高出力中速ディーゼル機関の開発*

Mr. J. Gallois**

本稿は、昨年9月25日神戸商船大学、同28日日本船舶倶楽部会議室で開催された本学会月例講演会の講演要旨を、日本鋼管(株)、富士ディーゼル(株)、石川島播磨重工業(株)三社が共同翻訳したものである。

1955年(昭和30年)のはじめ、最初のS. E. M. T. - PIELSTICK 中速ディーゼル機関2台が主機関としてはじめて船にとう載された。この船は2,350トンの貨物船であり主機関はそれぞれ6PCIL形1,500馬力、回転数425 rpmであった。

1957年4月にはV形機関10PCIV形をとう載した最初の船舶が就航した。また、総合出力10,000PS以上をとう載した最初の船舶は12,000トンの貨物船で、3,000PSの12PCIV形機関4台が電磁カップリングを介して2台の減速歯車に結合され、船内電力用の直流発電機をも駆動した。

すでに、1960年から、これらの貨物船はC重油で運航をして、中速ディーゼル機関の各種の利点を実際に示してきた。図1はここ数年間の船用推進機関の生産馬力を示し、このグラフを将来に延長すると蒸気タービンの生産馬力と同じになる。このように、急速に中速機関の生産が伸びた基本的理由は次の二つである。

図1 船用推進機関の生産馬力の推移

* 原稿受付 昭和47年12月19日

** Technical Director of S. E. M. T.

1) 船体の大形化と高速化の傾向が続いており、必然的に大出力の、しかもすえ付面積の小さい推進機関が要求される。

2) 中速機関の長所として、周知のとおり特殊船の推進機関としての要求に応じられること。さらには低速大形ディーゼルと同じC重油をたいても信頼性があること。

図2は1964, 1969, 1970, 1971年に受注された船舶用推進機関の出力範囲別の生産馬力を示し、このグラフから、次の三つのことがいえる。

1) 平均推進馬力が増加したのは30,000~35,000PSを必要とする超大形タンカーおよび60,000~120,000PSを必要とする高速コンテナ船がでてきたためである。

2) 15,000~30,000PSを必要とする船舶の数は目立つほど変わっていない。

3) 30,000PS以上を必要とする船舶には、ほとんど蒸気タービンがとう載されることを考えると、コンテナ船を除けばディーゼル機関の主たるマーケットは5,000~15,000PSの範囲である。

この3)の馬力範囲のうち、10,000~15,000PSには、PC2形機関2台が必要となる。しかし、もし、1

図2 1964, 1969, 1970, 1971年に受注した船用推進機関の出力範囲

台でこの出力範囲をまかなうことができれば、中速機関の利点を生かしたまま、シリンダ数が減少する利点があり、機関の開放時間がシリンダ内径には大きく影響されないことを考えると、重要な意味がある。そこで S. E. M. T. は 10,000～15,000 PS の範囲を 1 台でまかなえる機関を設計した。

図 3 は年々、S. E. M. T. 機関の出力率が増加した経過を示す。出力率とはピストン単位面積当りの出力であり、平均有効圧と平均ピストン速度の積、あるいは、ピストン単位面積当り、単位時間に燃料ポンプより噴射される燃料の量に事実上比例する。その 1970 年の値はピストン面積 100 cm^2 当り 55 PS に達している。この出力率にもとづき、しかも、中速機関の少必要スペース、軽量、安価という長所を保つよう、できるだけシリンダ内径を小さく開発したのが PC 3 形機関 ($480\phi \times 520$) である。その連続最大出力は 950 ps/cyl 、回転数 $428\sim 470\text{ rpm}$ であり、18 シリンダ機関では 17,000 PS 以上だせる。出力率は回転数 470 rpm 、正味平均有効圧 19.3 kg/cm^2 、ピストン速度 8.1 m/s で 52.5 PS である。

出力率を PC 2 形機関の 40 から 52 に高めるためには、新技術の研究開発が必要であった。S. E. M. T. は、これを PC 3 形機関において達成すると共に、平行的に PC 2 形の出力率を PC 3 形機関の値にまで引上げて PC 2-5 形機関を開発し、さらに大出力の PC 4 形機関を下記目的に向って開発した。

