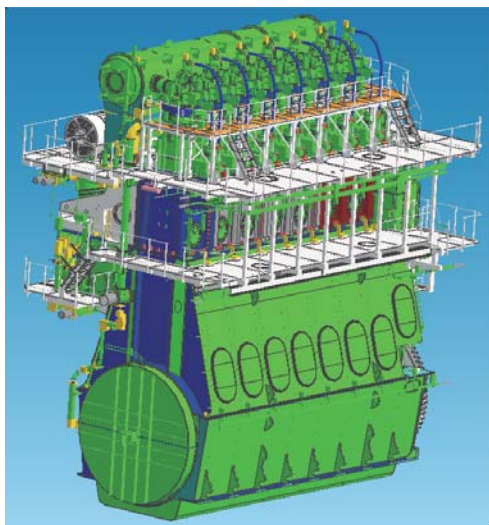


次世代超ロングストローク機関「G型エンジン」の開発

Development of “G-type” Ultra Super Long-Stroke Engine



怡土 弘典 Kosuke Ito □
 寄口 征彦 Masahiko Yoriguchi □
 小林 達也 Tatsuya Kobayashi □
 元田 隆光 Takamitsu Motoda □

あ ら ま し

地球温暖化の原因である温室効果ガスの排出は、世界規模での経済活動の活発化により年々増加傾向にあるが、世界の環境保護の観点からその削減が求められている。これは海運業界に対しても同様であり、具体的には船舶航行の際に船舶から排出されるCO₂の排出規制が始まった。よって、船用ディーゼルエンジンにおいては、CO₂削減として燃料消費率の低減が求められている。

日立造船は、この要求に応えるべく、ライセンスと共に新型機関を開発し、日本で初めてとなるG型エンジンを製造した。本稿では、その設計の概要、実機による評価および当社での7G80ME-C9.2機関の陸上運転結果を報告する。

Abstract

Greenhouse gas emissions, the major cause of global warming, are increasing annually with the increase in global-scale economic activities. To protect the environment, industries are strongly encouraged to reduce them. This recommendation also applies to the shipping industry, and greenhouse gas emission control for navigating ships has been introduced. In the case of marine diesel engines, reduction of fuel oil consumption is required in order to reduce carbon dioxide by-products.

In response to these demands, we have developed the novel “G-type” engine together with MAN Diesel & Turbo. This engine is the first of its kind in Japan. This paper describes the developmental background and design concept of the G-type engine, and summarizes the results of a shop test performed using this engine.

1. はじめに

温室効果ガス (Green House Gas : GHG) の削減がますます重要視される昨今、船用機器業界においても国際海事機関 (International Maritime Organization : IMO) にて国際海運に対するCO₂排出規制が始まった。

CO₂の排出量を規定した京都議定書では、CO₂の全体排出量を設定し、それ以上の排出を禁止する総量規制を採用している。しかし、海上輸送量は国際経済の成長具合により変動することから、国際海運において単純

な総量規制を適用することは適切でなかった。そこで、国際海運において個々の船舶のCO₂排出量をエネルギー効率と考え、そのエネルギー効率を数値で評価する手法を採用した。

このエネルギー効率指標の考え方は次の通りである。

$$\text{効率指標} = \frac{\text{環境コスト}}{\text{社会に与える便益}} \dots(1)$$

式(1)で、環境コストを個々の船舶から排出されるCO₂排出量 (g)、社会に与える便益を輸送量 (貨物量 (トン) × 航行距離 (マイル)) とし、規定されたある一定の条件下において、1トンの貨物を1マイル運ぶ際に排出さ

れるCO₂グラム数として定義される。この値は、当該船舶が有するエネルギー効率のポテンシャルを表す指標としてみなすことが可能であり、例えて言えば自動車のカタログ燃費に相当する。^[1]

このエネルギー効率設計指標をEnergy Efficiency Design Index : EEDIと規定した。EEDIの計算式は次の通りである。

$$EEDI = \frac{\text{機関出力} \times \text{燃料消費率} \times \text{CO}_2\text{換算係数}}{\text{DWT} \times \text{速力}} \dots(2)$$

CO₂の排出量は燃料消費量と比例関係にあるため、式(2)ではCO₂排出量を燃料消費率で評価することとしている。燃料消費率以外の因子(機関出力、DWTおよび速力)はいずれも船舶のデザインで決まるものである。従って主機メーカーとしては、燃料消費率の低減が求められている。

EEDI規制値は船種ごとに計算された過去10年間(1999-2008年)のEEDI平均値(DWTの指数関数として表されるEEDIの平均線でリファレンスラインと呼ばれる)に一定の削減率を考慮した値として、以下の式で与えられる^[1]。

$$EEDI\text{規制値} = a \times \text{DWT}^b \dots(3)$$

式(3)のDWTは船舶の積載量で、係数a、bは船種により異なる。表1に船種ごとの係数を示す。

表1 EEDI規制値係数一覧

船種	a	b
ばら積貨物船	961.79	0.477
ガスキャリア	1120.00	0.456
タンカー	1218.80	0.488
コンテナ船	174.22	0.201
一般貨物船	107.48	0.216
冷凍運搬船	227.01	0.244
兼用船	1219.00	0.488

