超大形ディーゼル機関シリンダカバーの 破損因解析とその対策*

原野 二郎**, 佐伯 謙**, 琵琶 忠志**,
田中 昇***, 岸本 宏次***

概 要

大形船用ディーゼル機関 (B & W 7 K 98 FF) のシリンダカバーに発生したき裂事故に対処するために、き裂発生因の詳細な検討を行なうとともに、この結果を元にしてシリンダカバーの構造改良を行ない、それについて種々の応力条件を評価してその安全性を確認した。

まず、き裂発生状況、き裂破面を調べ、疲労によるものであることが推定されたので、シリンダカバー材質の諸検討および実働条件下における作動応力状態の有限要素法による解析、熱光弾性解析および実船実測を実施した。そして、この結果を元にして、(1)機関の運転条件の変動による低サイクル疲労、(2)シリンダ内爆発力の繰返しによる高サイクル疲労の両者について、それぞれ疲労限界線図を元にした検討を行ない、このき裂発生が後者の要因に基づくことを明らかにした。すなわち、高熱負荷を局部的に受けるシリンダカバーには、局部的に高い熱応力が定常的に存在するとともに、これを平均応力としてそれに重じようする繰返しの爆発応力の作用が弁座ボス部付近の幾何学的応力集中とあいまって、この種き裂を発生させる要因であることがわかった。そして、シリンダカバーの応力特性を改善することにより、有効な対策が期待できることを、構造各部の剛性形状などが応力状態に及ぼす影響を詳細に解析することにより明らかにしたほか、き裂の成長状況と作動応力条件との対応もよく説明することができた。

そして、以上の結果に基づいて、シリンダカバーを上下2段に分割された構造とし、両者をボルト締めにて一体にした改造形カバーを設計し、この新しい構造について応力状態を詳細に解析検討して、その改善度を確認した。現在、この改造形シリンダカバーを装備した本機関がすでに順調に稼動中である。

On the Analysis of Crack Failure and its Rectifications for the Cylinder Cover of the Large Bore Marine Diesel Engine

by Niro Harano, Ken Saeki, Tadashi Biwa,
Noboru Tanaka, Koji Kishimoto

Abstract

Failures by crack extension of the cylinder cover in the large bore marine diesel engine (B & W 7 K 98 FF) and its rectifications are reported in this paper. Initiation and extension of cracks are considered to be resulted from fatigue through a series of examinations on crack patterns and fractured surfaces.

Based on this conclusion, examinations of the strength of materials, stress analysis by finite element procedure and photoelastic method and stress measurement on actual cylinder cover in diesel engine under operating conditions in navigating ship are carried out systematically.

From the fatigue diagrams taking the stress conditions analysed into considerations, it is clarified that the cracks will originate and extended by high cycle repeated forces resulted from the explosion in the cylinder being superposed on the comparatively stationary thermal load by repeated explosive combustion.

It is expected from those fatigue analysis that the rectifications of stress characteristics for this cylinder cover will give effective means to prevent this kind of crack initiation and, from this point of view, detailed stress analysis for the change of rigidities and shapes of the each part of cylinder cover constructions are carried out. This result is fully taken into account in the design of rectified cylinder cover structures in which the cover is constructed from two blocks, each bolted together.

*原稿受付 昭和46年2月1日 **正会員 三井造船第1設計部 (玉野市玉 3-1-1)
*** 技術本部

1. ま え が き

世界最大級の大形船用ディーゼル機関 B & W 7K 98 FF (26,600 BHP×103rpm, B & W 社建造) をとう載した大形油槽船(船名 Bergebragd 150,000 DWT) がペルシャ湾—日本航路に就航後, 約3か月, 第2次航において, 主機関の数シリンダにわたりシリンダカバーの冷却水側にき裂の発生が認められた。その後, き裂を発生したシリンダカバーは予備品と交換するとともに, 損品を当社に持ち帰り当社での今後の本機建造計画にかんがみ, 直ちにき裂発生原因の調査を開始し, 材料強度, 鑄造良否, 応力状態, 耐疲労性などについて詳細な調査, 検討を行なった結果, シリンダカバーの構造を変更する必要があることが認められた。そこで, 三井造船および B & W の両社が協力して, シリンダカバーの熱および爆発力に対する応力特性を種々検討して構造を改良し, 新しい構造のシリンダカバーの採用に踏み切った。このカバーを装備した K 98 FF 機関は, 現在, 最長1年間以上順調に稼動中である。

本論文では, 主として三井造船において実施した諸調査, 解析, 検討の結果をとりまとめて報告する。

2. き裂発生状況

き裂を発生したシリンダカバーにつき, き裂の分布状況, き裂の成長過程の推定などについて以下に述べる。

2.1 き裂の分布状況

き裂を発生したシリンダカバーの構造概要を図2.1に示す。き裂を発生した9個のシリンダカバーについて, き裂分布状況を詳細に調べた。

き裂の状況を染色探傷試験によって調査した例を写真2-1に示す。

この結果をとりまとめて, その特徴を列記してみるとつぎのとおりである。

- (1) き裂発生は本機関の全シリンダに及び, いずれも冷却水側に発生している。
- (2) 発生したき裂はすべてシリンダの円周方向に進展している。き裂がある程度進展すると経線方向へ向かう傾向が強い。
- (3) き裂の発生起点は冷却水側の各種弁座の近くであると推定される。
- (4) き裂が燃焼室側へ貫通しているカバーはない。
- (5) これらのき裂発生状況から, き裂