- 1) PC 3 形機関よりシリンダ数を少なくして点検保守費を低減する。価格が PC 3 より割高になる可能性はあるが、点検保守費が少ないから運航採算の埋め合わせがつく。
- 2) 機関 2 基により超大形タンカーおよび超高速コンテナ船を推進可能とし、蒸気タービンとの競争を実現する。

これらの開発にあたっては、二つの目標が与えられ

た。一つは機械応力および熱応力の応力レベルを上げることなく性能を改善し、かつ、信頼性を保つ純技術的な面であり、他は機関すえ付けの簡素化、騒音レベル低減による乗組員の居住性の改善、並びに取扱いの容易化による保守費用の減少であった。以下これらを説明する。

I. 機関設計の経過

PC 3 形、4 形機関の開発には PC 1 形機関から PC 2 形機関に至る長い間の経験だけでなく、近代的な研究手法をも導入した。すなわち、

- 1) 電子計算機による機械応力および熱応力等の技術計算の利用。
- 2) 実物、模型あるいは光弾性材料での計測技術の応用。
- 3) 熱応力解析のための静的加熱装置の利用。
- 4) 電氣的シミュレーションによる部品内の温度分布の測定。

PC 3 形機関の設計は 1966 年 1 月から開始され、模型による静的テストは、1967 年に始まった。4 シリンダのテストエンジンは 1967 年 10 月に起動し、年平均約 2,000～3,000 時間の試運転によりまず燃料消費率、燃焼、部品の応力および温度、さらにいろいろの運転条件における部品の摩耗状況を調べて、1968 年末には出力 950 ps/cyl に達した。このとき 12 シリンダ機関を起動したが、この機関の定格出力は安全をみて 850 ps/cyl とし、機関全体の現象、すなわち、運転性能、ねじり振動、騒音レベル、過給機のマッチング、ヒートバランス等の確認を行なって約 1,000 時間運転した。この間も 4 シリンダのテストエンジンは快調に運転をつづけ、1971 年 5 月、実用第 1 号機のか動開始までに 7,000 時間の運転を終ったが、その大部分は 950 PS/cyl であり、一部の時間は $1,000\text{ ps/cyl}$ まで運転した。もちろん、使用燃料油はレッドウッド No. 1、3,500 秒の C 重油で、その原油はベネズエラ産のものであり、バナジウムの含有量は高かった。

このように慎重に開発をすすめ、最初の 2 台の PC 3 形機関の一年間か動後の調査では部品はすべて良好であった。詳細は後に述べる。ディーゼル機関の運転状態を良好に保つために必要な基本的条件は次の 2 点である。

- 1) ピストンの第 1 リング溝の温度を 180°C 以下にすること。
- 2) ピストンが上死点にあるときのトップリング位置に相当するライナ内面

図 3 出力率の推移

温度が 200℃ 以下であること。

これらに加えて各種部品の摩耗率を押えること並びに爆発力および燃焼ガスにさらされる部品の機械応力、熱応力を材料の Goodmann 線図で表わされる疲労応力限度線以下に保つことが必要である。一方、クランク軸、架構、連接棒等の多くの主要部品の設計はさほどむずかしいものではなく、もし、基本計画に無理さえなければ発生する応力に応じ適宜寸法を決めればよいのである。このことは PC シリーズにおいて、基本的設計にはいくつかの相似性があり、また、いくつかの相違もある。主として保守の簡単化および製造上の観点から行なわれた改造点は下記の通りである。

- 1) 架構と下部軸受本体の間の接触面圧を増加させ、さらに、軸受の点検を容易にするために軸受冠を廃止した。
- 2) 下部軸受本体を架構側板に固定する 6 本のボルトに代って、1 本の長い太いボルトを使用し、接触性および応力伝達を改良した。
- 3) 屋根形をした 2 シリンダごとの鋳鋼品の代りに機関長手方向全長にわたる鋼板を使用し、隔壁をこれに溶接するため、溶接作業並びに検査が容易である。シリンダ外衣はこの板に固定されるため天井板を支えるリブは不要となった。

