アドバンスト・スチーム・パワー・プラントの開発*

田 丸 量 一**

Development of Advanced Steam Power Plant

By Ryoichi Tamaru

We investigated the steam turbine propulsion plant of 80,000PS output for 1 million dwt tanker under the design conditions that the specific fuel consumption as target was not greater than 170 g/PS·h and the plant was realizable in the near future applying marine technology not deviating too far from the present state of art.

As the result, it was concluded that the SFC of 169 g/PS·h is attainable by the reheat cycle plant of the steam condition of 140 atg × 540℃/540℃, 5-stage feed water heating, and proper driving system for principal auxiliary machineries, and that the extra acquisition cost of the plant due to higher grade is redeemable in 3–5 years by the saving of fuel consumption.

Following studies were also made,

(1) Consideration concerning the problems about main turbine and boiler caused by larger output and elevated steam temperature and pressure, and experimental studies concerning some of the problems were carried out.

(2) Consideration concerning the problems on arrangement in engine room.

(3) Studies on automation system including the early stage diagnosis of unusual running state of machineries in engine room.

1. ま え が き

この開発は、運輸省の「巨大タンカーの研究」の一環として、燃料消費率の大幅改善を主たる命題とし、日本船用機器開発協会・川崎重工業および日立造船の共同研究として、昭和49～51年度に実施されたものである。

巨大タンカーを対象としたので、主機最大出力を8万馬力に設定し、燃料消費率 170 g/PS·h 以下を目標として研究を行った結果、蒸気条件 140 atg × 540℃/540℃の5段給水加熱再熱サイクルで、適当な補機方式を選定することにより、169 g/PS·h を達成できるとの結論が得られた。

また、主タービン・ボイラの基本計画を行って、それらの構成について考察を加え、大出力化・高温高圧化する場合の構造・材料等に関する問題点を検討し、課題のうち若干のものについては実験研究を実施した。

さらに、巨大な機関室空間での機器配置・配管・パトリール手段・換気などいわゆる装置上の問題点の検討および早期異常診断を含む自動化の研究を実施した。

これらの研究は、信頼性をそこなうことなく大馬力・高性能のプラントを実現する事を基本方針として特に留

意しつつ進めたが、目標としたプラントが、現在の技術をベースとして、特別の困難なく実現できる見通しを得た。

2. プラント計画

2.1 蒸気条件とサイクルの決定 経験にもとづき5段給水加熱、発電機と給水ポンプの主機駆動、LOクーラと造水装置の復水冷却、スクープ海水循環、1缶半ボイラ方式を骨組とした再熱プラントが目標性能を達成できるものであろうとのおよその見通しを立ててヒート・バランス計算を行い、タービン入口の蒸気条件と再熱圧力をいろいろに変えた場合の燃料消費率を求め、図1～3に示す結果を得た。これらの図から下記のことがわかった。

(1) 燃料消費率 170 g/PS·h 以下を達成できるための蒸気条件は、次の範囲に絞られる。

初温 540℃では、初圧 120 atg 以上

“ 560℃ ” , “ 110 atg ”