またこのEEDI規制値は、2013年1月1日以降に建造契約が結ばれる船舶に対して適用されることとなった。

そしてEEDI規制値は、建造契約日と完工日に応じて段階的に厳しい値となることが決定しており(Phase0 ~

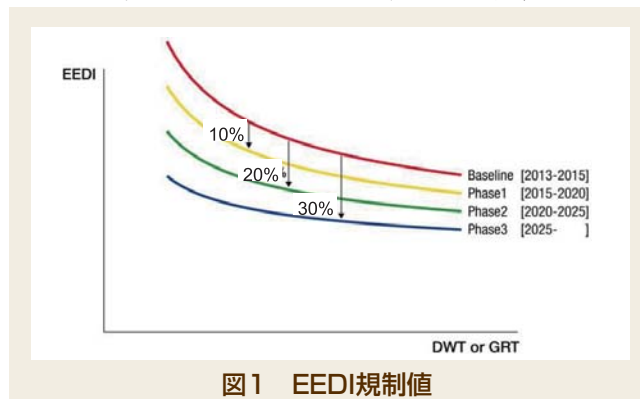


図1 EEDI規制値

Phase3)、2025年1月1日から適用されるPhase3においては削減率30%の適用が予定されている。図1に建造契約日と適用されるPhaseの関係を示す。^[1]

またEEDI規制値は、船舶の種類および積載重量(DWT)によってもその削減率を規定している。

2. G型エンジンの開発

2.1 プロペラ径とプロペラ効率の関係

一般に、プロペラ径を大きくするとプロペラの展開面積比を小さく出来るため、プロペラ効率が良くなる。またこれは、機関出力の低減にも繋がる。一方、プロペラ径を大きくする場合、同一機関サイズで同等の出力にするためには、機関回転数を下げる必要がある。従って、主機関の低回転化は、プロペラ効率を上げることが可能にし、結果として、船舶全体としての燃料消費量およびCO₂排出量の削減に繋がる。

2.2 プロペラカーブと船速の関係

図2に機関出力、回転数および船速の関係を表したグラフを示す。横軸がエンジン回転数、縦軸が推進出力を示す。

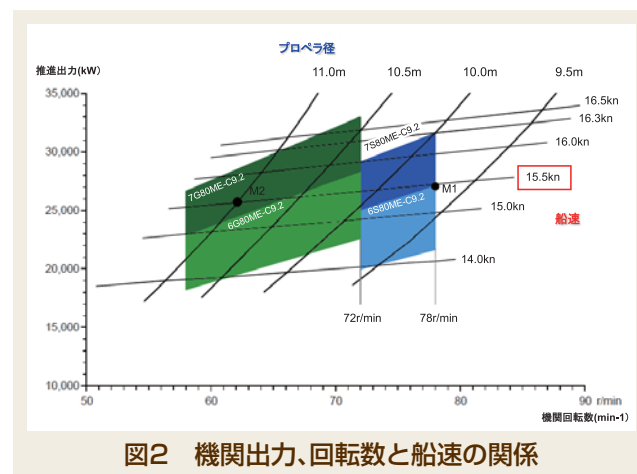


図2 機関出力、回転数と船速の関係

四角で色分けしている領域が機関形式ごとの出力可能な範囲である。青色系で塗っている範囲が従来機関であるS型エンジンで選定可能な範囲、緑色系で塗っている範囲がG型エンジンで選定可能な範囲である。S型エンジンに比べ、G型エンジンの選定範囲が低回転側にあることが分かる。

また水平方向に引かれた線が同一船速カーブで、上下方向の斜めに引かれた線がプロペラ径の違いによるプロペラカーブである。機関出力が上がるほど船速は上がり、プロペラ径が大きくなるほど回転数が下がることが分かる。同じ船速においても、プロペラ径が異なると必要な機関出力と回転数が異なり、これにより機関の選定も違ってくる。

一例として、図2にて船速15.5knot(図2グラフ中の赤枠)の場合での機関選定による燃料消費量の違いを説明する。M1点として27,060kW×78.0min⁻¹を、M2点として25,370kW×62.0min⁻¹を選定する。この時、M1点の機関として6S80ME-C9.2を、M2点の機関として7G80ME-C9.2をそれぞれ選定する。機関の最大燃焼圧

力、平均有効圧力は選定した機種、シリンダ数、機関出力および回転数により異なり、これらの違いは燃料消費率に影響する。

図3にM1点とM2点での一日あたりの燃料消費量の違いを示す。青色の棒グラフがM1点を、緑色がM2点の場合の燃料消費量を示す。これから7G80ME-C9.2を選定することで燃料消費量を約8.6%低減させることが出来る。