連接棒は簡単なサイドバイサイド方式である。しかし、船級協会規則の要求によってクランク軸径が増加してもライナを通して容易に抜きだせるように接合棒大端部は斜割形とした。他の主要部品の改造については以下に部品ごとに述べる。

A. ピストン

ピストンは機関の最も重要な部品であり、三種類のピストンが考えられた。いずれの場合も潤滑油によるシェーカークーリング方式で、三種類とも第一ピストンリング溝の温度を 180℃ 以下に保つように工夫しなければならない。

1) アルミ合金一体ピストン

このピストンでは、冷却室内面の機械応力を出来るだけ低くするように、光弾性試験により応力レベルに影響をおよぼすことなく、環状冷却油室の高さを高く出来ること、すなわち、この場合、冷却油室とピストン内面との壁の厚さが重要であることがわかった。

その後、実験運転中のピストンと同様の温度分布が得られるようにピストンの加熱装置を作り試験し、熱応力レベルが Goodmann 線図内に収まっていることを確かめた。

このピストンを実機に試用したところ、第 1 リング溝の温度は上限に達し、そのまま 850ps/cyl の時す

に上限を越え、190℃ となり、そのまま 800 時間運転を行なったのちの解放検査で環状冷却室にクラックが発見された。このクラックは、冷却油出入口ボス部の肉厚が厚く、熱応力が高くなっているためであった。このき裂対策としては、ボスを廃止するだけで十分であるが、850ps/cyl ですでにトップリング溝の温度が 180℃ を越している問題について、強度を低下させずに冷却効果を上げることは非常にむずかしく、このため、アルミ合金一体ピストンの採用をとりやめた。

2) 組立式ピストン

このピストンの利点は、鋼製頭部の厚みを減らすことによりアルミに比べ熱伝導性の悪い点を補うことができることである。すなわち、ピストン上面の厚さはアルミの場合には鋼製の 2 倍となり、更にアルミと鋼の熱伝導率の比は 2 : 1 であるため、同じ作動条件のもとでは、アルミ合金製一体形ピストンより頭部鋼製ピストンの方がより多くの熱量を取り去ることが出来る。鋼製ピストン頭部の機械応力を解析するため 185 / 480 のスケールの模型を作り機械応力を計測した結果、厚さの補正を行なっても最弱断面の応力はそれほど高くないことが確認された。この模型試験により、図 4 の隙間 A の影響が明確になった。この隙間は運転中、部品が膨張した状態ではゼロになっていなければならない。すなわち、隙間が無くなれば、最高圧力の増加につれて機械的応力の急増は防止できるからである。逆にピストンが冷態時にも隙間が無い場合、爆発圧力による機械的応力の増加は少ないが、熱膨張によるピストン上部の熱応力が増加する。

一方、ピストンが冷態時に隙間が大きすぎる場合は熱応力が少なくても、機械応力が高すぎて使いものにならない。図 4 は実機によって確かめられたテスト結果をまとめたものである。

運転中の温度計測の結果、トップリング溝の底の温

図 4 組立式ピストン応力計測結果

度は、950ps/cylの出力のとき150～160℃であって予想値よりも低い温度であった。

組立式ピストンの重量は、PC3形機関用でアルミピストンの200kgに対して240kgと若干重くなる。この重量増加は次のような結果をもたらす。

1) 数パーセントではあるが、クランク軸の固有振動数を低下させる。

2) 慣性力が増すため、クランク軸の摩耗が早くなる傾向にある。

クランク軸の摩耗に関しては計算油膜厚さ曲線によれば最小油膜厚さは十分であり、潤滑油さえ正しく濾過されていれば、なんら問題のない程度である。すなわちPC3形機関で軽合金一体ピストンの場合5.2ミクロンで、組立形の場合5.1ミクロンになる。

運転した結果もこのことを立証している。すなわち、テストエンジンを450～470 rpmで8,000時間運転後、クランクピンの最大摩耗箇所での実測値は0.002mm/1,000 hr以下であった。

鋼製頭部のピストンの一つの欠点は、C重油運転するエンジンでは第1リング溝の摩耗である。この対策として溝は高周波焼入が施されている。この結果、第1リング溝の摩耗はリングキャリア付PC2形ピストンで実測した値より低くなった。PC2形機関の平均摩耗率は1,000時間当り0.0135mmであるに対し950ps/cylで、3,500秒レッドウッドNo. 1のC重油を使用したPC3形機関では1,000時間当り0.01mm以下であった。