(2) 初圧が約 150 atg 以上では、タービン内部効率の低下の影響が現われ、圧力を上げる割には燃料消費率の改善は望めなくなり、ある圧力で極値を生ずる。

(3) (1)の蒸気条件の場合、最適再熱圧力は 35 ata 付近にある。

* 原稿受付 昭和52年6月28日

** 正会員 日立造船(株)(大阪市此花区桜島1-3-40)

図1 再熱圧力と燃料消費率

図2 再熱圧力と燃料消費率

図3 燃料消費率

一方、上述の検討と平行して行われた主ボイラ伝熱面配置の検討から、

給水温度 230～240℃
過熱蒸気圧力 140～150 atg
過熱蒸気温度 545～550℃

をそれぞれの上限とする事が望ましいとの結果が出たので、ANSI 2500 psi P-T ratingも配慮して、本プラントの蒸気条件を、

140 atg × 540℃ / 540℃ (主タービン入口にて)
再熱圧力 35 ata

と決定した。

続いて、発電機・給水ポンプ・強圧送風機の駆動方式および給水加熱段数ならびに抽気点について詳細に検討

を行った結果、下記の結論が得られ、サイクルが決定された。

(1) 主発電機：主機駆動は可。補助タービン駆動は、現在、可能と考えられる小形タービンの効率では、燃料消費率 170 g/PS·h 以下を達成できないので不可。

(2) 主給水ポンプ：主機駆動は可。補助タービン駆動は、排気処理に問題があり不可。電動は条件付きで可。

(3) 強圧送風機：電動は可。補助タービン駆動は、主発電機と同理由によって不可。

(4) 給水加熱段数：5段と6段について、最終給水温度を同じにとって燃料消費率を求め比較したところ、その間に顕著な差が認められないので5段とする。

(5) 抽気点：ここまでの検討では、抽気点の選定は便宜上主タービン膨張線のエンタルピ等分割法を使用して来たが、サイクル構成がほぼ固まったので、改めていわゆる Gradient 法で最適抽気点を探索した。最低抽気点は膨張線等分割法によるものよりやや高く、そのほかはやや低くするのが最小燃料消費率を与える事がわかった。

以上の検討結果を織り込んだサイクルのヒート・バランス線図を、図4に示す。

2.2 経済性について 本8万馬力アドバンスト・スチーム・パワー・プラントと、従来形と同出力蒸気プラントとの機関部コスト差(約12～15億円と見積った)を、燃料費ゲインによりなん年で償却可能かを計算した。

従来形プラントとしては、現在、標準の蒸気状態である 60 atg × 510℃ のストレート・サイクルをとり、その燃料消費率を 200 g/PS·h とした。

燃料価格を 21,000 円/t、年間航走時間を 8,000 h、金利を 9% とすれば、約 3～4 年で償却できる事となるので、本プラントの経済

性は有望であると言ひ得る。

2.3 機関部要目の計画概要

(1) 主ボイラの蒸発量 各運転条件における主ボイラの所要蒸発量は、ヒート・バランス計算から、

通常航行時	188 t/h
タンク・クリーニング時	219 t/h
荷油積下し時	216 t/h
後進時	220 t/h

と求められたので、主ボイラの蒸発量を次のように定めた。

常用蒸発量(再熱時)	188 t/h
最大蒸発量(再熱および非再熱時)	235 t/h

(2) 補助ボイラの蒸気条件および蒸発量 主ボイラの

図4 ヒート・バランス線図

故障時、9ノットで非常航行するのに必要な蒸気を発生し得ること、および荷油積下し時に荷油ポンプ1台を補助ボイラで駆動できるように計画し、主ボイラの最大蒸発量が通常航海時の蒸発量と比較して、著しく均衡を失する事のないように配慮した。

蒸気条件 60 atg, 飽和

最大蒸発量 88 t/h

ちなみに、荷油ポンプの容量は、100万DWtタンカーに対し、荷油積下し所要時間を40～50hと想定して、 $9,000 \text{ m}^3/\text{h} \times 185 \text{ m T. H.}$ 4台

とした。

(3) 発電機システム 主発電機は、2.1で述べた通り、主機駆動(バック・アップ・タービン付)とし、予備ターボ発電機、補助ディーゼル発電機の数および使用区分を数案の中から、次の通り選定した。

主発電機 3,400 kW 1台

予備ターボ発電機 3,400 kW 1台

補助ディーゼル発電機 1,700 kW 1台

非常用発電機 1台

(4) その他の主要補機 主ボイラ給水ポンプおよび

び強圧送風機システムを次の通り決定した。

主給水ポンプ 1台(主機駆動, バック・アップ・タービン付)

予備給水ポンプ 1台(蒸気タービン駆動)

コールド・スタート用給水ポンプ 1台

強圧送風機 2台(1台は予備)

コールド・スタート用送風機 1台

なお、主給水ポンプを電動とする時は、発電機容量が6,000 kW必要となるが、反面、主機回転数の変化に対

表1 発電機使用区分

発電機 コンディション	主発電機	予備ターボ発電機	補助ディーゼル 発電機
通常航行時および タンククリーニング時	○(M)	△	△
荷油積下し時	○(B)	△	△
非常航行時			○