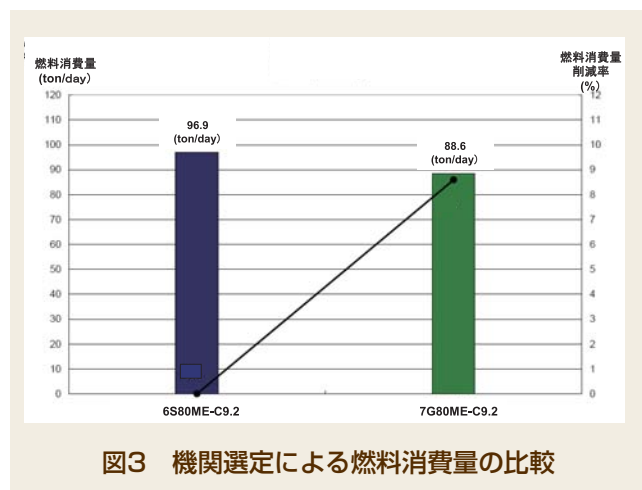


図3 機関選定による燃料消費量の比較

2.3 G型エンジンの製造 2.1および2.2項で説明したようにプロペラの低回転化はプロペラ効率の改善、機関出力の低減を可能にするので、燃料消費量を減らすための有効な手段である。G型エンジンはこれを実現させるべく新たに開発された。当社では、日本で初となるG型エンジンを製造した。その主機関要目を表2に、初号機の写真を図4に示す。

表2 主機関要目

項目	単位	内容
機関型式		7G80ME-C9.2
出力	kW	26,570
回転数	min ⁻¹	72.0
最大燃焼圧	MPa _g	18.5
平均有効圧	MPa _g	1.69



図4 7G80ME-C9.2初号機

2.4 G型エンジンの特徴 表3にピストンボアサイズ800mmにおける従来機関とG型エンジンの主要目比較表を示す。

表3 S80/G80機関主要目比較

	unit	S80ME-C8.2	S80ME-C9.2	G80ME-C9.2
Bore	mm	800	800	800
Stroke	mm	3,200	3,450	3,720
S/B ratio		4.00	4.31	4.65
Power	kW/cyl.	4,500	4,510	4,450
Speed	rpm	84	78	68
MEP	bar	20	20	21
MPS	m/s	9.0	9.0	8.9
Length(7cyl)	mm	12,855	11,434	12,135
Specific weight (7cyl)	kW/ton	32.9	33.8	29.5
SFOC	g/kWh	168	168	166

同じシリンダ径で1シリンダあたりの機関出力を上げるには、ピストンストロークを長くする必要がある。これまで、時代と共に船舶の大形化に伴い機関の大出力化が求められ、ピストンのロングストローク化が進んでいった。

MAN Diesel & Turbo社では、以下のように機関タイプをストローク長で区分けしている。

K型エンジン：Short ストローク

L型エンジン：Long ストローク

S型エンジン：Super Long ストローク

一般的に機関のストローク長さを評価する数値として、ストローク/ボア比を用いる。これまでの機関では、ストローク長が最大となるS型エンジンでもこのストローク/ボア比は4.0が最大であったが、今回のG型エンジンはこれを上回る4.65 (800mmボア機関の場合) である。一方で、低回転化を実現していることから、ピストン速度は従来機関と同レベルの8.9m/sとなっている。

また1シリンダあたりの機関出力においても、従来機関の4.4%増の4,710kWを出力することが出来、その結果、平均有効圧もMAN Diesel & Turbo社として最大となる21barを実現している。

また通常、最大燃焼圧/平均有効圧比の増加と燃料消費率の低減は比例関係にあり、今回のG型エンジンでは、最大燃焼圧を185barまで上げることで燃料消費率の低減が可能になった。

このように、今回開発したG型エンジンはこれまでに類を見ないロングストロークエンジンならびに1シリンダあたりの機関出力アップを実現しつつ、従来機関と同等のピストン速度に抑えることで、機関の信頼性も満足している。

2.5 G型エンジンにおける最新デザイン G型エンジンの設計は、これまで実績のあるデザインを基本としているが、最大燃焼圧力の上昇や更なる効率化のためにデザインの改善を行なっている。図5に機関断面と各部の名称を示す。

2.5.1 クロスヘッド軸受 船舶の低速2ストロークディーゼルエンジンは、1気筒あたりの出力を稼ぐためにピストンストロークが非常に長い。そのため、ピストンに棒 (ピストンロッド) を設け、その下端部で接合棒とピ

