川崎スーパーエコノミカルプラント をもつ油タンカーの設計 海上試運転結果および使用経験*

平林健一**・岡本 洋***・新谷典夫**・八木治一**
松田裕昌***・村本 誠**・西村隆晴**

Development, Results of Sea Trial and Service Experience of
“Kawasaki Super Economical Propulsion Plant”

By Kenichi Hirabayashi, Hiroshi Okamoto, Norio Shintani, Kouichi Yagi,
Yasumasa Matsuda, Makoto Muramoto, Takaharu Nishimura

Since the oil crisis in 1973, fuel and labour costs have continued to soar, while the world economy has remained dull. In these conditions, the shipowners' desire for an energy and labour saving propulsion plant has been very evident. In response to such a demand, Kawasaki Heavy Industries, Ltd., has tried to develop a new type propulsion plant, and late in 1976 completed the Kawasaki Super Economical Propulsion Plant (KSE Plant) which can save energy and labour compared with a conventional plant. This report describes features of this KSE plant. Also described is an outline of the first ship equipped with this KSE plant, which was completed last January and has been continuing successful operation.

1. はじめに

我々はKSEプラント(Kawasaki Super Economical Plant)の開発に当たっての基本的方針を次の通り定めた。

- (1) 既存の技術を利用し実用性の高いこと
- (2) システムを単純化し、信頼性を高めること
- (3) 保守、取扱いの改善により省力化を図ること
- (4) 運航コストも含めた総合的経済性向上を図ること

この基本方針に基づき開発を進めた結果、低回転プロペラ、排熱利用ターボ発電システムおよび排熱利用冷暖房システムから構成される省エネルギー形プラント、完全ブリッジコントロールおよび主機故障診断システムから構成される高信頼性省力形プラントの二者からなるKSEプラントを開発した。

一般にプロペラ直径を大きくし、プロペラ回転数を下げると推進効率は向上する。本計画ではプロペラ回転数を従来の約50%とすることにより、10~15%の推進効率の上昇すなわち主機所要動力の減少を図った。これは従来形の船尾形状で達成しうる値であるが、特殊船尾形状を採用すればさらに主機所要動力は低減可能であ

る。

次に、従来主機出力15,000 PS以下では成立し難いと言われていた主機廃熱利用ターボ発電システムを本計画では約8,000 PSまで適用できるようにし、ディーゼル発電用燃料を不要とした。これは従来のものと異なり後述のごとく、発電量の増大および船内消費電力の削減について種々の方法を採用した結果達成されたものである。

一方、機関部には従来余り利用されていなかった低位ではあるが多量の主機冷却水熱量があり、これを直接居住区暖房用に利用し、また、吸収式冷凍機の熱源として居住区冷房用に利用することを考案した。

以上の省エネルギーKSEプラントの採用により、航海時の燃料費用を従来船に比較して20~30%節約することが可能である。本プラントは当初プロダクトキャリアを対象に開発されたが、中小形オイルタンカー、大形オイルタンカー、バルクキャリア、オアキャリア等幅広く適用が可能である。そして、既に後述の中形オイルタンカー“ALAMO”を始め、バルクキャリア、オア/バルク/オイルキャリア等数隻のKSEプラントとう載船が就航中又は建造中である。高信頼性省力形推進プラントとしては機関診断システムおよびスケジュールメインテナンスシステムを開発し、また、機器の信頼性の向上を図って完全ブリッジコントロールシステムの採用も可能な

* 原稿受付昭和54年7月19日

ISME TOKYO '78講演(昭和53年11月15日)

** 正会員 川崎重工業(株)(神戸市生田区東川崎町2-14)

*** 川崎重工業(株)(神戸市生田区東川崎町2-14)

る様にした。

2. 低回転プロペラシステム

KSEプラントにおいて燃料節約の約半分はプロペラの回転数を下げることによる推進効率改善によって達成される。一例として、25,000 DWt プロダクトキャリア(満載時サービススピードは両者同一とする。)の場合について下記に示す。

	PS	rpm	D_p (m)
通常のプロペラ	9,300	145	5.0
低回転プロペラ	8,000	70	7.0

その詳細につき下記に記す。

(1) 低回転プロペラと推進効率 或る船速での必要プロペラ馬力(DHP)は次の式で表わされる。

$$DHP = \frac{EHP}{P.E} = \frac{R \times V_s}{\eta_p \times \eta_h \times \eta_r \times 75} \quad (1)$$