の進展は図2.2に示すような過程をたどったものと推定される。

さらに機関の積算回転数と, き裂の成長度の定量的な関係を調べた結果, 図2.3に示すような関係が認められた。これから き裂は繰返し数 $3 \times 10^6 \sim 1 \times 10^7$ 回で発生し, $1 \times 10^7 \sim 2.5 \times 10^7$ 回でほぼ全周(図で100%)に成長したことがわかる。

2.2 破面の状況

全周にわたって成長したき裂について, 破面全体の概観を写真2-2に示した。この破面につきの特徴が認められる。

図2.1 シリンダカバー構造図

写真2-1 染色探傷試験

図2.2 き裂成長過程の推定

図2.3 き裂成長度と積算回転数の関係

- (1) き裂はシリンダカバー板厚の70~80%に及び、全周にわたって、燃焼室側約10~20 m/m幅の肉厚部が残存していた。
- (2) き裂発生起点と推定される個所(写真2・2矢印)は弁座付近に多く見られたが、そのほかの箇所に

も分布しており、発生箇所が円周上多数にわたっている。

- (3) 破面粗度の外観は冷却水側表面近くがこまかく、肉厚中心部へ向かうに従いあらくなり、燃焼室側へ近づくと、再びこまかい破面を呈している。(写真2・3)
- (4) 破面は全体的にさびを発生してかっ色を呈している。
- (5) 破面はおおむねき裂の成長、停止が繰返されたいわゆる疲労破面の様相を呈している。
- (6) 肉眼観察では、特に鑄造欠陥などの欠陥は認められなかった。

写真2-3 破面粗度状況

3. 破損原因の解析

き裂を発生するに至った原因としては、外力、材料、ふんい気、あるいは応力などの諸状態が期待値と相違したか、あるいは期待値そのものに根本的な評価の誤りがあったものと考えられる。

したがって、これらの実際の様相を明らかにし、把握することが必要である。まず、外力状態およびふんい気については、運転記録、機関長の談話などをもとに検討した結果、特に異常のないことを確認した。これらはいわば、前提条件であるので、期待値と相違しなければよいと考えてよい。

つぎに材料と応力状態について少し詳細に検討して

写真 2-2 き 裂 破 面

みる。

3.1 材質の検討

3.1.1 欠陥 欠陥の有無とその状態はγ線, 超音波探傷のほか, 破面の肉眼観察, 光学顕微鏡による組織検査を行なった。

その結果, 多少のひげ巣は存在するが, き裂の発生点付近には全く認められず, 全体的に健全材であると判定された。ただし, 燃焼室側に若干のいおうの偏析があること, および冷却水側表面に約 3 mm 深さの dendrite の層が存在していることがわかった。主破断面に近接して発生している微小き裂周辺の顕微鏡組織を写真 3・1 に示す。

き裂は冷却水側表面にほぼ垂直に進展して, 枝分かれは生じていない。このことからいわゆる腐食割れではないと思われる。

3.1.2 素材強度 まず素材の組織を確認するために, 破損したカバーについて化学分析を行なった。その結果は表 3・1 に示すとおりであり, 規定どおりの Cr-Mo 鋳鋼であることがわかった。

また, 素材強度を確認するために, 破損したカバーから各位置, 各方向に切出した試験片について静的試験と疲労試験を行なった。得られた静的機械的性質を表 3・2 に示す。

総体的には十分な強度を有しているといえるが, 冷割面を含む部分の経線方向については, dendrite 層の

存在と, 鋳はだおよび脱炭のためにやや低い抗張力を示した。

つぎに, 同様にして切出した材料 (幅 20 mm, 厚さ 5 mm) についての電磁共振形疲労試験機を用いた片持平面げ疲労試験の結果は別にえられた Cr-Mo 鋳鋼の回転曲げ疲労試験 (12φ) の結果と同様, いずれも約 20 kg/mm² の疲労限度がえられた。その結果を図

写真3-1 微小き裂の光学顕微鏡写真 (×100)

表 3.1 化 学 分 析 結 果

	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
分 析 値	0.16	0.43	0.75	0.050	0.027	0.89	0.38
規 格 値	0.16~0.20	0.3~0.5	0.6~0.9	0.04	0.04	0.6~0.9	0.3~0.4

