

舶用水素燃焼ボイラの研究

玉木 恕乎*・横村 武宣**・徳田 仁**・長内 敏雄**

Considerations on Utilization of Hydrogen Gas as a Fuel to Marine Boilers

By

Hiroya TAMAKI, Takeyoshi YOKOMURA, Shinobu TOKUDA and Toshio OSANAI

Abstract

This report deals with technical problems that will be taken place when the future marine steam turbine plant burns hydrogen gas as a fuel. As the steam turbine plant uses a Rankine Cycle with being an external combustion engine, there will be considered to exist the problems associated with utilization of hydrogen as a fuel in the boiler component.

The combustion characteristics of hydrogen used in the marine boiler different from conventional fossil fuel are followings; 1) high diffusion coefficient in the air, 2) small ignition energy, 3) broad inflammable limit, 4) high combustion velocity, 5) high possibility of explosion, 6) non-luminous gas flame, 7) small radiant energy from flame, 8) high content of steam vapor in combustion gas, 8) no corrosion of high and low temperature ranges.

Studies conducted here to investigate to solve the subjects are constructed as following topics.

- (1) An experimental study of hydrogen combustion in the small test boiler is performed to get overall absorption coefficient of thermal energy release in the furnace.
- (2) A conceptual design on a marine boiler for hydrogen combustion and a layout of machineries in the engine room for a hydrogen transport tanker are conducted and discussed.
- (3) Difficulties involved in the utilization of hydrogen to the marine steam turbine plant when the hydrogen energy system will be introduced in the future are discussed and found to be able to solve.

目 次

1. まえがき	35	3.2 水素燃焼	41
2. 試験ボイラによる水素燃焼実験	36	3.3 熱計算	45
2.1 実験装置	36	3.4 水循環計算	50
2.2 燃焼試験	38	3.5 ボイラの構造	53
2.3 実験結果	38	3.6 船内配置	56
2.4 考察	40	3.7 考察	58
3. 舶用水素ボイラの概念設計	41	4. 結 び	59
3.1 設計の条件および検討の範囲	41	参考文献	60

1. まえがき

太陽エネルギーあるいは核エネルギーにより製造される水素をクリーンなエネルギー媒体として利用するシステムが 21 世紀へ向けてのエネルギーシステムの

* 機関開発部

** 機関性能部

原稿受付: 昭和56年1月13日

一つとして考えられている。このシステムは、太陽熱等を利用し、水を電気分解して得られる水素を燃料として利用するシステムで、製造された水素は、そのエネルギーを動力に変換する熱機関の燃料として供給され、酸素と反応してエネルギーを放出し、再び水に戻る。このように、水素はリサイクルが可能で、エネルギーの貯蔵に適しているうえ、環境を汚染することが少なく、原料となる水は地球上に豊富に存在することから、二次エネルギーの媒体として最適であると見られている。

このシステムでは、適当な立地条件を備えた水素製造基地で水素を製造し、それを液化し、液化水素の形で消費地へ輸送する方式が想定されている。液化水素の海上輸送の形態は液化天然ガス (LNG) のそれに近いものと予想される。この場合、液化水素タンクから蒸発してくるボイルオフガスは、LNG の場合と同様、推進機関の燃料として利用するのが最も経済的であると考えられている。

水素ガスを蒸気タービン機関の燃料として用いる場合、ボイラの燃焼伝熱特性が化石燃料のそれと大きく異なる点に留意する必要がある。即ち、水素ガスは、空気中での拡散係数が大きく、燃焼速度が極めて速いうえに可燃限界が極めて広く、着火エネルギーも小さいため、爆発の危険性が高く、燃料としての取扱は容易ではない。また、従来のボイラでは、燃焼室内での熱移動の大部分を化石燃料の燃焼により生じる固体炭素微粒子からの輝炎ふく射に依存しているのに対し、水素燃焼ボイラでは輝炎がなく、燃焼反応で生成される水蒸気や水酸基からのガスふく射のみとなり、ふく射伝熱量が大幅に減少する。