ここに R : 船体抵抗

V_s : 船速

$$EHP : \text{有効馬力} = \frac{R \times V_s}{75}$$

η_h : 船体効率

$$= \frac{R}{(\text{プロペラ推力 } T)} / 1 - \omega$$

$$= \frac{1 - t}{1 - \omega}$$

η_p : プロペラ効率

η_r : プロペラ効率化

低回転プロペラが装備された時、これ等の要素はFig. 1および下表の様に变化するのが普通である。

船体抵抗 : 増加

プロペラ効率 : 増加

$\eta_h \times \eta_r$: 減少

Fig. 1 N/No - Relative scale

DHP : 減少

(a) R と $\eta_h \times \eta_r$ への悪い影響 プロペラ回転数を下げると、その船の最適な効率のプロペラ直径は大きくなり、そのため、プロペラと船体の間の適当なクリアランスを取る目的で船尾形状を変える必要がある。この場合、スクリュアパーチャは相対的に増加し、スターンフレームは船首側に移動されたクルーザスターンの没水度は減少する。

この様にプロペラ回転数の低回転によるプロペラ効率の上昇の一部は R の増加および $\eta_h \times \eta_r$ の減少により相殺される。この損失を如何に減少さすかが低回転プロペラ船の船形設計の要点である。

(b) プロペラ効率 モーメント理論により、プロペラ効率 η_{pi} は次式で表わされる。

$$\eta_{pi} = \frac{3}{1 + 2\sqrt{2}\tau + 1} \quad (1)$$

ここに

$$\tau = \frac{T}{\rho A V_0^2} \quad (2)$$

$$A = \frac{\pi}{4} D_p^2 \quad \text{プロペラ円板面積}$$

D_p : プロペラ直径

V_0 : 流入速度

T (推力)と V_s (速度)が一定という条件において、若し、 D_p (プロペラ直径)が増すと、 η_{pi} は大きくなる。この関係はプロペラ設計図表(B_p 図表)からもっとはっきりと分る。すなわち、次の様な関係がFig.2により理解出来ると思う。

(回転数が減少)→(B_p が減少)→(最適プロペラ直径が増加)→(プロペラ効率が増加)

これらの関係について、我々はモデルテストにより確認した。プロペラ直径の増加とプロペラ回転数の低減によって達せられる必要推進馬力の減少を示すFig.3から、出発点となる通常プロペラ船の B_p 値が大きいとプロペラ回転数の低減により得られる推進馬力の節約量も大きい事が分る。

Fig. 2 $B_p - \eta_p$

Fig. 3 N/No - Hp/Hpo

(2) 最適プロペラ回転数 Fig. 3はプロペラの没水度が充分になされている満載時のものである。バラスト状態では、若し、プロペラ直径が大きいとプロペラのレイシングをさけるため喫水をさらに深くする必要がある。この場合、排水量の増加により馬力の増加が必要となる。Fig. 4は、この関係を示している。最適なプロペラ回転数は一般の中形船の場合、従来の通常の回転数の約半分である。

Fig. 4 D/Do - Hp/Hpo

(3) プロペラフォース、キャビテーション等 一般に低回転プロペラの翼面積化は小さくそしてピッチ比は大きい。その様なプロペラにおいて、若し、プロペラクリヤランス及び船尾形状が適当であれば、プロペラフォースとキャビテーションの問題は起こらない。

我々はこれ等の関係についてモデルテストと実船実験により明らかに解明した。

3. 主機関及び減速装置

KSEプラントの主機関として、二サイクルエンジン(KSZ形機関)、四サイクルエンジン(L, V40/54A, 52/55A)いずれの機関をも採用することが可能である。いずれの場合にも遊星式の減速装置を用いて所要のプロペラ回転速度まで減速している。

主機関の熱勘定の一例として、川崎M.A.N. 14 V 52/

55A形機関のものをFig. 5に示す。燃料消費率は144 g/PS・hrであり、熱効率約43.1%に相当する。残りの約56.9%は廃却されていたエネルギーである。

KSEプラントにおいてはこれらの廃熱エネルギーを回収利用するが、その場合、大量のエネルギーが得られ、しかもその温度レベルが高いこと、また、その状態が出来るだけ安定していることが望ましい。排気ガスエネルギー、過給空気、空気冷却熱、機関の冷却熱が対象として考えられる。