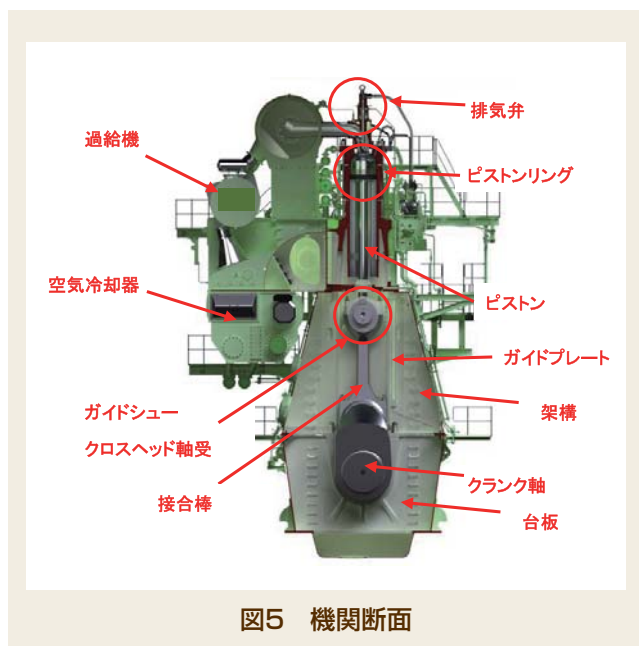


図5 機関断面

ン結合している^[2]。これをクロスヘッド型機関という。クロスヘッド機関の場合、クロスヘッド軸受が燃焼圧力を受ける。G型エンジンでは、最大燃焼圧力がこれまでのS型エンジンより高く185barである。その燃焼圧力の増加に対応するために、クロスヘッド軸受の形状を見直した。図6にクロスヘッド軸受形状を示す。

左側が従来デザインで右側は今回新たに採用したデザインである。従来デザインでは、軸受下面中央部に軸受に油を供給するための溝を設けていたが、新デザインでは、軸受荷重面積を広く取り面圧を減らすために、この溝を廃止した。また、潤滑油の拡散性を向上させるために、軸受の円周方向に設けている2本の溝の位置を見直した。

一方で、潤滑性をこれまでと同等に維持するために、左右両方向から潤滑油を供給するように変更した。

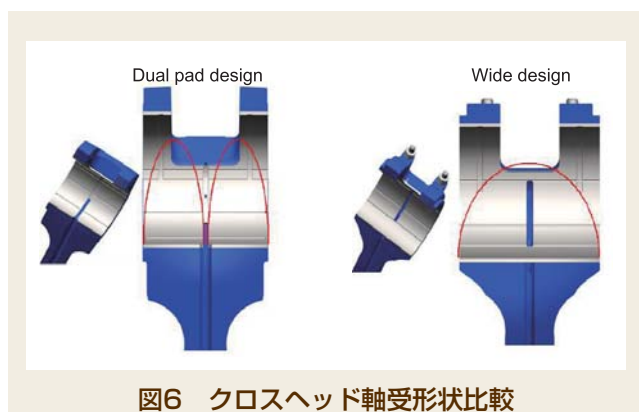


図6 クロスヘッド軸受形状比較

これらの軸受における軸受面圧および油膜厚さに関してCFD解析した結果を図7に示す。

上段に油膜圧力、下段に油膜厚さを示す（左側が従来デザイン、右側が新デザイン）。

従来デザインの場合、中央溝周りの油膜圧力が高くなっているが、溝を廃止することでそれを均等に出来た。また、油膜厚さも新デザインにより全体的に厚くなった。

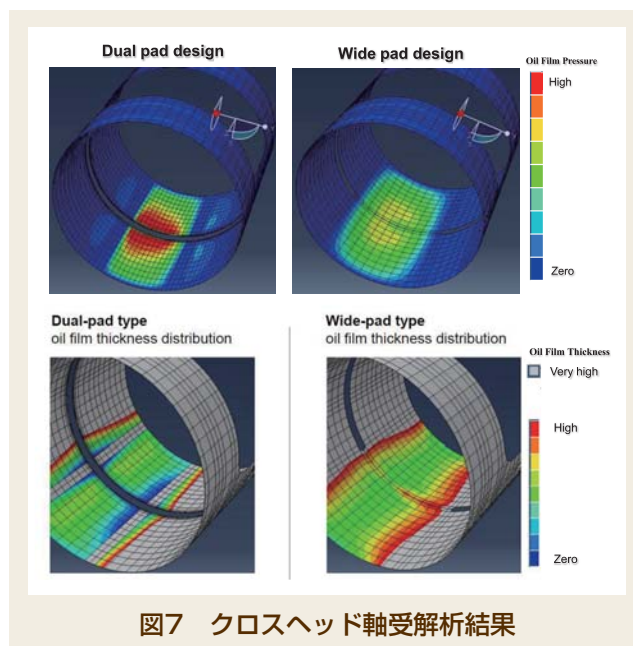


図7 クロスヘッド軸受解析結果

2.5.2 低摩擦型ガイドシュー クロスヘッドピンは、摺動面にホワイトメタルが内張りされたガイドシューが取り付けられている。ガイドシューがガイドプレートに沿って、上下運動すると共に、接合棒の傾きにより、水平方向の力（ガイドフォース）を受けている。

G型エンジンでは、機械的損失を減らすために、低摩擦型ガイドシューを採用した。具体的には、従来デザインに比べ、ガイドシューの幅と高さをそれぞれ小さくした。これにより、従来デザインに比べ、約20%の摩擦損失を低下させた。図8に両デザインの比較を示す。