表 3.2 静 的 強 度 試 験 結 果

試験片切出し 方向および位置	降 伏 点 σ_y kg/mm ²	抗 張 力 σ_u kg/mm ²	真破断応力 σ_f kg/mm ²	伸 び ϵ_b %	破断靱性 ϵ_f %	絞 り R_a %	シャルピー 衝 撃 値 10x 10x 5U kg-m/cm ²	備 考
半径方向	46	61	105	24	73	52	5 および 6	14φ 棒
"	46	62	109	24	76	53	-	"
" (冷却室側)	-	50	-	21	-	-	-	平 板
" (中間部分)	-	60	-	26	-	-	-	"
円周方向 (冷却室側)	56	62	109	20	73	52	3 および 7	14φ 棒
" (燃焼室側)	46	61	114	24	87	58	-	"
" (中間部分)	44	61	-	27	-	-	-	平 板
規 格 値	>34	>50		>25			> 6	

$$\sigma_f \div \sigma_u (1 + \epsilon_f)$$

$$\epsilon_f \div L_n \frac{1}{1 - R_a}$$

J. O'Brien による。

3.1 に示す.

さらに疲れ強さに及ぼす温度の影響を調べるために、Cr-Mo 鋳鋼材について回転曲げによる高温疲労試験を行なった(図3.2)

実働時における本シリンダカバーの冷却水側表面温度は実測によると、約130°Cと推定されるので、これに対応する疲労強度の低下率は同図より4%と考えられる。

3.1.1 フラクトグラフィ 破損に寄与している機構を破面の様相から明らかにすることは、ある程度可能であるので破面の様相をより詳細に検討してみた。

まず、前章で示した破面の巨視的な様相を理解するために実験室で静的試験、引圧そ性疲労試験、平面曲げ疲労試験を行なった後の破面を観察した。その結果、静的破面と 10^2 回程度のそ性疲労による破面はともに大きな変形と凹凸を伴った破面を呈しており、寸法的な相違があるために一概にはいえないが、実破面は平面曲げによる疲労破面とよく似ている。

つぎに破面の状況を詳細に調べるために、実破面と平面曲げ疲労破面の両者について電子顕微鏡により二段レプリカ法で観察を行なった。

実破面のき裂発生点付近には striation が認められ、これは試験片についてえられたものによく類似しており(写真3・2)、高サイクル疲労の可能性のあることがわかった。

3.2 応力状態の解析

3.2.1 有限要素法による解析

(イ) き裂発生前の応力状態

この種シリンダカバーのような、複雑な曲面をもつ殻体に対して、

(1) 殻理論をもとにした解析.

(2) 有限要素法による解析.

が考えられるが、本シリンダカバーでは、その形状を Spherical Shell, または Cylindrical Shell のように、比較的解析の行ないやすい殻体の集合として扱うことがかなり困難なため、有限要素法を用いて解析を行なう方針をとった。シリンダカバー冷却面にある5個の各種弁座は本解析では省くこととし、全体を軸対称として取扱った。

(a) 計算条件

シリンダカバーに作用する外力として、つ

図3.1 シリンダカバー材の疲労試験結果

図3.2 高温における Cr-Mo 鋳鋼の疲労強度(回転曲げ)

写真3-2 破面フラクトグラフィ

ぎのものがあげられる。

- ① カバー締付けボルト排気弁箱締付けボルトによる初期締付け力
- ② 温度分布の不均一に基づく熱負荷
- ③ シリンダ内爆発による爆発力

これらの各々についての計算条件はつぎのごとくした。まず、初期締付け力はシリンダカバー全周に均一に分布するものとして扱った。つぎに熱負荷については、温度分布は実機計測結果に基づいて図3.3に示すものを使用し、また、熱膨張によるカバー締付け力の増分は小さいので省略した。爆発力については、機関の連続最大出力時におけるシリンダ内最高圧力 80 kg/mm^2 が、作用範囲にわたって均一であるとみなしたほか、爆発力による初期締付け力の変化、排気弁箱を介して作用する力も外力として考慮した。全体の拘束条件としては、シリンダカバー底部にローラ付ピン節を仮定し、水平方向の移動および回転のみを許した。以上の計算条件をまとめて図3.3に示す。つぎに有限要素法解析に際して行なったシリンダカバーの要素分割は一括して図3.3に併記した。この分割は要素数214、節点数260であり、要素は三角形および矩形断面の Ring である。計算プログラムは三菱原子力 K・K 所有の「CYLAN」によった。

(b) 計算結果

計算結果として、各要素における主応力およびシリンダカバー縦断面の変形が求められた。変形については4章の図4.6に示した。一方、シリンダカバー縦断面内応力のうちで、値の高い表面上応力を取りあげて、燃焼室側および冷却水側につき、その分布状態を図3.4に示した。シリンダカバーに作用する各種応力を分類して示すとつぎのようになる。

図3.3 計 算 条 件

- ① 初期締付け力一円周方向応力，経線方向応力
- ② 熱応力一円周方向応力，経線方向応力
- ③ 爆発応力一円周方向応力，経線方向応力

これらのうちで、①および②については、機関実働中における変化分はきわめて小さく、静的に作用する

図3.4 有限要素法による計算結果

応力とみることができるのに対して、③は機関の一回転ごとに変動する繰返し応力である。図3.4から本シリンダカバーの全体形状に由来する冷却水側表面の経線方向応力は、熱応力および爆発応力ともにほぼ同一箇所で最大値を示し、その位置は本計算では省略されている弁座付根隅部に合致し、これはまたき裂の発生位置ともほとんど一致して