長時間の運転の結果からPC3形、PC2-5形およびPC4形機関には組立用ピストンを採用することにした。

組立形ピストンの機械的耐久性の問題、特に締付ボルトおよびアルミ合金製部分と鋼製部分の接触面について8,000時間運転後の表面状況を点検したところピストンすべての締付ボルトはなんらの異常も認められなかった。

油が充滿している冷却室と外部との気密を保つリングの状況も良好であった。

われわれの経験によれば、鋳造アルミ合金製ピストンスカート、特にピストンピンボス部のアルミの材質を厳重に検査する必要がある。

3) 球状黒鉛鋳鉄製一体ピストン

おもな特徴は下記の通りである。

a) 爆発力は、ピストンピンボスとピストン頭部を直接つないでいる柱を通してピンボスに伝わりスカート部に影響をおよぼさない。

b) ピストン上面から柱に力を伝えるために必要な

リブを設け、このリブの間に冷却油壁をもうけた。

このような特殊な設計で、スカート部は独立しているため、ピンボス部の熱膨張に影響されることはなく、従って、ピストンスカート外周はだ円でもなく、バレルにもなっていないから機械加工は簡単になる。その上、ライナとの間隙はアルミ合金ピストンの場合より小さいために頭振りが小さくなる。

球状黒鉛鋳鉄製ピストンの欠点は重いことである。しかし、この特殊な設計のため重量は過大でなく、アルミ合金ピストンより10kg重く、組立ピストンより30kg軽い。

光弾性試験の結果によれば、新しい形状の場合、応力は20%減少する。設計変更により応力レベルが下がったためGoodmann線図で規定される限界値に対しても、大幅な余裕がある。

機械的な問題とは別に第1リング溝の摩耗の問題がある。PC2-5形機関に試験のために装着されている同じタイプのピストンでは、500rpm、650ps/cyl、pme 20.3kg/cm²で、3,500秒レッドウッドNo. 1のC重油を使用して2,000時間運転した後の第1リング溝の摩耗は1,000時間当り0.015mmであった。

B. シリンダライナ

シリンダ径を400mmから480mmに、正味平均有効圧を15kg/cm²から20kg/cm²に増した場合のシリンダライナの変形と温度をテスト順に図5に示す。温度分布は電氣的シミュレーション、ないしは、実機で直接計測した。機械的応力、熱応力をまず計算し、その後、静的試験装置で計測し、最終的には実機で計測

T, D, C ₀ における 第1リングの温度 (850 ps/cyl)	230℃	195℃	195℃	172℃	160℃
ライナの等価剛性	100	84	82	100	95
最大機械応力 (kg/mm ²)	5.1±1.7	6.9±2.1	8.6±3.2	5.5±2.6	3.6±0.8

図5 シリンダライナの改良

した。同図に各形式のライナに対し内面の壁温と、最高圧力作用時の半径方向変形を比較するための等価剛性を示す。さらにまた、それぞれのライナについてフィレット部や溝部に生じる機械的応力の最大応力値も示す。この図よりPC3形機関に採用された右端のライナは変形が少なく、内面の壁温は最も低く、応力的にも鋳鉄の疲労限度に対し十分余裕があることがわかる。

図5の右端の形式のライナはPC3形、PC2-5形、PC4形に採用され、すでに7,000時間以上の耐久試験の結果、良好な成績が確認されている。

C. ピストンリング

上記のように選定したピストンとライナの設計であれば、機械応力および熱応力は低く接触する部品の温度も低いので運転は良好であるはずである。しかし、ディーゼル機関ではこれだけでは不十分であり、第1リングが、機関を正常に運転するために非常に重要な役目を果たしていることは衆知の事実である。リングのしゅう（摺）動面とライナ内面との間に油膜が常に存在し、これが燃焼ガスの温度と圧力が共に最高になりライナが最も変形するとき、ガスによって吹きとばされないだけの十分な厚さをもっておれば、トップリングの働きは満足すべきものになる。