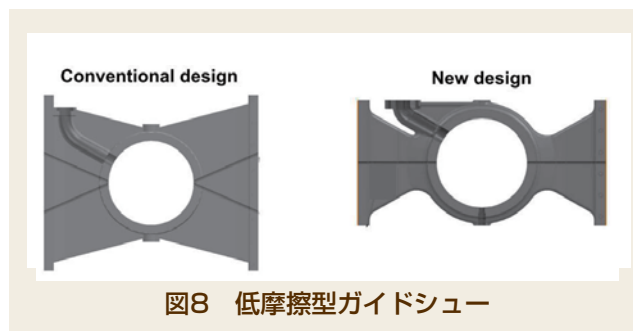


図8 低摩擦型ガイドシュー

2.5.3 ピストンリング 当社で建造した7G80 ME-C9.2機関では、MAN Diesel & Turbo社最新のピストンリング仕様を適用した。最新のピストンリング仕様は、これまでの4本リングから3本リングとしている。また合口形状はこれまでトップリングに適用していたガスタイトタイプを3本全てに適用した。図9に本仕様を示す。

ピストンリング摺動面は、なじみを持たせるためのAlコーティングと耐磨耗性を上げるためにCermetコーティングの2層溶射とし、ピストンリング下面には、リング下面の磨耗対策として、クロムメッキを施している。

新型の3本リングは、全段ガスタイトリングを採用しているため、これまでの4本リングに比べ、ピストンリングによるシール性が上がっている。シール性をあげることで、燃焼ガス残渣がピストンリング間のピストンリングランド

	合口形状	摺動面 ガス逃がし溝	摺動面 コーティング	下面 コーティング
1st リング	ガスタイト	3本	Al+Cermet	Crメッキ
2nd リング	ガスタイト	1本	Al+Cermet	Crメッキ
3rd リング	ガスタイト	—	Al+Cermet	—

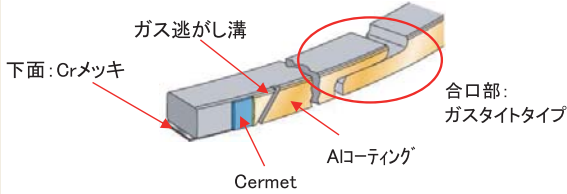


図9 G80機関ピストンリング仕様

へ進入することを防ぐことができる。ピストンリングランドへの燃焼ガス残渣進入は、ピストンリングの動きを阻害する要因となり、リングコンディションを悪化させる可能性がある。シール性を評価する方法として、3本リングと4本リングでのブローバイガスを比較した。その結果を図10に示す。ブローバイガスとは、ピストンリング合口部および摺動面から漏れる燃焼ガスのことで、ピストンリングの合口形状やリング摺動面にあるガス逃がし溝の数や大きさによってその漏れ量が異なってくる。通常ガスタイトリングの場合、合口部からのガス漏れが出来ない代わりに摺動面にガス逃がし溝を設けている。今回3本リングのガスタイトリングは、逃がし溝の数を4本リングの時より減らしている。図10で分かるように、クランク角度の全域において、4本リングに比べ、3本リングの方がブローバイガスが少ないことが分かる。

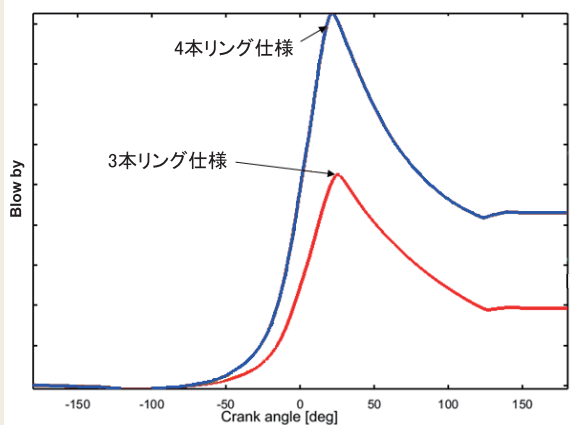


図10 リング仕様によるブローバイ量

当社は、海上運転にてリング仕様比較試験を実施した。海上運転後のピストンリング写真を図11に示す。右側が4本リングを使用したピストンクラウンで、左側が3本リングを使用したピストンクラウンである。4本リングではピストンリングランドに残渣が確認できるが、3本リングはシール性が改善されたおかげで、ピストンリングランドでの残渣が存在しない。



3本リング仕様 4本リング仕様

図11 ピストンリング比較試験

2.5.4 Low-force型排気弁 電子制御エンジン用の排気弁は、油圧駆動による衝撃を抑制するために排気弁棒にダンパーを装備させる必要があった。そのため排気弁の開作動時に、ダンパーを固定する排気弁棒ねじ部に大きな応力が発生するため、延性に優れたナイモニックを採用していた。ナイモニックは、レアメタルであることもあり、材料調達の観点からは必ずしも適した材料とは言えず、汎用性のある材料で排気弁棒を製作することが求められていた。