いることがわかる。経線方向の熱応力および爆発応力ともに、最大値をとる位置における作動応力状態を求めて図示すると図 3.5 のようになり、平均応力 50 kg/mm^2 に対して、その 8% の変動分が重じょうした形を示している。

燃焼室側についても、熱による圧縮応力がきわめて高く、降伏点を越えている点は注目すべきである。事実、シリンダカバーの損傷のほとんどは燃焼室側から発生していると報告されており⁽¹⁾、一般に、かかる熱ひずみの繰返しに基づくものが多い。本カバーについても、陸上運転前後の寸法比較によって、塑性変形が生じていることは確認済みであるが、燃焼室側からのき裂の発生をみていないことから、以下の検討では燃焼室側熱応力については言及しない。このほかに、機関発停または負荷増減に伴う過渡的な熱応力状態が考えられるが、造研 SR 100 部会で行なった負荷増減時の過渡的熱応力の実測例⁽²⁾からみて、定常時を上回る応力が発生するとは思われないので、この場合の応力状態については、ここでは特に検討しなかった。

(ロ) き裂発生後の応力状態

2・2節で述べたように、シリンダカバー全周にわたるき裂はその深さが肉厚の70~80%におよび、ほぼ一様に10~20mmの残存肉厚部が認められた。さらに、破面粗度の状況は肉厚中心部分に比して、残存部近くでは細くなっていることが観察されたほか、巨視的な疲労パターンが、比較的明瞭に認められた。(写真2・2, 2・3) これらの事実から冷却水側に発生したき裂は、その深さ方向の成長速度が肉厚中心部で比較的高

く、燃焼室側へ近づくと再び低くなっていることが推定された。これらの状況を応力状態の面から検討するために実際にき裂を発生した位置において、種々のき裂深さに対する縦断面内各点の応力を有限要素法を用いて求めた。その際のき裂近傍の要素分割要領を図

図 3.5 作 動 応 力 状 態

図 3.6 き裂近傍の要素分割図

図 3.7 き裂深さと応力分布の関係

3.6に示した。き裂深さは冷却水側表面より8, 24, 50mmの3種類とした。各要素の主応力分布図より, き裂位置における直角方向の応力をとり出し, この板厚方向に対する分布状態を図示した結果, 図3.7がえられた。これによると熱応力, 爆発応力ともにき裂成長により, その大きさがかなり影響を受けることがわかる。すなわち, き裂先端近傍の爆発応力はき裂の成長とともにわずかに増大するのに対して, き裂先端付近の熱応力はき裂の成長とともに最初は増大し, 肉厚中心部付近で最大となり, さらにき裂深さが増すと急激に減少することがわかる。平均応力として作用している熱応力のき裂成長に伴う変化の様相が, 破面のパターンと相関連している事実はきわめて興味深い。

3.2.2 実験による解析 実機の応力状態を実験室的に解析し, また前項で求めた有限要素法による計算

① 液槽	⑥ 寒剤容器
② 浸漬液	⑦ ポンプ
③ 光弾性模型	⑧ 温調器
④ 挿入片	⑨ 攪拌器
⑤ 偏光板(PQ板)	⑩ 熱電対

図3.8 3次元熱光弾性実験装置

結果との比較検討のために, 実機模型についての水圧テストによるひずみ測定と三次元熱光弾性実験による解析を行なった。

まず, 実機模型について, 爆発圧に相当する水圧を段階的に増加させて, 冷却水側表面にはりつけた抵抗線ひずみゲージによりひずみを測定し, 応力を求めた結果を図3.4に合わせて記した。この測定結果と計算結果とはほぼ一致しているが, 弁座周辺の値はやや高く, 弁座の形状効果を示していると思われる。

つぎに熱応力の計算結果の確認と弁座の

形状効果を検討するために, 弁座を含む光弾圧模型を製作して, サンドイッチ法による光弾性実験を実施した。実験装置の熱負荷部の概要を図3.8に示す。えられた fringe pattern は写真3.3に示すごとくであり, 応力分布は計算結果とかなりよく一致している, また, 爆発力に対して認められた弁座隅部の応力集中は, ここではほとんどみられなかった。