その反面、対流伝熱部では熱伝導率の大きな水蒸気が多いこと、伝熱面への未燃分や灰付着のないことなどから伝熱管の配列を密にし、対流伝熱量を大きくすることができる。また、高温腐蝕、低温腐食の問題から解放されるため、高温蒸気の発生によるプラント熱効率の改善およびボイラ出口ガス温度を下げることに伴うボイラ効率の向上が期待できる。

このような、水素を燃料とした場合の特徴に対応して、水素燃焼ボイラの燃焼、伝熱特性を把握するため、汎用小形ボイラによる水素燃焼実験を行い、水素燃焼に関連する問題点を明らかにするとともに、燃焼室内の温度分布および総括熱吸収率を実測した。また、液化水素タンカー用としての水素燃焼蒸気タービン船の実用化に対する問題点を抽出し、実用化の可能性を評

価するため、水素燃焼ボイラ の概念設計およびそれを搭載する蒸気タービン船の船内配置の検討を行った。

2. 試験ボイラによる水素燃焼実験

化石燃料を用いる従来のボイラでは、固体炭素微粒子からの輝炎ふく射が燃焼室内伝熱量の大部分を占めているのに対し、水素燃焼では輝炎がなく、それが期待できないため、従来のボイラで水素を燃焼させた場合、燃焼室での熱移動に大きな差がでてくることが予想される。そこで、小形試験ボイラによる水素の燃焼実験を行い、燃焼室内の温度分布などを実測した¹⁾。

2.1 実験装置

実験装置は試験ボイラ、水素バーナおよび水素燃料系統よりなる。

試験ボイラは株式会社タクマ製のクレイトンボイラで、灯油を燃料とし、自動運転できるように設計された小形の貫流式ボイラである。その主要目および全体構成を表-2.1および図-2.1に示す。

ボイラ本体には本実験のため、2本の計測孔を設けた。その概要を図-2.2に示す。これらの計測孔は燃焼室の出口付近で炉壁を貫通し、熱電対を燃焼室の中心部に向かって約50°の角度で斜め下に挿入できるようになっている。同図において、×印は燃焼室内温度計測時の位置を示したものである。また、試験ボイラには給排気温度その他の状態量を計測するための仮設計測点を設けた。

水素バーナはボルカノ社製である。水素ガスのバーナチップは2mmφ×8ヶのノズルからなり、25mmφの水素バーナ管の先端に設けられている。その周囲には風箱およびスワラが配置されており、噴射された水素ガスとスワラからの空気が混合して燃焼するように設計されている。この風箱に供給される水素燃焼用の空気は本実験のために設けた独立の送風機から供給さ

表-2.1 試験ボイラの主要目

型 式	RO-15 型
最高使用圧力	10 Kg/cm ²
使用蒸気圧力範囲	4.6~9.5 Kg/cm ²
蒸 気 温 度	飽和温度
換 算 蒸 発 量	245 Kg/h (実際 207 Kg/h)
伝 熱 面 積	4.6 m ²
燃 焼 室 容 積	0.034 m ³
燃 料	灯油
ボイラ効率 (メーカー試験値)	84.5%