(記号) ○……常用 △……予備

△……予備(自動起動)

(M) ……主機直結駆動

(B) ……バックアップタービン駆動

図5 機関室平面図(第4甲板)
4TH DECK

図6 機関室縦断面図(左舷に向かって見る)

応するための配慮が必要でなくなる。

2.4 機関室配置計画 対象船の主要寸法は、
 $L_{pp} = 460 \text{ m}$, $B = 80 \text{ m}$, $D = 46 \text{ m}$, $d = 37 \text{ m}$,
 機関室長さ = 48 m

機関室全体装置図の一部を、図5および6に示す。

主・補ボイラは、ともに天井だきであるので、操作レベルを合わせて配置した。

主機駆動の発電機、給水ポンプ、バック・アップ・タービン・パッケージは、第4甲板で支持される。しかし、予備ターボ発電機、補助ディーゼル発電機、予備給水ポンプ、造水装置は集中配置して操作を便にするため、第3甲板に設置することとした。

機関制御室は、居住区に近接し、ボイラの操作・監視が便利な位置として第2甲板船首側中央に配置する。

また、機関室の広さと深さが大きいので、乗組員の労力を軽減するため、エレベータを2か所に設けた。

3. タービンおよび減速装置に関する検討

3.1 基本条件 プラント計画を満足するタービン装置の基本条件を次のように設定して検討を行った。

蒸気条件 $140 \text{ atg} \times 540^\circ\text{C} / 540^\circ\text{C}$
 出力/回転数 $80,000 \text{ PS} / 65 \text{ rpm}$
 再熱点圧力比 入口圧力の $20 \sim 28 \%$

主復水器真空 722 mm Hg

船用再熱タービンとしては、 $100 \text{ atg} / 520^\circ\text{C}$ の蒸気条件は既にかなりの実績があり、陸用タービンで使用されている材料を使用すれば、 540°C 以上の温度にも応ずる事ができる。

タービンの小形化・効率の向上を図るため高・中圧タービンの回転数を高くする事は、クリスマス・ツリー翼根を採用するか、あるいは、陸用で使用されている $12\% \text{ Cr}$ 系耐熱鋼を羽根材に使用する事により、 $6,000 \sim 7,000 \text{ rpm}$ を安全に実現できる結論を得た。

歯車材料に硬度の向上したものを採用することにより K 値の上昇を図り、銅メッキにより耐スコリング強度の向上が得られるなど、構造ならびに工作上の注意を払えば、 65 rpm の減速装置の計画は可能である。

また、従来から主復水器計画の標準となっている、海水温度 24°C で 722 mm Hg 真空についても、大幅に燃料価格が上昇した条件を加味して再検討を行ったところ、この標準値は現在でも最高経済真空の範囲にある事を再確認した。

3.2 タービン構成の検討 表2に示す4種の構成を設定し、それぞれの得失について検討した結果、

(1) ケースB, Cの場合、前置ギヤを用い、高圧タービンまたは高中圧タービン系の高速化を図る事は、タ

表2 タービン構成と得失比較表

設定条件 (軸出力/回転数 80,000 PS/65rpm
 蒸気条件(操縦弁前) 140 kg/cm² G/540℃ 復水器真空 722 mmHg VAC.

ケ ー ス	A	B	C	D
タービン・ギヤ配置
出 力 配 分	HP IP LP 26 : 26 : 48	HP&IP LP 50 : 50	HP IP LP 26 : 26 : 48	HP IP LP 30 : 30 : 40
回転数 (rpm)	HP 5,000	6,000	7,000	6,000
" (rpm)	IP 5,000	6,000	5,000	6,000
" (rpm)	LP 3,000	3,000	3,000	3,000
タービン効率差%	0	0.16	0.22	0.22
機械効率差%	0	コンベンショナル タイプ -0.30	遊星タイプ -0.29	-0.24
合計効率差%	0	-0.14	-0.07	-0.02
タービン重量 ton	302.0	290.5	309.6	293.3
歯車重量 ton	460.0	432.0	451.1	376.0
全 体 重 量 ton	762.0	722.5	760.7	669.3
概 略 寸 法 全 長 m	17.7	17.3	17.5	17.2
概 略 寸 法 全 幅 m	12.5	12.5	12.0	12.8
概略寸法 (主軸中心より)	高さm 深さm	5.4 3.4	5.4 3.4	4.4 5.8