3.2.3 実船計測 実機の応力状態を最も確実に知る方法は, 測定方法さえ確立されておれば, 作動中の実機について測定することである。

冷却水側表面に抵抗線高温ひずみゲージをはりつけた本シリンダカバーを Bergebragd 号にとり載し, 航行中の発生ひずみを爆発力および熱に対して測定した。

ゲージ位置を図3.9に示し, 測定結果を機関回転速度に対して, 同図にまとめた。

これらの結果に, 前記有限要素法による計算結果からえられた冷却水側表面最大応力値を併記し比較してみると, 対応する出力条件に対してほぼ一致しているといえる。

3.3 疲労の解析

このシリンダカバーについて, 疲労に対する限度線図を作成し, 前章で説明された応力状態と比較して, その疲れに対する強さを評価した。

疲れ限度線図の作成は前述の機械的性質と統計的な資料⁽³⁾⁽⁴⁾に基づいて, 実機と試験片との関連を考慮して決定した。

まず, 図3.10において, 両振疲れ限度である縦軸切片は, 曲げ疲労試験結果をもとにして温度, 材質, 表面状態, 寸法, 切欠などの効果を考慮して求め, 横軸切片は真破断応力をもとに材質の相違を考慮して定めた。これらを直線で結んで疲れ限度線とした。

切欠係数 β は, 集中応力と比較するための $\beta=1$ と公称応力と比較するための参考として, $\beta=1.2$ について示した。

写真3.3 熱光弾性しま模様

前章において求めた有限要素法解析, 実験解析, 実船計測による応力値を熱応力, 定常応力と考えて同図に記入した。

参考のために B & W 社において, 殻理論により別途求められた応力値をこの種のき裂事故を発生していない機関の代表として, K 84 EF のシリンダカバーについてもあわせて比較した。

2 軸応力状態における疲労破損の criterion については, 一般に Mises の criterion に合うとか, あるいは, Tresca criterion や他の criterion がよいともいわれているが, 安全側の criterion としては Tresca を採用するのがよいと思われるので, ここでは Tresca によった。

図から明らかなように, K 84 EF の応力値が十分安

全側にあるのに対して, このシリンダカバーの応力値は, 各種の方法によってえられた値のすべてが疲れ限度を超えて危険側にあることがわかった。

さらに破損が熱ひずみの繰返しによって発生する可能性を検討するために, ひずみ制御疲労によるひずみ範囲繰返し数線図 ($\epsilon_R - N$) を求めて, 前章において求めたひずみ値と比較した。 $\epsilon_R - N$ 曲線の作成は S. S. Manson の提唱する 4 点法と共通勾配法⁽⁵⁾により, 切出した材料の静的機械的性質から求めて図 3.11 に示した。 いずれも, 弾性ひずみに対する限界と塑性ひずみに対する限界を別々に求め, その和として全ひずみに対する限界を求めるもので, いずれによってもほぼ同一の $\epsilon_R - N$ 曲線がえられた。

一方, 有限要素法による熱ひずみの計算値と実船計

図 3.9 実 船 に お け る ひ ず み 計 測 結 果

図 3.10 疲 勞 強 度 の 検 討 図

測による熱ひずみ測定値をそれぞれ経線方向について同図に記入すると、耐えうる繰返し数として 10^5 のオーダーがえられた。機関の発停と負荷の増減による熱負荷の繰返し数は破損にいたるまでに、現実には 10^2 以下であるので、爆発応力との累積効果を考慮してもひずみの繰返しによる破壊とは考えられない。

4. き裂発生に対する対策 — 構造の改良 —

前章まで、き裂発生事故のあった本機関のカバーにつき破損因を調査し、その結果、熱負荷ならびに爆発荷重による応力を合成した結果が、き裂発生のある箇所できわめて高く、これを実働条件下におけるカバー材の疲れ限度と比較したとき、危険範囲にあることを示した。この状態を改善する方法として、

(1) 応力状態を改善する。

(2) 実働条件下における材質強度を改善する。

の二つの方法が考えられる。本章では(1)の立場から行なったシリンダカバーの構造の改良についての検討結果を述べる。

4.1 同シリーズ機関のシリンダカバーとの比較

本超大形機関のシリンダカバーの構造は、図 4.1 に対比して示しているように従来の B & W 形機関のカバーの相似設計思想はあえて踏襲していない。その理由は高過給度に伴う高爆発力、高熱負荷に対処してそ

図 3.11 Cr-Mo 铸鋼の σ - N 特性と熱ひずみ

図 4.1 カバー構造比較

の本性上、鋳鉄を使用せざるを得ないシリンダライナーを燃焼室形成部品のなかから除くことにあり、代りにこれまでの実績からみて事故のない耐鋳熱鋼よりなるシリンダカバーを下面まで下げることにあった。このため、本カバーはガス圧受圧面、燃焼ガスの受熱面とも、これまでに比べて相対的にもはるかに大きくなっている。

同シリーズ小口径機関のカバーにおいては、本カバーに見られたような、就航後、短時間のうちにき裂が発生し、全周に及ぶという

事故は全く経験されていないため、その応力レベルは一応安全性の目安になると考えられるので、ここではまず、シリーズ小口径の代表として、K 84 EF 形機関のカバーの応力特性を吟味し、K 98 FF カバーとの構造上の相違および大きさの違いが与える応力レベルへの影響を検討する。

図4.2は、有限要素法解析によって計算した K84EF 形カバーの応力分布を示す。縦のハッチングを施した部分は爆発力による変動応力を表わし、太い線は熱応力を表わす。K 98 FF 形カバーの応力分布と対比させてその特徴をあげるとつぎのとおりである。