G型エンジンでは、排気弁駆動装置内のダンパー機構を見直し、油圧駆動による衝撃を緩和した。これにより排気弁棒に発生する応力も小さくなり、排気弁棒に装備していたダンパーを廃止できた。これにより、排気弁棒材質も耐熱鋼製 (DuraSpindle型排気弁棒) が採用できるようになった。この新デザインをLow-force型という。

図12に従来型排気弁 (左側) とLow-force型排気弁 (右側) の比較を示す。Low-force型は従来型に比べ、重量はほとんど変わらないが、高さが5%ほど低くなった。

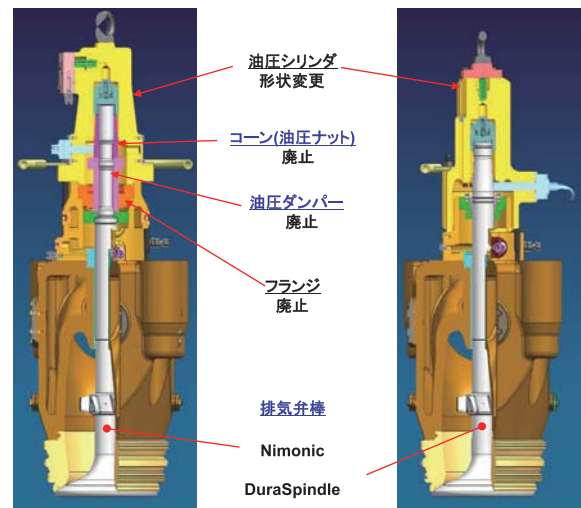


図12 Low-force型排気弁

3. G80 型エンジン試験結果

3.1 燃焼室部材温度計測 図13に燃焼室部材の温度計測結果を示す。通常燃焼室部材の中で焼損しやすい部品は排気弁棒とピストンクラウンである。今回の計測結果で、いずれの部品も従来機関並みの温度であり、かつ設計値を満足する計測結果となった。

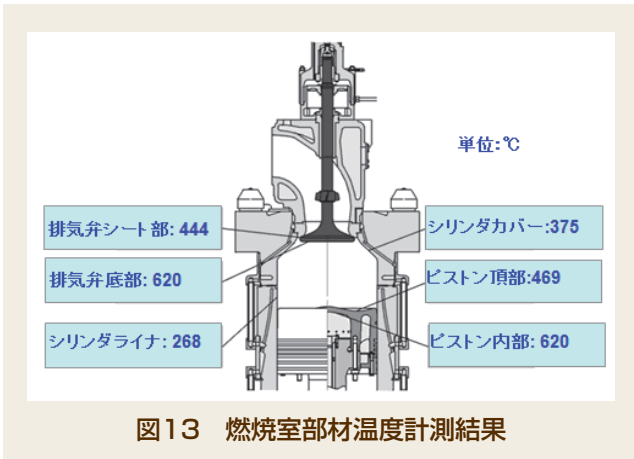


図13 燃焼室部材温度計測結果

3.2 溶接構造物応力測定 船用低速2ストロークディーゼル機関は、クロスヘッド機構のため、ピストンとクランク軸が接合棒を介して連結している。燃焼によって発生する圧力が溶接構造物である台板および架構に伝わる。そこで、シミュレーションを行ない、その結果応力レベルが高い位置で応力計測を行った。図14に台板軸受台部の応力計測結果を、図15に架構溶接部の応力計測結果を示す。