ービン内部効率の向上よりも減速歯車の機械損失の増加の方が大きいため、性能上の利益は失なわれる。

(2) 高, 中, 低圧タービンを分離し, 3軸のクロス・コンパウンドにしたDも可能であり, 特に全体重量が他のケースに比べて軽く, 性能および主機寸法の面でも利点がある。また, 後進タービンを低圧タービンのみでなく, 中圧タービンにも設けられる。しかし, この構成では, 高圧タービンの位置が高くなる事, 配管が複雑となる事などのデメリットも存在する。

(3) ケースAは, 性能上の利点のほかに構造も簡単である点で有利である。ただし, 高中圧タービンが細長くなるのでタービン車室の熱変形に注意を要する。

以上の検討の結果, ケースAとDの構成を取る事とした。図7にケースAの全体組立図を示す。

3.3 タービン構成機器に関する研究

タービンの出力が増大するとその構成機器も大形になり, 配置上の制約を受けやすい。そこで小形化を目的として次の研究を行った。

(1) 主復水器小形化の研究 本研究は, 主復水器冷却管群の熱交換性能を改善することにより, 小形化・軽

量化を図る事を目的として行った。K社建造の45,000 PSタービンとう載のULCCの主復水器について, 海上試運転でいろいろの計測を行い, 次の結果が得られた。

a) 冷却管内速度分布 速度分布は, 管板の中央部に最大流速域を持つ円錐台状で, 平均流速に対し最大は+7%, 最小は-15%の範囲にあった。

b) 器内圧力および温度分布 圧力・温度とも, 冷却水や蒸気の流れ方向において顕著な差がなく, ほぼ一様な分布を示している。

c) 熱貫流率分布 平均熱貫流率は, Heat Exchange Instituteの方式による値にほぼ近く計画通りであった。局所的には, 仕切りの邪魔板の上下について見ると, 上方の管からの凝縮水落下の影響の有無によって, 平均熱貫流率に対し±50%程度の上下幅を有する事が判明した。熱貫流率分布の一例を図8に示す。

以上の結果, インレット・アタックや管内面潰食を起こさぬ程度に最高管内流速を押えつつ平均流速を上げる方策および適切に邪魔板を配置するなどの採用によって平均熱貫流率を向上して主復水器を小形化できる見通しを得られた。

図7 主タービン全体組立図

図8 熱貫流率分布(kcal/m²h)

(2) 小形操縦弁の開発 弁部ディフューザを改良することにより、口径が従来より10%小で、圧力損失に差のないものを、縮尺モデル実験によって確認し、実船に装備して良好な結果を得ている。

また、駆動装置については、油冷却器を装備した定容量形油圧ポンプを使用し、従来より高圧化して油圧シリンダおよびパイロット弁部を小形化する実験を行い、制

御性の良い装置とする条件を確認できた。

4. ボイラに関する検討

出来る限り船用の経験に裏付けされた形式を踏襲して信頼性を確保する基本方針を立て、自然循環で輻射過熱器も輻射再熱器も採用しない構成をとって主ボイラの基本計画を行い、いろいろの問題点について検討した。

4.1 蒸気条件および伝熱面配置の検討

(1) 蒸気温度 高温腐食を防止するため、管外壁面温度の最高値を600℃に押え、局所熱負荷と平均熱負荷との比を1.5程度とすると、過熱蒸気温度の最高許容値は、545～550℃となる。

(2) 蒸気圧力 高温・高圧・再熱ボイラでは、蒸発伝熱面の受熱分担割合が減少すること、大蒸発量になると火炉輻射伝熱面積の割合が現在の船用ボイラに比べ小さくなって来るなど、伝熱面配置上の問題が出て来る。

エコマイザにおける給水の温度上昇の最小値を10℃、一次過熱器出口ガス温度と飽和蒸気温度との差を50℃以上、平均火炉伝熱面熱負荷を30万kcal/m²h以下に押え、温調緩熱器や補助蒸気用内部緩熱器の負荷など、実際運転条件の諸数値を与えて伝熱面熱配分を計算すると、蒸気温度545℃の場合、蒸気圧力の上限を140～150 atgとおさえないと伝熱面熱配分がバランスしない。