- (1) 熱応力の分布については、両カバーともその分布状態はおおむね類似している。
- (2) 爆発応力については、その応力分布の形状はかなり相違している。

以下、説明の簡略化をはかるため、K 98 FF 形カバーをA形カバー、K 84 EF 形カバーをB形カバーと称する。図4.3にA形カバーとB形カバーの応力分布の特徴をまとめて示す。B形カバーにおいては、冷却室側表面に作用する爆発力による経線方向引張応力および円周方向の引張応力が緩和され、部分的には、圧縮応力に転じていることが大きな特徴であるといえる。このことは、A形カバーのき裂発生の主因となった冷却室側表面の経線方向の引張応力は、B形カバーの構造を採用すれば大きく緩和できることを示唆しているこの理由としては、A形カバーにおいては図4.6に示すように、燃焼室壁の爆発力による変位は中央部において著しいのに対し、B形カバーでは対応する部分を

図4.2 応力分布 kg/mm^2

図4.3 応力分布比較

剛性の大きな円錐状外壁によって強固に拘束しており外壁の拘束が全体として燃焼室壁に圧縮力を加えると同時に、冷却水側表面に圧縮応力を生ぜしめる方向に曲げモーメントを付加していることがあげられる。

応力分布の形態については以上述べてきたとおりであるが、いま仮りに、B形カバーを相似的に本大形機関用に拡大した場合、その応力レベルをB形カバーの計算値を元にして単純な推定を試みる。

まず、爆発応力について考えると、幾何学的な形状が相似であれば応力レベルは爆発圧力に比例する。A形カバーでき裂の主因となった冷却室側表面における経線方向応力に注目してみると、B形カバーの最大値は 4 kg/mm^2 であるから、これに爆発圧力の相違を入れて修正すると、 4.4 kg/mm^2 となり、A形カバーの冷却室側表面の経線方向の最大応力 7.8 kg/mm^2 と比べると、著しくそのレベルは低いと予想される。

つぎに熱応力についても、つぎのような仮定のもとに推定すれば約25%増加すると見込まれる。

- (1) 燃焼室壁への熱伝達を考える際のサイクル平均ガス温度は、両者とも熱力学的には相似サイクルであるので同一である。
- (2) ガス側熱伝達率については、Pflaum の考え方によるものとする⁽⁶⁾。
- (3) 熱応力は壁両表面間の温度差におおむね比例するものとする。

熱応力が25%増加したとしても、問題の冷却水側表面の経線方向最大応力は 36 kg/mm^2 程度であり、A形構造カバーの対応する応力 47 kg/mm^2 と比較すると、かなり低いレベルであるといえる。

4.2 カバー各部の剛性および拘束条件の影響

前節の結果からB形カバーに相似の構造をとることにより爆発応力、熱応力ともに現設計のものより格段

にそのレベルを低下させることができることがわかったが、それでもなおシリンダ口径の影響、過給度の影響からして、K 84 EF 形の応力レベルよりも高くなることは必至である。そこで、カバー各部の剛性および拘束条件が応力に及ぼす影響について、以下特に燃焼室壁部材の応力発生のおおむねを考慮するうえで一般性のある点について2, 3述べる。

(1) 燃焼室壁肉厚

燃焼室壁の肉厚を種々変えた場合につき、有限要素法解析によって求めた応力分布を図4.4に示す。

この計算における温度分布の推定については、両表面の局部的熱伝達率は肉厚によらず一定と仮定し、あとは前節で述べたと同様の方法によった。

図4.4より明かなように、熱応力は経線方向応力、円周方向応力とも、肉厚減少とともに大幅に低下し、特に経線方向応力の場合、冷却水側、燃焼室側とも周囲の条件には無関係にその大きさはほぼ壁厚に比例するとみられる。爆発応力は壁厚の減少とともに増加しているが、問題の経線方向応力に比して、肉厚減少に伴う円周方向応力の増大のほうがやや大きい。き裂発生位置近傍における各種応力の肉厚減少による変化をまとめて図4.5に示した。一方、応力分布状態についてみると、熱応力、爆発応力とも肉厚減少とともにピークが下方へ移動し、これらの相乗作用による疲れの危険位置が下方へ移動することがわかる。

(2) シリンダカバー頂板剛性

頂板剛性が燃焼室壁応力に及ぼす影響を吟味するために、一つの極端な場合として、頂板が剛性を持たな

図4.4 燃 焼 室 壁 肉 厚 の 影 響

い場合、すなわち、燃焼室壁と頂板の結合を切り離れた状態について、シリンダカバーの変形および応力を有限要素法解析によって求めた。その結果を図4.6、図4.7に示す。

(イ) 熱変形および熱応力

まず、熱変形を頂板拘束のある場合とない場合について比較してみると、燃焼室壁の熱膨張による頂部垂直方向の変位および燃焼室壁の半径方向変位が頂板によって拘束されていることがわかる。燃焼室壁の垂直方向変位が拘束される結果、全体として圧縮応力が作用し、それに伴って図4.6に示すような曲げモーメントが局所的に作用する。その結果、燃焼室冷却水側表

