けてきたが、ここではK-GF形機関で起こった事故を中心に、その内容と対策について述べることにする。

2. K-GF形機関のシリンダカバー

K 90 GF及びK 67 GF形機関をとう載した数ある就航船のうち、主として比較的高い負荷域を使用している船で、図1に示すシリンダカバーの冷却水側にき裂が入り、水もれする事故が起こった。

これは、まずはじめに水平方向の冷却水孔入口の下側のSharp edgeにき裂が生じ、これが徐々に進展して外面に達したためである。

就航中の機関についてシリンダカバーの状態を広範囲に調査した結果、この事故はK 90 GFとK 67 GFのシリンダカバーすべてについて共通の現象であることが確認された。

2.1 き裂の位置 問題になっているクロスボー

図1 K-GF形機関のシリンダカバー

リング部は円周上に4箇所ある。このうち、カム軸側におけるき裂の発生ひん度は他のクロスボーリング部より多いが、これは冷却水交通管を取り付けるためにカバーの外面をフラットに削って肉厚をうすくしているためである。

図2のA部に発生したき裂は徐々にカバーの外面に向かって進展して水もれ事故に至ったのであるが、A部に発生したき裂がある程度進展したあとでB部からもき裂が発生したケースも幾つか認められた。

* 原稿受付 昭和54年3月8日

ISME TOKYO '78 講演(昭和53年11月15日)

** 正会員 三井造船(株)玉野事業所(玉野市玉3-1-1)

図2 き裂の位置

2.2 き裂の発生状況 対策を講じていない段階では, K 90 GFでは46個のカバーに, K 67 GFでは29個にき裂が発生しており, 就航しているすべてのカバーに対しての発生ひん度は各々約20%と30%であった。

就航後のき裂発生時間は機関の使用状況に差があるため, 図3に示すように4,000~20,000時間とばらついている。

図3 シリンダカバーの事故品数

2.3 破面のフラクトグラフィ 電子顕微鏡で観察した破面を図4に示す。

この図に見られるように, き裂の発生部で塑性変形していることから大きな応力が働いたことが考えられる。さらにき裂の進展した破面には数多くのビーチマーキングとStriation ($0.2 \sim 0.3 \mu\text{m}/\text{cyl}$) が認められたので高サイクル疲労の可能性が強いと考えられた。

2.4 応力解析 陸上運転時に計測したクロスボーリング部の変動応力値を図5に示す。応力集中は大きく, また, 同時に計測した静的応力も大きいことを確認した。

壁の外周部の応力実測値は非常に小さくクロスボーリング部での応力集中係数は約10と高いレベルにあるので, 有限要素法による計算で確認することにした。

図6にクロスボーリング部の応力集中係数の計算値を示す。穴明けの角度が小さくなるほど大きな値となり,

図4 破面のフラクトグラフ

図5 変動応力実測値

図6 クロスボーリング部応力集中係数

90°での値は6となって計測値とは若干異なっているが, 実機のクロスボーリング部はこの試験片よりも表面近くに位置しているためである。

2.5 対策 き裂の原因はクロスボーリング部での応力集中が大きいためであり, 対策としてはこの応力レベルを下げるのが有効である。

2.5.1 事故品の当面の対策(図7参照) 就航中のカバーに対しては, 当面の対策としてクロスボーリン

図7 事故品の溶接補修

グ部の外側の壁を船内で溶接補修することにした。この対策により 2,500 時間はトラブルなくか動した。

2.5.2 機械加工後のカバーへの対策 この溶接補修カバーの実績を適用して、図8のようにクロスボーリング部の下部と外側の壁を溶接によって補強した。水圧テスト時の変動応力と残留応力の実測値を図9に示す。溶接後のクロスボーリング部の残留応力は大きな応力集

図8 機械加工後の対策

図9 溶接後の応力実測値

図10 B & W社の対策

図11 B & W社の対策

中もなく低いレベルであるといえる。

この溶接で補強したカバーは、90% MCR の負荷で 9,000 時間以上現在でも問題なく就航している。

なお、ライセンサーの B & W 社でも図 10 と図 11 に見られるような対策を講じて問題に対処した。

2.5.3 設計変更したカバー 恒久的対策として設計変更したシリンダカバーを図12に示す。問題となったクロスボーリングを廃止して、圧縮応力の働く部分に斜めの方向に冷却水孔を設けている。