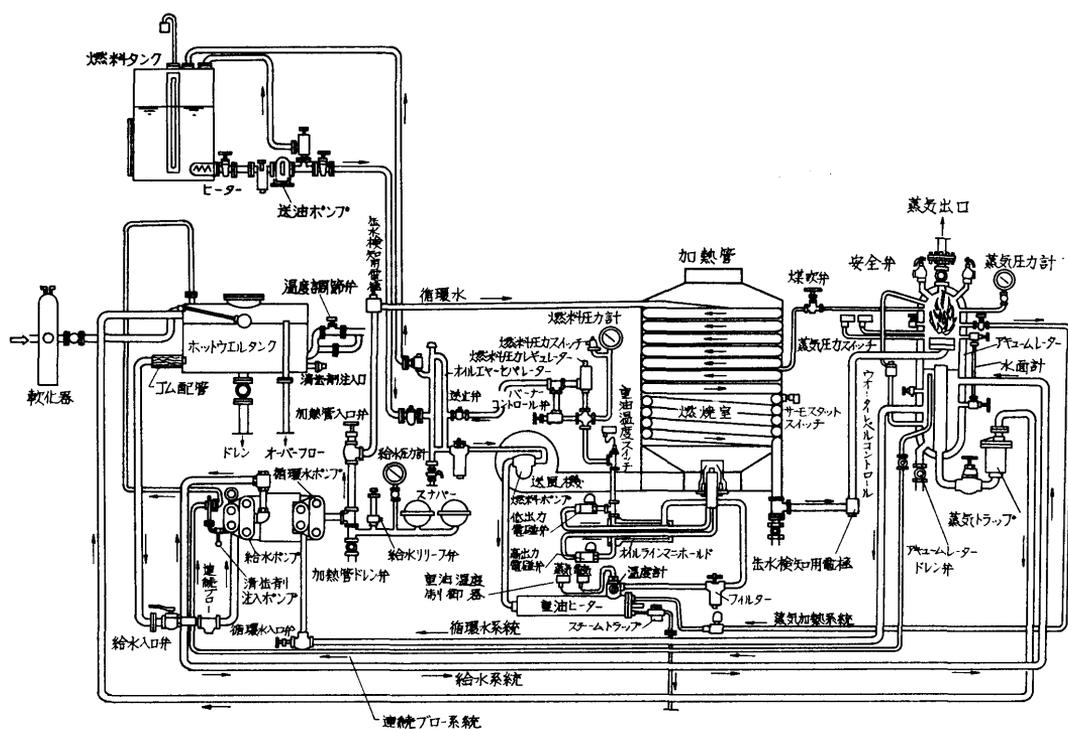


図-2.1 試験ボイラの概念図

表-2.2 水素バーナ要目

型式	HBT-70 型 (手動式) ボル カノ製
燃焼量	70 Nm ³ /h
通風圧力差	300 mmAq
空気温度	常温
噴霧方式	圧力噴霧先混合方式
着火方式	電気火花方式直接着火
空気比	1.15 (全負荷)
ターンダウン比	3:1
点火栓型式	同心円電極, 中心 6 mmφ, ギャップ 1 mm, 毎秒 1.3 回点火

れる。水素バーナは試験ボイラに標準装備されている灯油バーナを取外し、その部分に取付ける構造であり、その燃焼容量は灯油燃焼時の定格値とほぼ同等である。水素バーナの主要目、燃焼室に取付けた状態および構造を表-2.2、図-2.2 および図-2.3 に示す。水素バーナに燃料を供給する系統を図-2.4 に示す。水素燃料系統設備はポンペスタンド (7 m³ 水素ボンベ 10 本)、逆止弁、減圧弁、流量計を経て圧力 5000

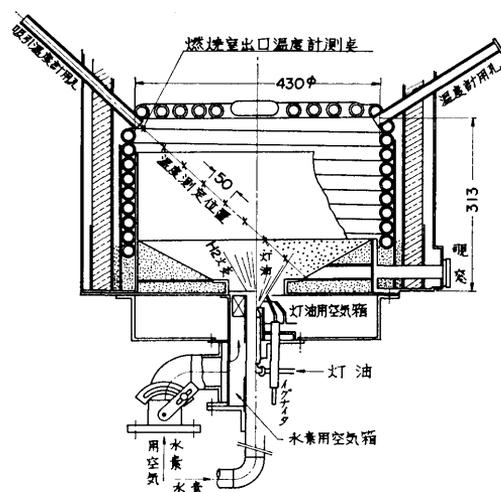


図-2.2 燃焼室と水素バーナ

mmAq の水素ガスを水素バーナに供給する。バーナの直前および燃焼室には爆発燃焼防止、失火防止、逆火防止のための高・低圧力検出器、火災検出器、圧力検出器、電磁弁、フレームアレスタ、バーナ元弁など