面のき裂発生点近傍での経線方向応力が緩和される効果のあることがわかる。この効果は図4.7に示す応力分布からも明らかである。つぎに円周方向の熱応力についても同様に、頂板によって燃焼室壁半径方向の変位が拘束されるため、冷却水側表面の引張応力は緩和

図4.5 燃焼室壁肉厚と応力との関係

図4.6 頂板の拘束のある場合とない場合の変形線図

図4.7 頂板の拘束の影響

されていることがわかる。

(4) 爆発力による変形および応力

つぎに爆発力による変形を比較してみると、熱変形の場合と同様に、頂板は燃焼室壁の垂直方向変位を拘束すると同時に、燃焼室頂部の半径方向変位を拘束する効果を有しているため、燃焼室壁の変形が小さくなっていることがわかる。また、応力分布についてみると、上述の変形状態に対応して冷却水側表面の経線方向、円周方向ともに引張応力が頂板拘束によって減少している。

以上のように、頂板拘束は冷却水側表面の熱および爆発による引張応力を大きく緩和する効果があるが、他面、燃焼室側表面の圧縮応力を増大する方向にも作用するというのも無視するわけにはいかない。

燃焼室側は圧縮応力、冷却水側は引張応力であるから、応力 0 の中立面が壁内に存在するはずで、冷却水側から起こる引張応力によるき裂事故をなくす手段として、なんらかの方法で燃焼室壁に拘束を与えて、この中立面を冷却水側に移動させることができれば、ガス側の圧縮応力は増すが、冷却水側の引張応力は減少することになる。

4.3 新設計カバーの応力特性

図 4.8 はこれまでに述べてきた調査結果検討結果を

図4.8 新設計カバーと旧設計カバーとの比較

もとに生まれた新設計のカバーである。このカバーは上下二つに分割された構造となっている。上部、下部とも材質は耐熱鋳鋼である。

上部カバーについてその構造上の特徴を列記してみるとつぎのとおりである。

- (1) 形状は基本的には K 84 EF 形カバーと相似である。
- (2) 頂板の肉厚を 70 mm から 110 mm に増加させて頂板の剛性を旧カバーよりも増大させている。これは B 形カバーを比例的に拡大した場合の肉厚と比べても大きい。
- (3) さらに、カバーの外壁の肉厚も増加させて、燃焼室壁の変形に強固な拘束を与えている。
- (4) 燃焼室壁肉厚については旧設計カバーでは、65

mm であったものを、もっとも薄い所では 35 mm にまで減少させている。

- (5) 燃焼室壁と排気弁用内筒とのなす角部の曲率半径を大きくして、燃焼室側の応力集中を避けている。

このように改造された新設計カバーについて、その応力状態を有限要素法により解析し、4・1 および 4・2 で検討した観点からその応力特性を考察する。

図 4.9 に拘束条件、温度条件、外力条件および分割要領を示す。温度分布は 4・1 で行なったと同様の方法によって推定した。図 4.10 に計算結果より得られた応力分布を示す。

その応力分布はマクロ的にみれば、B 形カバーの応力分布にきわめて類似している。(図 4.3 参照) 細部についてみると、若干の違いがある。特に目につく相違点としては、問題の冷却室側表面の経線方向応力がある。B 形カバーでは、この冷却室側表面の経線方向応力は、引張応力の作用している範囲のほうが圧縮応力となっている範囲に比べて大きい。新設計カバー(以下 C 形カバーと呼ぶ)ではこの関係は逆で、圧縮応力の作用している範囲のほうが多く、引張応力となっている表面はごく狭い範囲に限られている。これは外周からの拘束程度の相違によるものと思われる。

つぎに応力レベルについてみると、熱応力、爆発応力ともに減少しているが、特に爆発応力の減少は著しく、A 形カバーと比べて約 1/3 となっている。この応力レベルは B 形構造のカバーと完全に相似なカバーとした場合の応力レベルの推定値と比べても相当に低い。これは C 形カバーでは、B 形カバーと類似の構造としたうえでさらに、頂板剛性を増やしたり、外壁の肉厚を増加させるなどの配慮を払っているためであることは論をまたない。

計算で得られた応力値を確認するとともに、弁座近傍での応力集中度を検討するために、新カバーに対しても水压テストを実施した。その結果、実測値と計算値がよく一致していることが再び確認された。また、弁座と燃焼室壁との接合部は応力レベルの低いところに位置しているため、この位置での計測応力は応力集中を伴うにもかかわらず、他の応力値が最大となる位置での応力に比較して、経線方向応力、円周方向応力ともその約 50% に過ぎない。

新カバーの応力レベルを第 3 章で行なったと同様に、最大応力位置の経線方向の熱応力、爆発応力をそれぞれ平均応力と応力振幅で表示して図 3.10 に示した。疲れ限度線と比較してみると、B 形カバーなみの応力レベルであるといえる。なお、B & W 社において