テストエンジンで得られた結果によると、ピストン上死点における第1リングに相当する位置のライナ内面の温度が200℃を越えると油膜のはたらきが不十分となることがわかった。

しかしながら、第1リングの形状をいろいろ変えることによりリングの状態を改善することが可能である。その一つはリング上面に切欠き溝をつけることで、ガス圧がつねにリング背面に作用し、リングしゅう（摺）動面はライナ内面に押しつけられ、シリンダライナとの良好な当りをいつも保つことができるようにすることである。さらに、このリングはキーストン形とし、爆発圧力が作用したときにリングが変形するのを防いでいる。これによりリングは溝の下面に常に接触しているのでガスのブローバイを防止する。この種のリングはすでにPC2形機関等のより小形の機関に系統的に採用されている。

リングのスカフフィングに関係する別の要素はライナの表面あらさと仕上げ方法である。

これまでにを行ったテスト結果より、表面あらさは80~120マイクロインチCLAとし、仕上げ方法はホーニングではなく、バイト仕上げとするのをわれわれの標準としている。この方法はしゅう（摺）動面の凹凸がより規則的に分布するのですり（摺）合わせが早く正

確に行なえる。

ここでシリンダライナの外部注油方式についてテストエンジンで行なった実験について述べる。外部注油方式にして0.6gr/ps-hに保つと結果的には潤滑消費量は外部注油なしのときと全く同一になった。又、摩擦率も全く同一であった。注油孔は4個とし、ライナ内面に等間隔に配置し、上下位置はピストン下死点時の第1リングと2番リングの中間にくるように設けた。注油溝は「へ」形とし、シリンダ全面に潤滑油がゆきわたるようにした。外部注油の場合、潤滑油消費量は飛沫潤滑の場合の消費量に注油量が加算されるであろうとの予想に反し、わずかしかなかったことである。これは注油器から注油された潤滑油がダムのようなものを形づくり、リングを通して燃焼室へあがる潤滑油量を減らしているためと考えられる。

潤滑油量についてはオイルリングの選択の結果、全出力で約0.8g/ps-hの消費量になった。このようにするには、コイルエキスパンド式オイルリング2本を使用する必要がある。図6に粗悪重油による1,000時間の耐久力試験中に得られた潤滑油消費率と潤滑油性状の変化を示す。

D. シリンダヘッド

PC3形機関シリンダヘッドは特に高い応力部分の機

図6 潤滑油消費率と潤滑油性状の変化

機械的応力の計測のみを行ない、その結果下記の改正を行なった。

- a) 垂直リブと底面の接続部の強化
- b) 二つの吸気弁の間の部分の強化

図7に上記の変更点を図示する。

吸気弁ブリッジ部の応力は疲労限度ぎりぎりのところにあったので、設計変更により応力は十分余裕がとれた。

シリンダヘッド底板の変更は、出力が 850ps/cyl から 950ps/cyl に増加しても、この部分の安全率を増すためである。特にシリンダヘッドのガスケットを押える部分の肉厚を厚くし、内壁とすみ肉のRを大きく補強した。底板肉厚は熱応力の増加を防ぐため変更しなかった。

E. 排 気 弁

PC2形機関で行なった試験とモデルテストの結果をもとに排気弁棒、弁きょう（筐）シート部の温度低下を主眼として設計した。シート部と本体をつなぐリブの寸法を大きくとったこと、中央部にシート部と本体の接触面を追加して両者の伝熱面積を大きくとったことにより、シートの温度低減は達成された。

排気弁案内箱固定用には長いタイボルトを使っている。このタイボルトは長手方向のひずみを吸収することができるブッシュを介して本体を締付けている。このため弁きょう（筐）リブ部の熱膨張はボルトブッシュで吸収し、リブ部にはクリープ限度を越える応力は発生しない。

弁シート部の温度は平均有効圧およびピストンスピードを同じにとったときPC2形に比して 100°C 以上低下している。又、PC2形機関の 500ps/cyl とPC3形機関の 950ps/cyl の定格出力時の温度を比較してもPC3形の方が 20°C 以上低くなっている。

図7 PC3形機関シリンダヘッド応力計測値
($P_{\text{man}} 120\text{kg/cm}^2$ 時)