Fig. 5 Heat balance of Kawasaki-MAN 14V 52/55A engine

一般に知られている様に、排気ガス温度(過給機出口)は周辺の空気温度(機関の吸入空気温度)の影響を受け、機関の形式によっても異なるが、周辺空気温度の変化分の1倍(二サイクル機関)~1.7倍(四サイクル機関)程度変化する。

排ガス温度を吸気温度の変化にかかわらず出来るだけ一定にするために或る装置を開発した。冬期のように吸入空気温度が大幅に低下した場合には過剰の空気を減少させる方法として、二サイクル機関においてはピストン下部のスカベンジポンプの作動シリンダ数を減ずることにより、四サイクル機関においてはシリンダから出た排ガスの一部を過給機を通さずに直接に過給機の出口へバイパスさせることにより給気空気量を調節して排気ガス温度の過度の低下を防止している。二サイクル機関の例ではピストン下部スカベンジポンプを1シリンダ減ずることにより空気量は2.4%減り、排気ガス温度は10℃上昇する。四サイクル機関の例では排気ガスの約3%をバイパスさせることによりシリンダ出口の排気ガス温度は10℃の上昇であるが、過給機出口では約30℃上昇することが分っている。

排気ガス煙道には排ガスボイラ装置が設けられる。これらの汚れ等を考慮して所定の排気背圧に収まるように計画せねばならない。

給気空気の冷却熱を回収するために2段式にしている。Fig. 6に示すように前段(高温側)を清水冷却として温水を吸収式冷凍機の熱源に供給している。後段は海水で所定の空気温度まで冷却している。前段の高温側を清水で冷却したことは冷却管内側の海水のスケールで詰めること

Fig. 6 Double chamber air cooler

を防止するのにも効果的である。吸収式冷凍機を使用していない時には清水は補助クーラにより海水で冷却され、主機関の運転は続行しうる。

所定のプロペラ回転速度まで減速するために、二サイクル、四サイクル機関共に川崎-IMT形の遊星減速装置を装備する。減速比の関係で、二サイクル機関の場合にはFig. 8に示す様に遊星腕を固定して内歯車が回転してプロペラに回転力を伝えるスター型、四サイクル機関の場合にはFig. 7の様に内歯車を固定して遊星腕が回転するプラネタリー形の減速装置を使用する。主スラスト軸受は減速装置に内蔵されている。いずれの場合も、主機関と減速装置の間には高弾性ゴム継手を装備してねじり振動の回避、過大なトルク変動の遮断がなされている。

Fig. 9は主機関の船首部に潤滑油ポンプと海水ポンプを装備して増速装置を介して主機関により直結駆動した例を示している。これらのポンプは主機関の回転速度の変化につれて吐出量が変わるので一定の回転速度以下になると自動的に電動ポンプがバックアップする様にな

Fig. 8 Kawasaki-IMT star type epicyclic gear

っている。もちろん、主機が後進に回転しても支障のない構造である。Fig. 9の例では横形ポンプの場合を示しているが、ベベル式の増速装置を用いて縦形ポンプを駆動することも出来、配置、配管などのぎ装を容易にするのに役立つ。減速装置の潤滑油ポンプは減速装置本体に直接マウントして直結駆動している。

4. 廃熱利用 ターボ発電システム

本KSEプラントでは主機ディーゼルの廃熱エネルギーを徹底的に見直し、利用可能な熱源を最大限に生かし、サイクル構成も見直して、ターボ発電機による発生電力を増加させ、また、船内消費電力を再検討し新しい発想による節電形機器を採用して消費電力を低減させて、主機出力が約8,000 PSでもターボ発電システムが成立する様にした。さらに、廃熱利用による発生電力が船内所要電力をまかなって余りある場合には、余剰の発生電力を川重で開発した電磁歯車と組合せることにより推進動力として利用し、さらに大きな燃料費の節減も可能となる。

Fig. 7 Kawasaki-IMT planetary type epicyclic gear

Fig. 9 Mechanical driven auxiliaries

(1) 発生電力の増加 ターボ発電機発生電力の具体的な増加対策として次の方法を採用した。

(a) 主機排ガス温度のコントロール(前述)