この変更により、就航後 7,000 時間以上良好な成績をおさめている。

図12 設計変更したシリンダカバー

3. シリンダライナ

シリンダライナの材質としては、従来よりTi-V 鋳鉄が使用されてきた。ライナ及びピストンリングの摩耗量はアルカリシリンダ油の改善によって大幅に減少してきている。

しかし、機関の1年間以上無解放という船主の要求に対しては図13に示すようにピストンリングの摩耗量は

図13 K 84 EF形機関のライナとピストンリングの摩耗量

図14 K 90 GF形機関のシリンダライナ摩耗量

図15 K 90 GF形機関のピストンリング摩耗量

ばらつきが多いために十分でなく、このため、GF形機関ではライナの材質としてボロン鋳鉄(ターカロイ)を採用している。これは大口径の低速ディーゼル機関では当社が最初に踏み切ったものである。

図13, 図14, 図15に示すようにボロン鋳鉄の採用によってライナとピストンリングの摩耗量はいずれも低い値におさまっており、4年間無解放を達成できた就航船の実例が報告されている。

更に、図16, 図17に見られるようにボロン鋳鉄は引張強さ、疲労強度等の機械的性質についても十分信頼性のある材質であり、Ti-V 鋳鉄のライナで発生したき裂事故はボロン鋳鉄の採用によって解消することができた。

図16 シリンダライナ材質の引張強さの比較

図17 シリンダライナ材質の疲労強度の比較

図 18 シリンダライナのテストピース
採取位置

4. 排 気 弁

4.1 エアシール装置 図 19 に示す油圧管制排気弁は、排気弁ブッシュの寿命を長くするためにサイドスラストの発生するロッカーアーム方式に代ってK-GF形機関に導入されたものである。

更に、ブッシュの摩耗の改善とブッシュからのガスもれを防ぐエアシール装置には弁棒のしゅう動面に 4 kg/cm^2 の空気が供給されており、ピストンリングはこの空気の消費量を少なくするためのものである。

この装置はK、L-GF形機関の標準仕様となっている。

図 20 ピストン棒組立

図 19 油圧管制排気弁組立

4.2 オイルクッション 油圧管制排気弁で問題となるのは、機関回転数の変化に応じて排気弁棒の着座速度をコントロールすることであり、この対策として開発されたのが図 19 に示すオイルクッションである。

5. ピストン棒のき裂事故及びその対策

5.1 き裂事故の概要 保証期間中にドック入り

図 21 き裂の位置

した12K 90 GF形機関で、8本のピストン棒下部の船首側と船尾側表面に肉眼でも見えるき裂が発見され、また他の1本では超音波探傷法によって内部にき裂が発生しているのが確認された。

そこで、これをK-GF形機関共通の問題として考えて他の就航船についても調査した結果、事故の発生ひん度は約30%であった。

5.2 き裂事故の詳細 電子顕微鏡による破面を図 22 に示す。破面を観察すると、き裂は不完全ネジ部のネジ底から発生した典型的な疲労破面の様相を呈しており、き裂発生時の応力はかなり高いレベルにあったことが考えられる。

また、スタッド植え込み時のトルクは 880 kg-m であり、ネジの先端をピストン棒の不完全ネジ部に食い込ませるようにしている。

5.3 ピストン棒に働く力 ピストン棒に働く力は次の通りである。

慣性力が上向き、すなわちクロスヘッドから引き離す

図22 破面のフラクトグラフ

図23 き裂の位置とネジの食い込み

方向に働くのは上死点を中心にして $\pm 75^\circ$ のクランク角度の範囲であってその他は下向きであり, 上向きの場合にはシリンダ内のガス圧は高いレベルにあるため, ニサイクル機関ではピストン棒は圧縮力を受けることになる。

但し, ターニングギアで機関をターニングさせる時とか, 起動時には慣性力或いは摩擦力は瞬間的にピストン棒を引き離す方向に働くがこの力は非常に小さく, また, 高サイクル疲労を起こすまでには至らない。更に, ピストンリングが焼付いた時にもピストン棒を引き離す力が働くが, 実機ではその痕跡は認められなかった。