この大幅な温度低減はおそらく弁きょう（筐）リブの剛性増大、この部分の温度低下、応力低下および温度分布の改善により弁および弁きょう（筐）の運転中のひずみが非常に少なく、したがって弁閉時のシート部の当りがより完全なものとなったためであると考えられる。計算によれば弁閉時間の半分の間、弁シート部の当り面積が半分になると仮定すると、PC3形機関の排気弁温度はPC2形機関とほぼ同じ温度まで上昇する。従って上述の推論が正しいことを裏づけている。シリンダ内圧が高いときは弁が変形し密着するが、低圧の間に密着不良が起こるためであろう。シート部の吹きぬけを避けるために、もちろんPC3形においてもPC2形と同様に水冷式排気弁を取り付けることができる。PC2形の水冷式排気弁により得た経験ではこの形式の排気弁は大変有効である。この排気弁は工作上二つの部分に分けて加工したのち、熱処理回数を減らせるという利点からねじ込みにより組立て、ロー付けする方式を採っている。弁システムには耐硫酸腐食を高めるための合金を冷間処理によりコーティングしている。

水冷式弁きょう（筐）は非水冷式排気弁と水冷式排気弁の中間案として考えられるが、前述のとおりPC3形の弁きょう（筐）リブは非常に剛性が高く、弁シートの温度も低いので開発には着手しなかった。（弁シート部の温度低下は水冷式弁きょう（筐）では 60°C であるのに対し水冷式排気弁では 150°C である。）

F. 吸 気 弁

PC2形と同様、PC3形の吸気弁はシリンダカバーを取りはずさなければ解放できない。この方式は空気力学的にも、経済的にも有利である。同じシリンダ径に対して弁きょう（筐）方式を採用すれば必然的に吸入空気の有効通過面積が減り、手入間隔が十分長ければこの方式はなんのとりえもないことになる。

下記の条件を満たしていればなんら突発的な手入れの必要はない。

- 1) シリンダヘッド底板の剛性が弁シート部の気密を保つのに十分であること。
- 2) シリンダに吸入される空気は凝縮水の含有率が低いこと。
- 3) 弁システムとガイドブッシュの間隙が正常であること。

剛性の問題は経験に基づく設計により解決済みである。吸気中に存在するドレンによって、発生する吸気弁の吹き抜けは非常に多湿な気候のもとで空気冷却器の冷却水温度が低いときに起こる。われわれは吸気温度が機関の熱負荷におよぼす重要性を考え、空気冷却器出口にドレンセパレータを設け、吸気中のドレンの

大部分を取除くことにより解決した。ヨーロッパのPC2の運航実績を調査したところ、ドレンセパレータを取付ける前1,000時間当り100本中1本の吸気弁が吹き抜けを起こしていたが、ドレンセパレータ採用後、この値は $\frac{1}{10}$ になったことがわかった。ガイドブッシュの摩耗はPC2形機関で従来得られている値の $\frac{1}{2}$ にできた。これは弁システムの下部ガイドブッシュとしゅう（摺）動する部分に摩擦係数の小さい合金をコーティングすることにより得られた。

PC3形機関を950PS/cylに出力増大したために改造点したところは下記である。

1) ボアクーリング式ライナの採用

前述のようにピストン上死点における第1リング位置の温度を下げ、ライナの剛性を上げた。

2) シリンダヘッドの補強

前述のようにシリンダヘッドの吸気弁の間および底板部を変更し、最大応力点の疲労安全率を増加した。

3) 船級協会の規定に合うようクランク軸径を太くした。

4) 燃料噴射のタイミングをクランク角度で2°早めた。

5) 排気管の材料を1.2%Cr, 0.5%のMn鋼に変更した。

これは排気管の耐熱性を向上させるためである。

II. ギ装、保守および運航実績

PC3形機関は機関本体がすぐれているのみでなく、ギ装および保守についてもPC2形機関の実績をもとに改善されている。

1. 機関のギ装

PC2形機関と同様冷却清水ポンプ、海水ポンプおよび潤滑油ポンプを主機駆動にすることができる。過給機は18シリンダまで2台ですみ、過給機4台の場合に比べ機関の前後にわたる排気集気管が不要となり、各種要具使用時の妨げにならない利点がある。PC3形機関では空気冷却器を過給機と反対側の機関端部に取付けることにより、機関の幅は3,710mmですみ、機関出力が半分であるPC2形機関の幅が3,520mmであるのに比べてわずかな増加である。さらに、この配置の特徴は、過給機と空気冷却器を継ぐ給気管に完全な消音効果をもたせることができる。すなわち、この給気管は円筒形であるため、内面に効果的な吸音材を容易に確実に取付けることができるので、過給機ブローの発生する高周波の騒音を消している。