(b) 主機冷却水による排ガスボイラの給水加熱
ジャケット冷却水またはエアクーラ冷却水を利用する。

(c) 蒸気条件の改善 排ガスボイラでの吸収熱量は蒸気圧力を下げる方がより大きくなるが、発電機タービン効率、サイクル効率、船内サービスに必要な蒸気圧力

Fig. 10 System-1

(a) 吸収式冷凍機および温 waters 暖房方式の採用 従来、居住区冷房にはフロンを媒体とした圧縮式冷凍機を採用していたが、夏季においてこの冷凍機電力の占める割合がかなり大きかった。そこで 100℃ 以下の低温水(主機冷却水)を熱源とし、電力消費の非常に少ない後述の吸収式冷凍機を船用として初めて採用し、約 10% の電力節減を可能にした。

この低温水は冬期には居住区暖房用として利用する。

Fig. 11 System-2

Fig. 12 System-3

Fig. 13 System-4

Fig. 14 System-5

また、停泊時および主機出力低下時の様に主機廃熱の充分に得られない場合にも支障ない様に、ボイラからの蒸気によるバックアップ用温水加熱器を設けている。

(b) 主機直結補機の採用 従来、電動モータにより駆動されていた補機を主機駆動とすることにより船内電力削減を図った。これは電力削減によりターボ発電システムを成立しやすくすると共にシステムの信頼性向上にも役立つものである。

(3) 排ガスボイラ 排ガスボイラはディーゼルの排ガスの熱を利用するシステムとして長年広く使用されて来た。しかしながら、排ガスボイラには常に事故が発生していた。例えば、スーツによる火災や火粉の噴出などを経験している。そのため、我々はススの付かない又はススの容易に除去出来る排ガスボイラを新しく開発した。このボイラは Fig. 15 に示す様にスパイラル管を有する整形煙管式でありエコノマイザ、蒸発管、過熱器とコ

Table 1. Comparison of electric generator & power consumption

ITEM \ PLANT	CONVENTIONAL PLANT (2-CYCLE)	KSE PLANT	
		2-CYCLE	4-CYCLE
o TURBO GENERATOR			
Rated output x No.	-	460 KW x 1	440 KW x 1
o DIESEL GENERATOR			
Rated output x No.	500 KW x 2	230 KW x 2	220 KW x 2
o ELECTRIC POWER CONSUMPTION IN NORMAL SEA GOING			
	423 KW	381 KW	359 KW
Aux. machinery for main engine	Base	- 16 KW	- 5 KW
Turbo generator	-	+ 42 KW	+ 42 KW
Air conditioner	Base	- 36 KW	- 36 KW
	(Compression type: 49 KW)	(Absorption type: 13 KW)	(Absorption type: 13 KW)
Main L.O.pump and Red. gear L.O.pump (Main engine driven aux. machinery)	Base	- 32 KW	- 65 KW

Fig. 15 Exhaust gas boiler

ンバスタから成立っている。

一つの特徴としてガスのスパイラル流れのために熱伝達率がよい事である。また、排ガスボイラは効率よくススの除去が出来ると同時にコンパクトにまとまっている。横形水管ボイラにおいては、水管の上部に渦流が出来そこにススが蓄積される。しかし、縦煙管においてはその様な部分がないためススの蓄積がない。若し、ススの蓄積によりスス火災が発生してもドラムの中に大量の水があるので煙管の焼損は起こらない。

従来の排ガスボイラによるターボ発電機システムでは発電機タービンに対するドレン問題があった。主機出力が減少した時、蒸気発生量も減少するので、それを補う

ために補助ボイラから発電機タービンに蒸気が供給される。ドレン問題はこの様に蒸気の供給システムを変更する時又は長期間停止の後ターボ発電機をスタートする時に起こり勝ちである。

我々が推奨するコンバスタは主機の排ガスの流れの中に設けられた排ガスボイラの下部に設けられ、蒸気発生量が主機負荷の減少により不充分になった時に自動的に点火する。このコンバスタにより、ターボ発電機は主機の負荷にかかわらず常に必要な電力を供給出来また雑用蒸気も供給出来る。Fig. 15 に示される切換えダンパは主機の負荷が航海状態から出入港状態に変わった時に排ガスを排ガスボイラ側からバイパス側に自動的に切換えられる様になっている。