ほかに, ピストンとピストン棒が偏心しているために

生じる曲げモーメント, 或いはクロスヘッドガイドしゅう動面の変化による水平方向の慣性力などが考えられるが, いずれも小さいレベルである。

次に, き裂の発生している部分に応力を生じさせる内力として, 初期締め付力とスタッド植え込み時でのネジの食い込みが考えられる。

以上より, き裂を発生させる力としては,

- ガス圧と慣性力による圧縮力の繰返し
- 初期締め付力
- スタッド植え込み時のネジの食い込み

を挙げることができる。

5.4 応力レベルの推定

5.4.1 スタッド植え込みによる応力 不完全ネジ部の形状は図24のA'-B'-C'であり, 計算にあたっては次のことを仮定した。

- スタッド側の表面D-Eはピストン棒の表面B-B'-C'-Cに沿って締め付けられる。
 - 更に締め付けられたときには食い込んで反力を生じ, ネジ山3ピッチでこれを2:2:1の割合で分担する。
- この仮定に基づいて計算したところ, スタッドの上側2ピッチのネジ底には 25 kg/mm^2 , ピストン棒の不完全

図24 ピストン棒不完全ネジ部の

計測

図25 不完全ネジ部のネジの食い込み

ネジ部のネジ底には 10 kg/mm^2 の引張応力が生じる。

5.4.2 油圧による初期締め付け時の応力 スタッドに加わる締め付け力は、食い込んでいる部分を通してピストン棒に伝わる。更に締め付け力を増加させると、ピストン棒の最も下のネジ部と接触するまでスタッドは長くなる。この締め付け力のうち、先端の食い込んでいる部分を通してピストン棒に伝わる割合を5%、10%、15%、20%の4ケースとし、各々残りの荷重分布は一般的にいわれているように最下端と最上端のネジ部を4:1 (図26参照)として計算した。

一例として15%のときの計算結果を図27に示す。

5.4.3 変動応力の推定 運転中のピストン棒はガス圧と慣性力によって、MCR時には500トンから27トンの圧縮力を受ける。き裂の発生部の断面積は $72,000 \text{ mm}^2$ であるから圧縮応力の平均値は7.0 から 0.38 kg/mm^2 であるが、FEMの軸対称問題としてネジ底の応力

図26 初期締め付け力による荷重分布

図27 初期締め付け力による静的応力計算値

図28 ガス圧によるネジ底での変動応力計算値

図29 ピストン棒不完全ネジ部の疲労線図

分布を詳細に計算した結果を図28に示す。

ピストン棒のネジ部の下端では座ぐり面を設けているので、このあたりの変動応力は小さくなっている。

変動応力を静的応力に重ね合わせて考えると、図29のようにき裂を生じたところでの応力は安全サイドにあるとはいえ、疲労破壊の可能性はある。

5.5 事故対策 (図30参照) 上記で説明したように、事故の原因は、油圧の初期締め付け力とスタッドの植え込みトルクによる大きな静的応力にガス圧による応力が繰返し重なって疲労破壊を起こしたものであり、この対策として、

- スタッド食い込み部の変更
- 初期締め付け力の減少
- 座ぐり部の形状変更

を適用した。

5.5.1 スタッドをピストン棒に植え込むとき、食い込ませないようにすることは直接の対策となる。

現実にはピストン棒とクロスヘッドはノックピンとスタッドでつながっており、更にクロスヘッドとスタッドは図30のようにナットで締め付けてゆるまない構造としているので、強いてスタッドをピストン棒に食い込ませる必要はない。

5.5.2 油圧による初期締め付けはピストン棒とクロス

図 30 オリジナルと事故対策した
ピストン棒の比較

ヘッドが離れない程度に、また運転中に生じるピストンリングでの摩擦力や、起動時或いは逆転時に生じる慣性力などに打ち勝つだけの接触面圧があれば十分である。

5.5.3 ピストン棒最下部の座ぐり径を現状の 160φ から 180φ に大きくすると、図 28 に見られるように最終ネジ部のネジ底に生じる変動応力は小さくなる。

以上の設計変更により、図 29 に示すようにき裂発生部の応力レベルはオリジナルのものに比べて十分安全範囲内にあるということができ、就航後 2 年間以上も良好な成績をおさめている。

6. ま と め

以上、当社で建造された K-GF 形機関 110 台の、4 年間以上にわたる就航中に起こった主な事故とそれを解消するに至った過程を中心に述べてきた。

ストロークを長くしてプロペラ回転数を下げた L-GF 形機関を含めた三井-B & W 形 GF 機関は、今日では最も信頼性の高いものになっている。