(3) 給水温度 上記(2)と同様の検討によって、給水温度を230～240℃以下としなければならない。

以上の検討結果とヒート・バランスから、主ボイラの計画条件は、

過熱器出口蒸気条件 145 atg × 545°C
給水温度 237°C

と定められた。本ボイラの概略計画図を図9に示す。

4.2 高温化に伴う問題点

(1) 過熱器管・再熱器管のガス側高温腐食の防止

最も問題となるバナジウム・アタックの腐食機構とその対策に関する実験研究を実施し、高温腐食は V_2O_5 と Na_2SO_4 が反応して生ずるナトリウムバナデートによる加速酸化と、 Na_2SO_4 による硫化腐食との二つの腐食作用であり、主として前者が作用するが、後者も存在することがわかった。

これらに対する防止策としては、管表面をコーティングする方法としてCr鍍金が最も効果があり、また、燃焼ガス中へ腐食抑制剤を添加する方法としては、Mg系の添加剤が最良であることを確認した。

(2) 水蒸気酸化に関する検討 オーステナイト系ステンレス鋼管では、高温水蒸気による鋼材の酸化スケールが、地鉄との熱膨脹係数の差が大きいため剥離しやすいので低合金鋼を使用し、管材温度をできるだけ低く抑えた設計をする等の考慮を要する。低合金鋼でも、熱応力を、材料に許容された高温許容応力以内に収め得る。

4.3 高圧化に伴う問題点

(1) 水循環に関する検討 水循環特性の試算を行って、ドラム圧力170 atg程度のボイラにおける水循環特性値は、これまでの船用自然循環ボイラとして実績のある110～120 atgボイラのそれとほとんど差がない事を確認した。

(2) パーンアウト熱流速 高圧ボイラで高伝熱面熱負荷を採用する場合には、蒸発管出口の蒸気体積率をより小さく、蒸発管入口の流速をより大きくする事によって、パーンアウト熱流速のレベルを高める事も重要である。そこで伝熱面許容熱負荷の実験研究を行った。

自然循環系では、熱負荷の上昇につれて管内流速の振動が発生し、ドライ・アウトと、引き続いて生ずるバーン・アウト熱負荷を引き下げる。

実験は、自然循環模擬ボイラの伝熱管を直接通電で加熱し、流速振動を故意に発生させ、脈動の程度がボイラ計画における想定熱負荷に対し安全か否かを調査し、本ボイラの有する余裕をは握した。実験装置は、300 kW、管内径22.6 mm、加熱部長さ3,874 mmで、圧力7～70 atgの範囲で、内部流体に水を使用して実験を行った。

(3) 水質管理に関する検討 船用プラントでは、塩分の漏入に対するボイラ伝熱面の保護と、実験研究における好結果の報告から、磷酸塩処理が適当と考える。

高圧化に伴い、水管管理値は全般に厳しくなるが、シリカ管理をより厳格化すると共に、従来の船用プラントではほとんど計測されていない給水中の鉄、銅分の管理も必要であろう。このように厳しい水質管理を行うためには、水質管理室を船内に設ける事も重要である。

ボイラ水の全固形物、シリカ管理をより容易に達成するために、造水装置からの補給水のみでなく、ドレン回収水および復水も、イオン交換樹脂を通してクリーン・アップする事が重要である。

5. 制御システムの構成

5.1 数式モデル・制御方式の開発 本プラントに比較的近い45,000 PS再熱プラントをシミュレーションの対象として主ボイラ・タービン系の数式モデルを作成し、開閉ループ・シミュレーションを実施、その結果は、同プラントとう載船の試運転で動特性試験を行って比較し妥当性を確認した。

制御系については、現在計装されている電子式ボイラ制御装置に準じた制御系を用いてシミュレーションした結果から、ASPP用主ボイラの過熱ならびに再熱蒸気

STEAM CONDITION : 145 kg/cm² G 545°C
EVAPORATION^{MAX}_{NOR} : 230,000/185,000 kg/h
BOILER EFFICIENCY : 90.7% at RH-NOR.