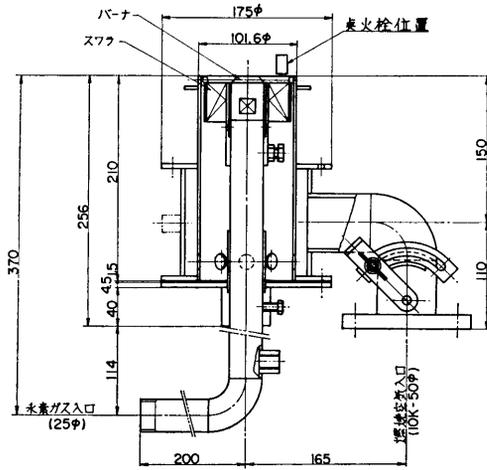


図-2.3 水素バーナ構造図

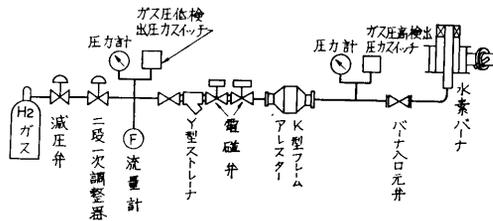


図-2.4 水素燃料系統図

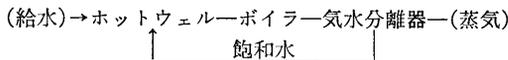
が設けられている。水素バーナの燃焼は紫外線炎検出器で監視し、失火と同時に電磁弁を閉止するよう設計されている。

2.2 燃焼試験

燃焼試験はまず、このボイラの通常の使用法である灯油燃焼について実施した。計測項目は燃焼室内温度分布、燃焼室出口温度、煙突出口ガス温度、蒸気圧力および排ガス酸素濃度である。

灯油燃焼時の燃焼試験は供給する燃料の流量を一定に保ち、燃焼空気の流量を変化させて、各空気比時の各状態量を計測した。水素燃焼時には空気の流量をあらかじめ一定にセットし、水素ガスの流量を変化させ、各空気比時の計測を行った。空気流量のセットは空気ダンパの開度で行ない、50, 60, 181 Kg/h の3種類とした。

本試験ボイラの給水—蒸気系統は下図のようなラインで構成されている。



このため、系全体が定常状態に達するまでには、かなりの時間を要する。水素燃焼時には燃料の保有量に限度があり、間けつ給水している給水—蒸気系統の平均蒸発量を計測するのに十分な運転時間が確保できなかったため、ボイラ効率を算出していない。

燃焼試験を通じて、水素燃料への点火には改良の余地のあることが明らかになった。即ち、本実験に採用した点火装置は毎秒約1.3回の周期で間けつ的に電気火花を発生させる方式のものであり、水素燃料への着火はまず、点火装置を動作させるとともに、水素燃料用の電磁弁が自動的に開放される。電磁弁の開放後、バーナチップから水素ガスが噴射されるまでには僅かな時間の遅れがあり、最初の点火では着火しない。そして約1秒後に発生する2回目の電気火花により、それまでに燃焼室へ噴射されていた水素ガスが爆発燃焼する。爆発燃焼により生ずる燃焼室内の圧力上昇が大きい場合には燃料の供給は一時的に途切れ、失火の状態となる。そして、その後に燃焼室へ噴射された水素燃料は次の点火で再び爆発燃焼し、これをくり返す。この不具合はバーナ入口弁を適当に絞り込み、水素の供給量を減少させることにより解消した。しかし、着火時の空気比の調節は容易ではなく、本装置の燃料系統および着火のシーケンスは改良の余地がある。

以上のように着火には問題があったが、試験ボイラによる水素の燃焼状態は安定したものであった。即ち、空気過剰率が1.0以下の条件でも化石燃料の場合のような発煙がなく、空気過剰率が3.0を超える条件のもとでも不連続な燃焼状態は観測されなかった。また、空気流量を181 Kg/h一定とし、空気過剰率が3.5から0.25まで変化するように燃料の流量を変えた実験でも性能の計測時間中安定に燃焼し、不安定な燃焼、失火、或いは爆発燃焼のような異常な状態に陥るようなことはなかった。

2.3 実験結果

(1) 熱量計算

燃焼室での軽油燃焼ガスからぶく射伝熱面への伝熱量 Q_F は熱収支より、

$$Q_F = G \{ H_u (1 - \xi) + V_a \bar{C}_{pa} t_a + C_f t_{fuel} - V_g \bar{C}_{pg} t_g \} \quad (2.1)$$

で表わされる²⁾。ここで、 G は燃料流量 (Kg/h)、 H_u は燃料の低位発熱量、 ξ は不燃損失係数、 V_a は燃料1 Kg 当りの空気量、 \bar{C}_{pa} は空気の平均定圧比熱 (Kcal/Kg°C)、 t_a は入口空気温度、 C_f は燃料の比熱、 t_{fuel} は燃料の入口温度、 V_g は燃料1 Kg 当りの燃焼ガス