航空エンジン用に開発された点火器は失火なしにバンカー油に直接点火出来るし、また排気ガスの流れの中でバーナの低負荷で火が吹き消える事もない。この事は実船において証明されている。3個のダンパと1個の弁がFig.15の様に設けられ、それぞれ重要な役目を受け持っている。切換えダンパがEGB側を閉じた場合、点火の前と後にエアパージを行うためにパージダンパが設けられている。コンバスタが点火状態の時、エアパージのため連続パージ弁が設けられている。この弁は切換えダンパとコンバスタの間に爆発性のガスが蓄積しない様に設けられている。これらのダンパと弁は自動的に作動しまた自動パージシーケンスはバックファイヤをさけるために特に設計されている。また、このシステムは高い信頼性と高い効率をもっている。

5. 廃熱利用居住区冷暖房システム

KSEプラントでは居住区冷暖房用に主機エアクーラ用冷却水または排ガス温水ボイラによる温水を利用している。

主機エアクーラは従来、海水冷却で熱量は無駄に捨てられていたが、本計画では前述のエアクーラにより約90℃の温清水を取り出し、その熱量の利用を図っている。

吸収式冷凍機(Fig.16)は従来陸上のビル空調用に多く採用されているもので、温水または蒸気を熱源とし、リチウムブロマイドの吸湿性を利用し、5〜7℃の冷水を取り出すものである。船用として使用できるよう、ピッチングローリング対策、海水に対する防食対策等を施行した。

吸収式冷凍機の可動部分は小容量の吸収液ポンプ、冷媒ポンプおよび間歇運転される真空ポンプのみであり、電力削減になると共に、メンテナンス作業の減少、振動騒音の減少にも役立つものである。

また、吸収式冷凍機からの冷水の一部を利用して、機関制御室および機関工作室等の冷房を行うことが出来る。

Fig. 16 Absorption type refrigerator

6. 経済性の検討

KSEプラントの採用により運航コストを減少することが出来る。一方、初期コストは主機出力減少に伴うコスト減少分はあるものの、大直径プロペラ、減速機、大形排ガスボイラ、ターボ発電機および自動化機器の追加設置により全体としては相当コストアップとなる。

そこで、省エネルギー関係KSEプラントの総合経済性を50,000 DWTプロダクトキャリアを対象に、従来船(二サイクル主機)、KSEプラント船(二サイクル主機)およびKSEプラント船(四サイクル主機)の3者について比較試算を行った。各船の主要目比較表をTable 2 に示す。

Table 2. Comparison of 50,000 DWT product carrier propulsion plant

PLANT ITEM	CONVENTIONAL PLANT (2-CYCLE)	KSE PLANT	
		2-CYCLE	4-CYCLE
DEAD WEIGHT	50,000 Ton	50,000 Ton	50,000 Ton
SHIP,S SPEED	15.1 Knot	15.1 Knot	15.1 Knot
MAIN ENGINE TYPE	Kawasaki-MAN K8SZ 70/125	Kawasaki-MAN K7SZ 70/125	Kawasaki-MAN 14V52/55A
OUTPUT MCO NOR	15,200 PS x 145 RPM	13,300 PS x 145 RPM	13,300 PS x 430 RPM
	13,680 PS x 140 RPM	11,970 PS x 140 RPM	11,970 PS x 415 RPM
REDUCTION GEAR	-	Star type epicyclic gear	Planetary type epicyclic gear
PROPELLER	5.3 M Ø, FPP 145 RPM	7.9 MØ, FPP 70 RPM	7.9 MØ, FPP 70 RPM
TURBO GENERATOR	-	460 KW x 1	440 KW x 1
DIESEL GENERATOR	500 KW x 2	230 KW x 2	220 KW x 1
AUX. BOILER	Two drum, water tube type 55,000kg/H $\times 16 \text{ kg/cm}^2$	Do.	Do.
EXH. GAS BOILER	Water tube type 1,500 kg/H $\times 7 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ (saturated)	Smoke tube type 3850 kg/H $\times 4.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ (245 °C)	Smoke tube type 3950 kg/H $\times 4.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ (245 °C)
REF.MACHINE FOR AIR CONDITIONER	Freon compression type	Absorption type	Absorption type

この試算によれば

低回転プロペラ採用による利得 12%
四サイクル機関採用による利得 5%
ターボ発電機システム採用による利得 6%
吸収式冷凍機採用による利得 1%

となり、従来船に比べKSEプラント船の場合、二サイクル機関-19%、四サイクル機関-24%の航海時燃料費の節減となる。

年間運航費の節減と初期コストの増加により償却年数を計算するとTable 3に示すごとく、KSEプラント船の場合3~4年となり従来船に比べ経済的な船ということが出来る。