2 機関の保守

最初のピストン抜きは8,000~12,000時間後であり、部品の開放間隔はかなり長くなっているが、さらに保守作業の簡略化には特別な注意が払われている。

用具の例として図8はシリンダヘッド締め付けナット8個を同時に手でゆるめることができる油圧用具を示す。この用具使用には特別な準備は必要でなく、8個のジャッキボルトをそれぞれ支柱ボルトに取り付け、電動または手動油圧ポンプを要具中央のホース継手に接続するだけで十分である。

主軸受本体取り付けボルト用ナットをゆるめる場合も同様に油圧用具で行なう。この用具を使用すれば、主軸受メタルの点検は短時間で行なうことができ、ピストン、接合棒およびつり合い重錘を取り付けたままでできる。

つぎにシリンダヘッドへの排気管取り付けボルト

図8 シリンダヘッド油圧締め付け用具

について2PC3形機関では排気フランジのズレを防ぐためにシリンダ外衣に取付けた固定金物で排気管フランジを保持して、フランジのボルト穴とシリンダヘッドのネジ穴が合うよう位置決めする方式をとった。

3. PC機関の使用例

PC2形機関の実績をみると、ますます、1機1軸船が多くなっている。PC1形機関とう載船の18%が1機1軸船であったが、PC2形機関ではこの比率が48%になっている。これは初期の機関はシリンダ当りの出力が低かったためである。PC3形機関では、ほとんど一般商船に必要な出力は1機でまかなうことができる。このことはPC3形機関をとう載する船の54%が1機1軸であるという点からも理解できる。

Ⅲ. PC機関の性能

A. PC3形機関

PC3形機関の性能曲線を図9に示す。機械応力を調和させたところで、燃料消費率は出力950ps/cyl×470rpmのとき、約155g/ps-h. そのときのシリンダ内最高圧力は115kg/cm²である。

燃料高圧管内の圧力は1,000kg/cm²以下だが、高圧管内面は機械加工して高圧管のき裂を防いでいる。

図10に機関性能の時間的変化を示す。これは、S. E. M. T. のテストエンジンで、粘度3,500秒レッドウッドNo. 1, 100°Fのベネズエラ産粗悪重油を使用して、シリンダ当りの出力975psで1,000時間の耐久試験を行なったときの計測結果である。

図9 12PC3V性能曲線
清浄水ポンプ駆動 470rpm

図10 4PC3テスト機関1,000Hrs運転結果
(975ps/cyl bmep 20.8kg/cm²
3,500秒RW No. 1 at 100°F)

この図より次のことがいえる。

- 1) 過給機タービンブレードやノズルへの燃焼残さや物付着による断面積の減少を防ぐため、運転中にタービンを洗浄する装置を設けるべきである。
- 2) 空気冷却器の冷却効率はかなり速く低下した。これは冷却水の水質が悪く冷却水管のよごれによるものであり、空気冷却器の容量を大きくする必要がある。実機関では大きい空気冷却器を装備しており、また、過給機と反対側の機関端部に配置しているため保守も容易である。

なお、カーフェリー“EAGLE”号は12PC3V形機関2台とう載の1番船であり、1971年6月に就航した。1972年1月、4,000時間後の保証点検を実施し、4本のピストン抜きを行った。結果は良好で4シリンダのテストエンジンで得られていたことが確認された。

B. PC2形およびPC4形機関

PC3形機関の開発の際に得られた新しい技術はすべてPC2形にも適用されて、シリンダ当りの出力は500PSより650PSに増大することができた。(PC2-5形機関)この場合の出力率はPC3形機関と同じになる。PC-5形およびPC3形機関に比べさらに高出力のPC4形機関にはこれ等の技術はもちろんのこと、さらに新しい技術がとり入れられている。