量, \bar{C}_{pg} は燃焼室出口ガスの平均比熱, t_g は燃焼室出口ガス温度である。 $\bar{C}_{pa}t_a$, $\bar{C}_{pg}t_g$ はそれぞれ入口空気エンタルピ, 燃焼室出口ガスエンタルピでおきかえられる。 ϵ はゼロとして計算を行う。灯油の物性値は軽油とほぼ等しいと考えられるので, 計算には軽油のデータを用いた。水素燃焼ガスは水蒸気と空気と未燃焼水素ガスと考えられる。そこで水素燃焼ガスのエンタルピは空気, 酸素, 水蒸気, 水素の各組成割合から算出した。各エンタルピの値は定圧比熱を積分し, 0°C から 100°C 単位のエンタルピを求め, 必要な値は補間法で求めた。

(2) 総括熱吸収率

石油系燃料と水素では炭素の有無で火炎ガスからのふく射に変化が見られることが予想されるので, 燃焼

室の総括熱吸収率を計算した。燃焼室での受熱量 Q_F は火炎ふく射と表面接触伝熱より,

$$Q_F = f\phi_{CG} \cdot 4.88 \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right\} + A_{ca}(T_g - T_w) \quad (2.2)$$

で表わされる²⁾。ここで f は火炎ガスの燃焼室内の充満度に関する係数, ϕ_{CG} は火炎ガスのふく射の有効伝熱面 (投影面積) に伝熱される総括熱吸収率, A_e は有効ふく射伝熱面積, A_c はぬれぶち面積, T_g , T_w は燃焼室出口ガス温度 (°K) とふく射伝熱壁面温度 (水管内の水の飽和温度に等しくおく, °K), α はふく射伝熱面の対流熱伝達率である。 α はふく射量に比べ一般に小さい。

今回の水素燃焼試験の結果より, f を含めた総括熱

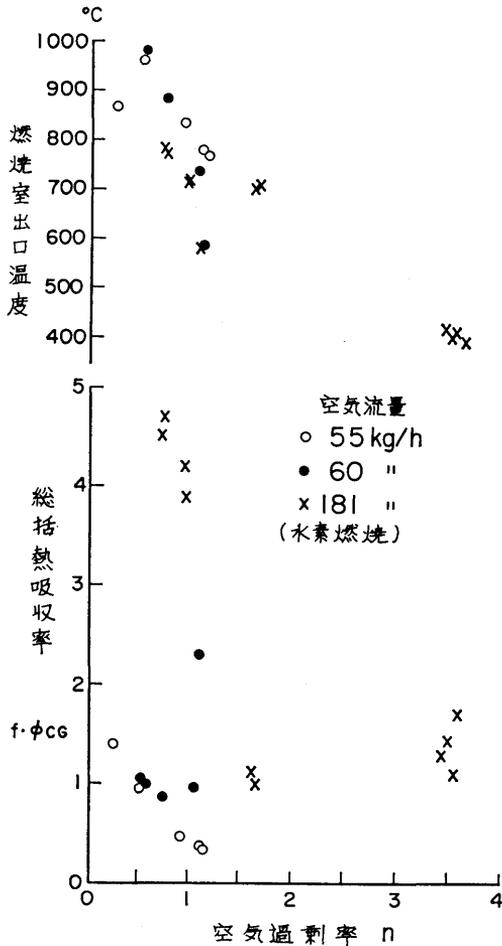


図-2.5 総括熱吸収率と燃焼室出口温度 (水素燃焼)