赤線がシミュレーション結果、青線が計測結果を示す。いずれの場所においても、実測値がシミュレーション値とほぼ同等であり、設計想定内であることが確認された。

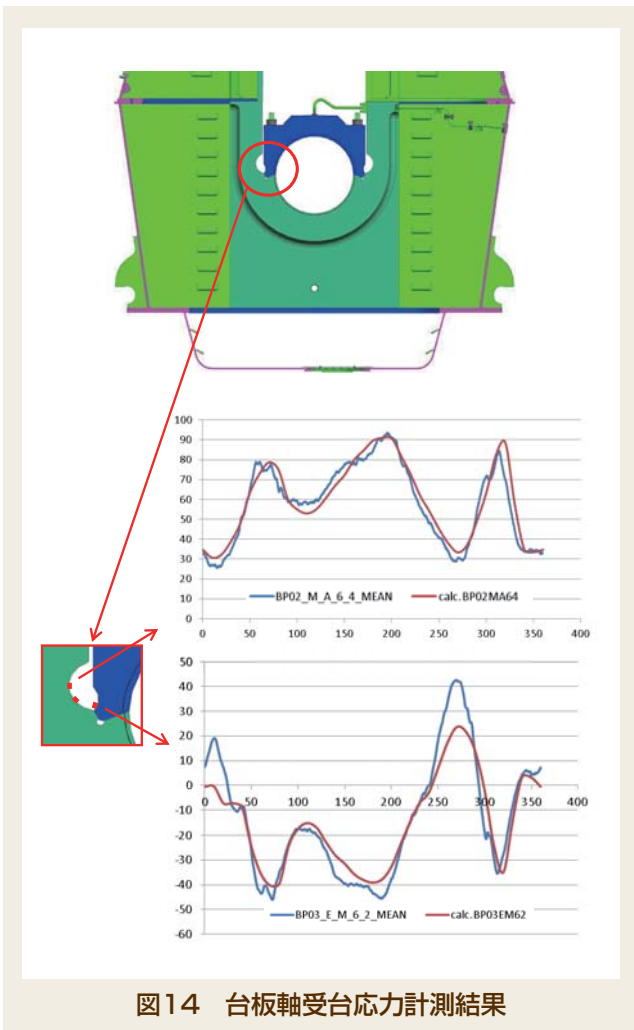


図14 台板軸受台応力計測結果

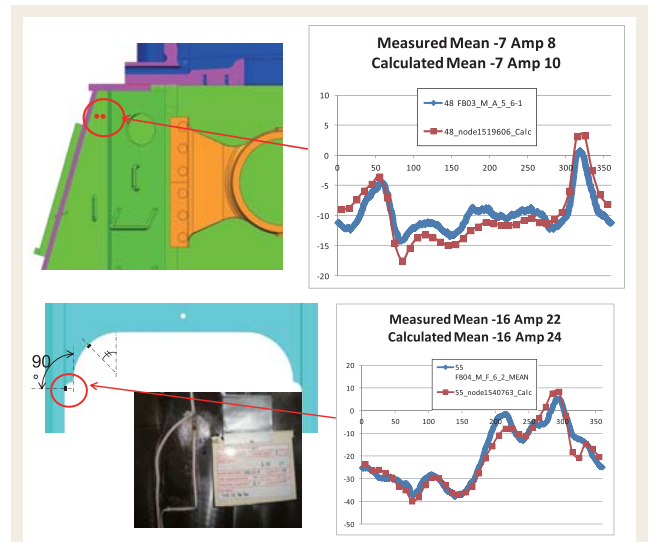


図15 架構溶接部応力計測結果

3.3 機関振動計測 陸上運転にて、主機関の振動計測を実施した。機関振動として、主機関構造物で最も高い位置にあるシリンダフレーム上端部の左右、前後および上下の3方向の計測値を評価した。図16に計測箇所を示す。

G型エンジンはこれまでより最大燃焼圧力も大きくなっているためガイドフォースが大きく、振動への影響が懸念された。

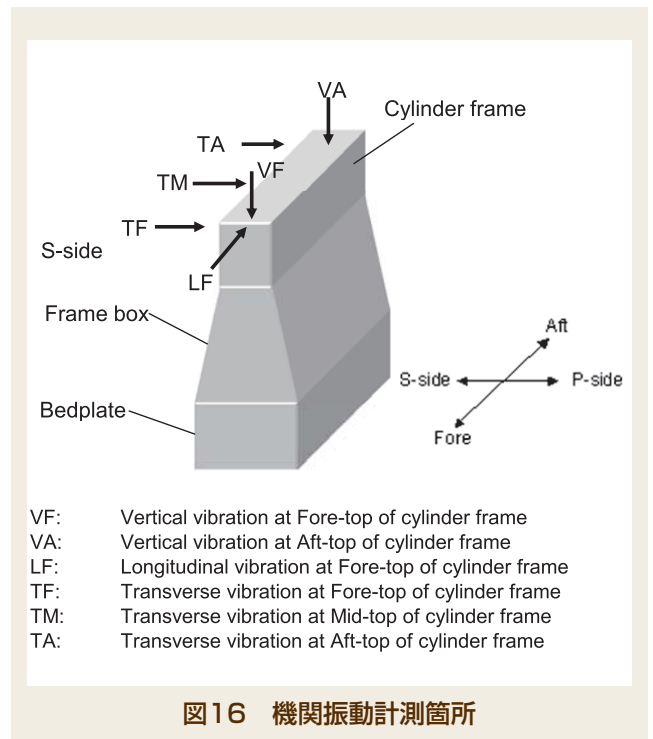


図16 機関振動計測箇所

陸上運転で機関振動を計測した結果、いずれの方向においても許容値内であったことが確認された。図17に機関振動計測結果のうち、最も振動レベルとして高い値を赤点で示す。グラフ内でZone I/IIは許容範囲である。今回計測した結果ではいずれもZone I内に収まっていることが確認された。