FEED TEMPERATURE : 237°C
RH. STEAM QUANTITY^{MAX}_{NOR} : 170,000/170,000 kg/h
RH. INLET STEAM COND : 35 kg/cm² G 387°C

図9 主ボイラ概略図

温度制御方式は、計画の通りで良好な制御性を有する事が判明したが、同方式が適用されている船の試運転で実証を得た。

5.2 異常診断方法の開発 まず、第1段階で、プラント全体においてどのサブ・ブロックが異常であるかを、サブ・ブロックの性能低下がプラント効率に及ぼす度合を評価指数として見出し、第2段階では、該当サブ・ブロックの性能低下の原因がなんであるかの診断法として、左側最短インバース法による解析的診断法および故障表を用いる診断法を開発し、シミュレーションなどによって検討した結果、この異常診断システムの実用化の見通しが立った。

5.3 自動化システムの試設計 自動制御・遠隔操作および保護装置は、在来の45,000 PS再熱プラントの実績ならびに本開発での検討結果をもとに試設計した。

監視システムは、常時監視警報サブ・システムと異常診断サブ・システムに大別し、2台のミニコンピュータ

に機能を分散させ、プラント・データを共有化する事により情報処理の効率化を図った。また、自動化システムの信頼性向上対策として、監視システムに自己診断バックアップ・サブシステムを設けた。

6. あとがき

本稿は、去る2月25日に行われた創立十周年記念事業講習会における講演内容をまとめたものであるが、非常に広範囲に渉る検討・研究を限られた紙数にはいるよう圧縮したため、十分な説明ができなかった。詳細をお知りになりたい方は、日本船用機器開発協会発行の「アドバンスト・スチーム・パワー・プラントの開発事業報告書」を参照されたい。

おわりに、本開発の主査としてご指導いただいた大阪大学教授石谷清幹先生をはじめ、委員ならびに関係者の方々に感謝の意を表する次第である。

第12期 委員会 委員名簿(9)

英文会誌刊行委員会

委員長	植田靖夫	(船舶技術研究所)
委員	池田和夫	(日本郵船)
"	一色尚次	(東京工業大学)
"	平田賢	(東京大学)
"	阿久津武	(石川島播磨重工)
"	伊丹潔	(芝浦工業大学)
"	川崎義人	(東京商船大学)
"	木村隆義	(日本海事協会)
"	酒井宏	(東京大学)
"	寺本俊二	(北辰電機)
"	中村順治	(大阪商船三井船舶)
"	波江貞弘	(船舶技術研究所)
"	平田栄	(三井造船)
"	福垣敦男	(三菱重工)

船用機関調査研究委員会

委員長	石谷清幹	(大阪大学)
委員	赤堀昇	(東京商船大学)
"	小川武	(東京商船大学)
"	大江卓二	(日本造船技術センター)
"	幸田功	
"	坂本賢三	(神戸商船大学)
"	徳永勇	(三立工業所)
"	長坂政二	(富山商船高専)
"	藤田秀雄	(明治大学)
"	本多幸次郎	(氷川商事)
"	向原誠也	(神戸商船大学)
"	矢杉正一	(佐世保重工)

国際シンポジウム準備委員会

委員長	今井清	(日本海事協会)
委員	津田公一	(東京大学)
"	平田賢	(")
"	川崎義人	(東京商船大学)
"	小泉磐夫	(東京電機大学)
"	植田靖夫	(船舶技術研究所)
"	黒須顕二	(")
"	玉木恕乎	(")
"	木村隆義	(日本海事協会)
"	成毛竹夫	(")
"	亀田真哉	(石川島播磨重工)
"	山根良夫	(")
"	佐々木寛	(日本鋼管)
"	富田幸雄	(日立造船)
"	大橋智	(三井造船)
"	高本幹永	(")
"	杉正樹	(三菱重工)
"	樋口勝彦	(大阪商船三井船舶)
"	佐山昭彦	(川崎汽船)
"	池田和夫	(日本郵船)
"	寺本俊二	(北辰電機)