Table 3. Comparison of fuel economy

PLANT ITEM	CONVENTIONAL PLANT (2-CYCLE)	KSE PLANT	
		2-CYCLE	4-CYCLE
° FUEL CONSUMPTION			
MAIN ENGINE	154 g/PS.H. 52.6 ton/day	154 g/PS.H. 46.0 ton/day	146 g/PS.H. 43.6 ton/day
DIESEL GENERATOR	3.8 ton/day (converted to bunker fuel)	0	0
TOTAL FUEL CONSUMPTION	56.4 ton/day (100 %)	46.0 ton/day (81.5 %)	43.6 ton/day (77.3 %)
° LUB. OIL CONSUMPTION	0.75 g/PS.H.	0.75 g/PS.H.	0.8 g/PS.H.
° SAVING OF OPERATION COST	BASE	6.12 x 10 ⁷ Yen/YEAR	7.53 x 10 ⁷ Yen/YEAR

7. アラモ号のKSEプラントについて

アラモ号はリベリヤ国籍をもつタンカーでKSEプラントを初めてとう載した船である。本船は当社の坂出工場で昭和53年1月に建造され、その主要要目はTable 4の通りである。

(1) 廃熱回収 ターボ発電機システムが採用され、その基本的な廃熱回収システムはFig.17に示す。

(2) 主機駆動補機 主機用LOポンプと減速歯車用LOポンプは主機駆動とし、電動機駆動LOポンプを主機低回転時のバックアップ用として設けている。主機回転数70%で自動的に発停する様にしている。

(3) 発電機 1台のターボ発電機と2台のディーゼル発電機を設けている。ディーゼル発電機は主機のトリップおよびクラッシュアスターン時またはEGBコンバスタの失火時に自動的に起動し給電する。

(4) 軸ブレーキ 低回転プロペラの採用により、アスターン性能が悪化する。この改善のためにディスク形の軸ブレーキと主機のデコンプレッション式非常用ブレーキを採用した。

(5) 排ガスボイラ 先に述べた様に、コンバスタ付の排ガスボイラを採用した。コンバスタは電気式自動燃

Table 4. Main particulars of "ALAMO"

1) GENERAL		8) AUX. BOILER (1 set)	
Ship type	Crude oil tanker	Type	Kawasaki SM type
Class	NK, NS, MNS and (MO)		Two drums, water tube membrane wall
Owner	Audley Shipping Ltd.	Max. evaporation	40,000kg/h
Flag, Port	Monrovia, Liberia	Steam condition	23kg/cm ² G × sat.
Service speed	15.15 knots		
2) PRINCIPAL HULL DIMENSIONS		9) EXHAUST GAS BOILER (1 set)	
L-pp	229.00 m	Type	Kawasaki BSE type
B-mid	33.20 m		Cylindrical, smoke tube type with super-heater, economizer and combustor
D-mid	17.00 m	Max. evaporation	4,500 kg/h
d-mid	12.16 m	Nor. evaporation	4,000 kg/h
3) MAIN ENGINE (1 set)		Steam condition	4.5 kg/cm ² G × 245°C
Type	Kawasaki MAN 14V		
	52/55 Amu	10) TURBO-GENERATOR (1 set)	
No. of cylinder	14	Type	Kawasaki RCD type
Bore × stroke	520mm × 550mm		Single cylinder impulse condensing turbine
Output (MCO)	13,300BHP × 430rpm	Revolution	1,800 rpm
(NOR)	11,970BHP × 415rpm	Steam condition	4 kg/cm ² G × 240°C
Fuel rate	146g/ps.H at MCO	Steam rate	8.6 kg/kW.H
	(LCV of 10,200 kcal/kg)	Generator	515kVA (410kW) AC 450V, 60Hz
4) REDUCTION GEAR (1 set)		11) AUX. DIESEL GENERATOR (2 sets)	
Type	Kawasaki-IMT	Type	4 cycle single acting trunk piston, YANMAR 6 MAL-DT
Gear ratio	6.143	Output	600BHP × 900rpm
Thrust bearing	Tilting pad	Generator	515kVA (410kW) AC 450V
5) SHAFT BRAKE (1 set)		12) AIR CONDITIONING UNIT (1 set)	
Type	Hydraulic single disk	Type	Kawasaki AR type
Max. brake torque	15,000kgm × 4 sets		Absorption refrigerator
6) SHAFTING		Ref. capacity	180,000kcal/h
Line shaft	520φ × 6,850 × 1	Chilled water	
Propeller shaft	655φ × 7,460 × 1	Outlet	7.5°C
Stern tube	Oil lubrication type with oil sealing	Inlet	12°C
7) PROPELLER		Flow rate	40.0 Ton/h
Type	5 blades solid keyless	Hot water	
Diameter	8,000mm	Outlet	82.3°C
Pitch	6,528 mm	Inlet	90°C
		Flow rate	35.0 Ton/h