1. PC2-5形機関

PC2-5形機関の性能曲線を図11に示す。定格出力時の燃料消費は150g/ps-hで、500ps/cylのPC2形機関に比べて3~4g/ps-h低くなった。これはシリンダ内最高圧力を92kg/cm²より120kg/cm²に増加したことによるもので、このために、燃料噴射系統の改善として燃料ポンプのプランジャ径を27mmより30mmに増加し、さらに、燃料カムを転移させて噴射始めのプランジャ速度を増加させた。

出力増大に伴う機械的および熱的負荷の増加に対処してPC3形機関と同様に“ボアクーリングライナ”および“組立式ピストン”を採用し、機械応力および熱応力の増加を押えている。シリンダ内最高圧力の増加による架構クランク軸および接合棒の応力増加を防ぐためにそれらを改造し、応力レベルをPC2形機関と同一に保った。シリンダヘッドはPC3形機関のそれをもとに、十分な強度が得られるよう改良した。さらに、空気流水が良くなるよう改造したので同じ空気過剰率のもとで掃気量が増加し、排気ガス温度は低下している。

これらの改造部品を2シリンダテストエンジンおよび12シリンダ機関で試験した結果はすべて満足すべきものであった。

この機関は粘度、3,500秒レッドウッドNo. 1, 100

図11 PC2-5形機関性能曲線

°Fの粗悪重油でシリンダ当りの出力600PS以上で現在までに5,000時間が動している。このうち4,500時間はシリンダ当りの出力650PS、正味平均有効圧力20.3kg/cm²で運転し、運転結果はPC3形機関に比べると同様良好であった。

2. PC4形機関

PC3形機関の場合と同様PC4形機関もPC2形機関の実績をベースに設計されている。しかしながら、PC3形機関やPC2-5形機関で開発された技術、さらには、それ以上の新しい技術をも取り入れてある。PC4形機関の要目は次のとおり。

シリンダ当りの出力	1,500ps×400rpm
正味平均有効圧	21.3 kg/cm ²
平均ピストン速度	8.25m/sec
ピストン単位面積当りの出力	59 ps/dm ²

機関の主要部品、すなわち、クランク軸、接合棒、架構、ピストン、ライナおよびシリンダヘッドの形状寸法はPC2-5形およびPC3形機関に比べてさらに強度を増加させてある。すなわち、応力最大値は従来の機関と同等レベルであり、温度はPC-5形およびPC3形機関で採用された冷却方式を適用して、第1リング溝の温度およびピストン上死点での第1リング相当位置でのライナの温度は使用限界である180~200℃より低く保たれている。

図12 機関室配置比較
2×18PC4V対1×12RND105

いままでの機関と同様にテストエンジンを作り、上記の点が確認され、機関性能は下記のとおり予想以上に良好であった。

- 1) 燃焼消費率は $1,350\text{ps/cyl}$ にて、期待値 155 g/ps-h に対して 152g/ps-h であった。
- 2) シリンダ内最高圧力は設計値の 120kg/cm^2 に対して 110kg/cm^2 であった。
- 3) 空気過剰率が 50% であるにもかかわらず、煙の色はほとんどみえなかった。これは燃焼室の形状が適正で、燃焼がよいことを示している。

過給機タービン入口の排気ガス温度は 520°C で、これはシリンダヘッドの空気-ガス通路形状がよいことを示している。

12シリンダのテストエンジンは日本で組立中であり、まもなく起動する予定であり、S. E. M. T. の4シリンダテストエンジンで得た結果がそこで再確認できると思う。

この機関の機関外形寸法が小さく機関室スペースが狭くてよいことはあえていうまでもないことである。出力 $48,000\text{PS}$ の2サイクル低速機関と出力 $54,000\text{PS}$ の $18\text{PC}4\text{V} \times 2$ 台のギャード機関との外形寸法の比較を図12に示す。

主要部品の分解組立要具については十分検討を行ない、 $\text{PC}3$ 形機関で採用したもののほか、いろいろ改良した。