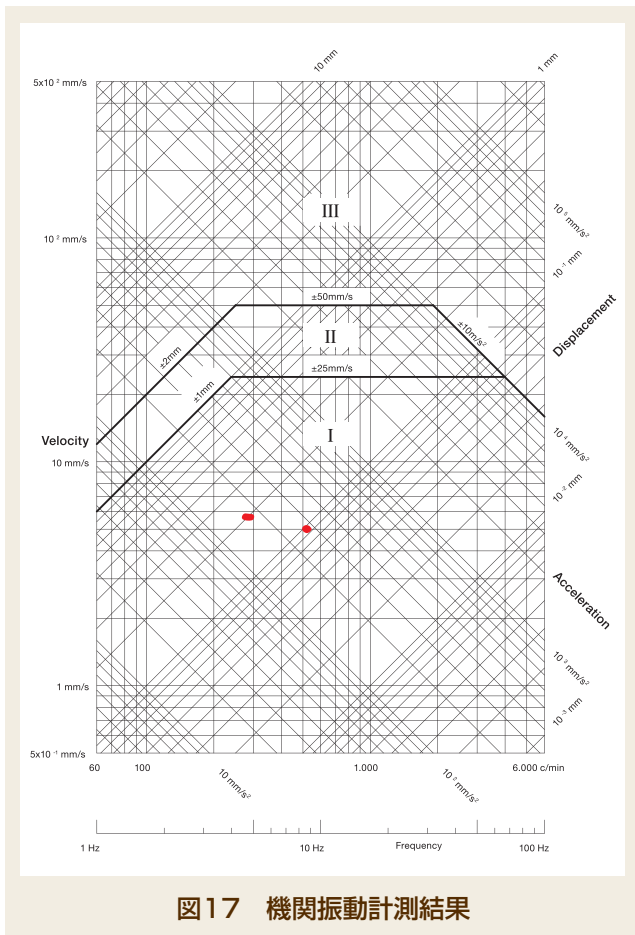


図17 機関振動計測結果

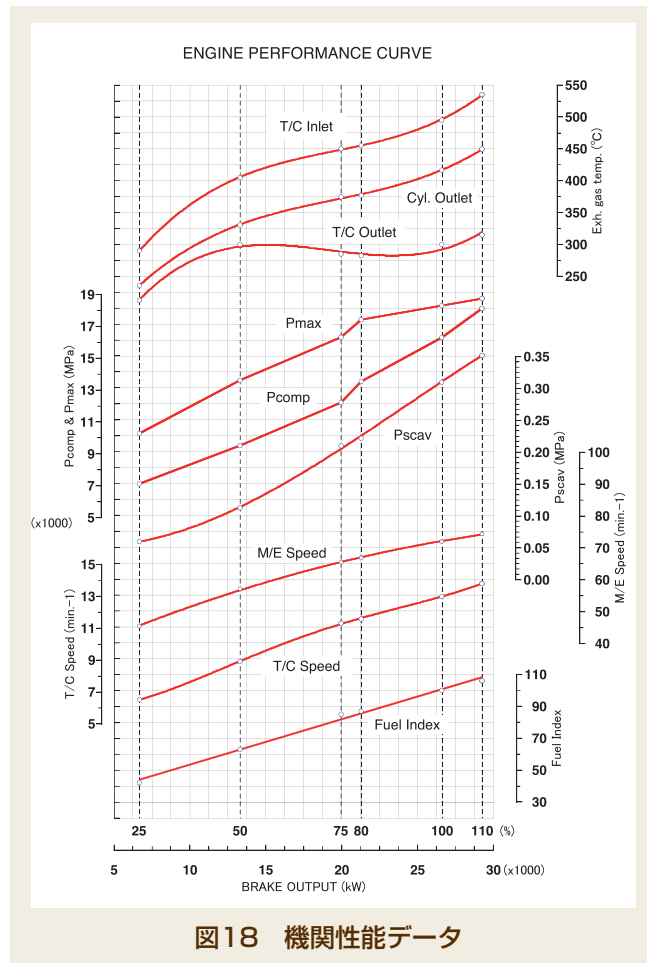


図18 機関性能データ

3.4 機関性能 図18に当社陸上運転での性能計測結果を示す。計画通りの性能を得ることが出来た。また、本機関を搭載する本船には、廃熱回収システムが装備されている。そのため主機関には排ガスの一部を過給機を介さず直接排ガスエコマイザへ供給するバイパス機能を有している。これによりエコマイザーへ入る排ガスを昇温することが出来る。

今回の機関調整において、バイパスするガス量を主機負荷に合わせて調整し、海上運転でも設計値通りであった。

4. 結 言

MAN B&W G型エンジンの日本初号機となる7G80ME-C9.2機関を製造し、各種試験によりその新デザインの信頼性、有効性が確認できた。

CO₂排出を削減する手段として、プロペラの低回転による効率向上の要求を満たす機関として、今後船用マーケットへG型エンジンを売り込んでいきたい。

参考文献

- [1] NK2012技術セミナーテキスト
- [2] 今橋 武、沖野 敏彦：船用ディーゼル機関の基礎と実際，海文堂

【文責者連絡先】

Hitz日立造船(株) 機械・インフラ本部
 機械事業部 原動機ビジネスユニット 設計部
 怡土弘典
 Tel : 0968-78-2179 Fax : 0968-78-7038
 e-mail : ito_k@hitachizosen.co.jp

Hitachi Zosen Corporation
 Machinery & Infrastructure Headquarters
 Machinery division
 Diesel engine business unit Design department
 Kosuke Ito
 Tel : +81-968-78-2179 Fax : +81-968-78-7038
 e-mail : ito_k@hitachizosen.co.jp



怡土 弘典



寄口 征彦



小林 達也



元田 隆光