Fig. 17 Heat recovery system

焼装置を持ち、自動点火消火が可能である。また、主機出力減少、主機トリップおよびクラッシュアスターン時にドラム圧力が低下しない様に早めに点火する様にコンバスタは計画されている。

(6) 機関部の自動化 NK船級の“M0”を取得し、機関室24時間無人化が可能である。機関制御室は第2甲板の機関室船首側に設けられ、主機の遠隔制御および集中監視、補機発停が可能である。

主機はブリッジから遠隔操縦が出来、クラッシュアスターンについてはFig. 18にそのシーケンスを示す。

Fig. 18 Crash astern sequence

8. アラモ号の海上運転結果について

本船は昭和53年1月に引渡されたが海上試運転は非常に好成績で初期の目的を充分達成した。

(1) 船速 船速は主機MCR(13,300 PS)時、16.02 kt(満載)、17.07 kt(バラスト)で設計点15.8 kt(満載)、16.9 kt(バラスト)を充分満足した。

また、プロペラ回転数は設計点72 rpmに対して73.7 rpmであった。

(2) 燃料消費 主機の燃料消費率は設計点146 g/PS・hrに対して実際142.9 g/PS・hrと好成績であった。

(3) クラッシュアスターン 満載状態で、軸ブレーキを使用した時と使用しない場合の比較を行った。その結果、軸ブレーキ使用による改善は船の停止時間で2分間、停船距離で2.5 Lppであった。

(4) 主機排ガス温度 排ガス温度は排気熱回収のキーポイントである。海上試運転の結果、設計点にほぼ近い値となり、過給機出口温度で360℃(MCR)、350℃(NOR)であった。

(5) EGB過熱器出口蒸気温度 主機排気の場合、過熱器出口蒸気温度は設計値にほぼ近い250℃であった。

コンバスタ使用の場合、過熱蒸気温度はわずかに上昇し280℃であったが、この温度は過熱器の蒸気管および蒸気タービンには何等影響はない。

(6) EGBの蒸気保持時間 主機トリップからACBトリップまでの時間を蒸気ターボ発電機出力320 kW、340 kW、410 kWの各ケースについて計測した。この場合、ドラム蒸気圧力は5 kg/cm²Gで蒸気はこのボイラドラムの保有熱量だけによる場合である。

その結果をFig. 19に示す。これによると410 kWにおいても7.5分とディーゼル発電機の起動、コンバスタの点火に対して充分の時間的余裕がある。

Fig. 19 E.G.B. Steam holding capacity

(7) 吸収式冷凍機 冷房負荷テストを主機出力70%、90%およびMCR負荷に行い、その性能の充分なる事を確認した。

機関制御室冷房のみの様に非常に低負荷の場合もテストを行ったが何も問題はなかった。

(8) EGBコンバスタ用バーナの点火テスト 主機排ガス管の途中にバーナを設けて点火する方式はほとんどその例を見ないので、今回は陸上テストから慎重に行った。その結果、海上試運転においてバーナの点火は一度も失敗することなくまたバーナの燃焼状態も良かった。テスト後、炉の内部を点検したがバーナタイルは清浄で煤の堆積もなくまたバーナチップも汚れていなかった。

9. む す び

アラモ号にとう載された最初のKSEプラントは成功のうちに海上試運転を終へ、また低回転プロペラ、廃熱利用のターボ発電機、冷房装置等燃料消費の節減に寄与する所極めて大きかった事が証明された。

最近、多種の省エネルギープラントが開発されているが、当社のKSEプラントが最も優れたものの一つであると信じる。これは実際の航海実績および性能の分析等によって充分証明されている。

我々は今後共、このKSEプラントシステムの改良に努めさらに優秀な船用推進プラントにして行きたいと思っている。