行なわれた殻理論により計算された値も同図に併記する。

き裂発生の原因となった冷却室側表面の応力レベルの低下にカバー各部の形状が寄与している度合を図4.11に定量的に示す。

C-1は外壁の肉厚を点線で示すように減少させた場合、C-2は頂板の肉厚を減少させた場合、C-3は燃焼室壁肉厚を10mmだけ増加させた場合である。

頂板および外壁による拘束はともに熱応力、爆発応力をかなり低下させている。また、燃焼室壁肉を増加させた場合についてみると、爆発応力は冷却水側、燃焼室側とも、全体に圧縮応力が減じているため冷却水側表面の引張応力は、予期に反して逆に若干増加している。これは頂板および外壁の拘束によって付加される拘束力および面外モーメントが、燃焼室壁の応力におよぼす効果が相対的に低下したためであろう。

最後に、本シリンダカバーの応力状態の改良のために行なった解析の過程で得られた結果のうち、今後、参考になるとと思われる点を以下にとりまとめておく。

- (1) 燃焼室側、冷却室側ともに作動時の応力のうち

で爆発応力に比し、熱応力が圧倒的に大きく、その最大値は降伏点を越えるものがある。

- (2) 本文では触れていないが、初期締付けによる応力は、熱応力の数十分の一程度であり、事実上無視してよい。

- (3) 熱応力分布の形状は燃焼室形状の相違に鈍

感で、燃焼室側表面では経線方向、円周方向応力とも圧縮応力、冷却室側表面では両方向応力とも引張応力となっており、その大きさは主として壁厚により定まるとみられる。

- (4) 逆に爆発応力のほうは受圧部の形状およびそれを拘束する外壁の拘束条件、頂板の拘束条件によ

図 4.9 計 算 条 件

って応力分布の形状は敏感に変化する。

- (5) 熱応力と爆発応力の最大応力位置が経線方向についても円周方向応力についても往々にして一致している場合がある。この場合は、両者の位置をずらす改善策が考えられる。また、各種弁座の設

図 4.10 有限要素法による計算結果

置箇所についてはその部分の応力レベルを考慮のうえ決定すべきである。

- (6) シリンダカバー頂板の剛性が高いと、燃焼室壁に対し軸方向圧縮力および曲げモーメントを及ぼす効果があるので、燃焼室壁冷却室側の引張応力の緩和に役立つ。特に経線方向の熱引張応力、爆

図4.11 各部形状の影響

発引張応力を緩和する。

- (7) 新カバーの構造では、円錐状外壁の剛性は燃焼室壁の変形に対して有効な拘束となっているので、冷却室側表面の熱引張応力の経線方向成分、円周方向成分を大きく緩和させる効果がある。
- (8) 燃焼室肉厚による応力状態の変化は熱応力において顕著である。爆発応力については、肉厚を増加した場合でも形状および拘束条件いかによって、むしろ、応力レベルが若干ながら増加することもある。

5. あとがき

以上、大形船用ディーゼル機関のシリンダカバーに

発生したき裂事故につきいろいろの観点よりその原因を調査検討し、このき裂発生は、高サイクル疲労であると判断された。そこで、カバー構造の相違、カバー各部の拘束をかえた場合について発生する応力状態を熱応力と爆発応力とに分けて検討し、それに基づいて設計された新形カバーについてその応力特性を評価し、応力状態の改善を確認した。また、検討の過程を通じて、有限要素法による解析の有用性が確認され、同時に、カバー各部の拘束が応力状態に及ぼす影響を明確には握ることができた。

以上は特定機関のカバーについてであるが、得られた結果が類似構造のカバーを設計する際の一助にでもなれば幸いである。

なお、ここではき裂発生の原因となった冷却水側表面の応力状態を中心に述べたが、これまでいくつか指摘されているようにシリンダカバーのき裂は、燃焼室側から発生する場合も多いので、燃焼室側表面の熱ひずみの繰返しによる破損に対しては、当然、配慮を払う必要のあることを指摘しておく。

おわりに、本研究において種々討論をともししたB & W社、実船計測などにご協力いただいたノルウェー国 Bergesen D. Y 社に誌上をかりてお礼申しあげるとともに、調査、検討、解析を通じて常に有益な助言と示唆をいただいた、三井造船技術本部佐伯庄吾博士をはじめ、本研究の一部を実施された三井造船技術本部岩城嵩、中島克人、疋田美矩の各氏に誌上をかりて謝意を表わすしだいである。

文 献

- (1) 山田：内燃機関 Vol. 9, No. 98, 1970, 6, p. 14~15.
- (2) SR 100 部会報告書：日本造船研究協会 SR 100 部会43年度研究報告書
- (3) 日本機械学会編：金属材料疲れ強さの設計資料 (1961)
- (4) 川田：金属疲労と設計 (1959)
- (5) S. S. Manson: Experimental mechanics, July, 1965, p. 193
- (6) F. Schmidt: CIMAC 1962, p. 541~544