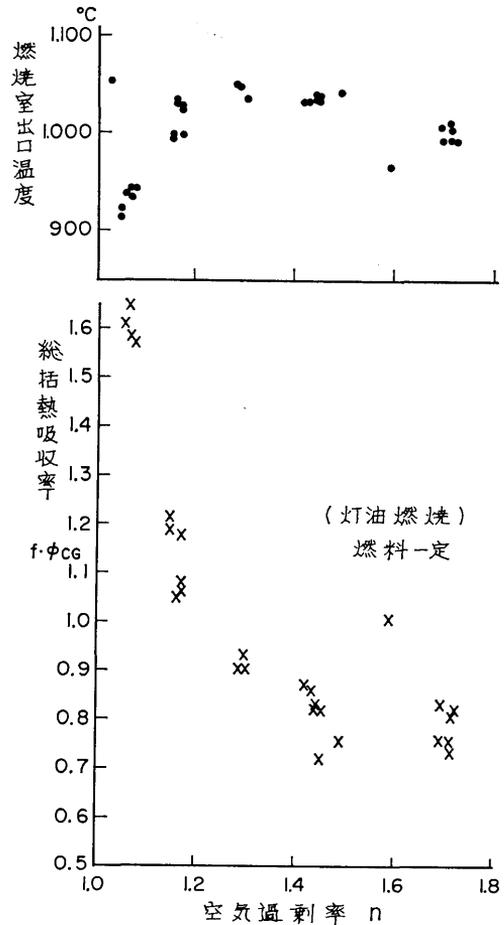


図-2.6 総括熱吸収率と燃焼室出口温度 (灯油燃焼)

吸収率として $f\phi_{CG}$ の値を求め、図-2.5 に燃焼室出口温度と共に示す。図-2.6 は灯油燃焼時の結果である。 $f\phi_{CG}$ の値は (2.2) 式より

$$f\phi_{CG} = \frac{Q_F}{A_e \cdot 4.88 \left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right\}} \quad (2.3)$$

として求めた。(2.2) 式右辺の第 2 項は微小として無視した。 Q_F は (2.1) 式より求めた。

図-2.5 に示すように空気過剰率 n が大きい ($n \gg 1$) とき、水素燃焼時の $f\phi_{CG}$ がやや大きな値となっているのは、灯油燃焼に比較して火炎が小さく、火炎の高温部が中心付近に集中するため、 T_g の計測に吸引温度計を使用しているにもかかわらず低く計測されたことによると考えられる。 n が小さい ($n < 1$) とき、 $f\phi_{CG}$ が大きな値となっているのは、上述の理由のほか、 Q_F の値を $\xi=0$ として求めたためと考えられる。

図-2.6 に示すように、灯油燃焼時の $f\phi_{CG}$ が空気過剰率の低い方で大きくなっているのは、 Q_F の値を $\xi=0$ で計算しているため実際より大きくなっていることと、炭素微粒子の増加によるふく射量の増加によるものと思われる。

(3) 燃焼室温度分布

燃焼室の出口付近で垂直軸から約 50 度の角度で炉壁から熱電対 (シース材インコネル, CA) を挿入し、

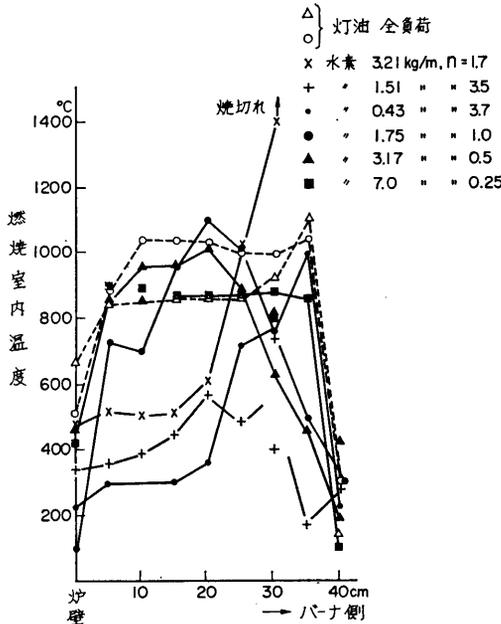


図-2.7 燃焼室内温度分布

燃焼室内の温度分布を計測した。その結果を 図-2.7 に示す。灯油燃焼の場合は燃焼室内全体がほぼ一様な温度に近い。水素燃焼の場合で $n > 1$ のときにはバーナの近くに高温点があり、そこから遠ざかる (径方向および軸方向) につれて急激に温度が低下する。これは水素の場合、燃焼が速く、中心付近に高温の火炎が集中するためと考えられる。一方 $n < 1$ のときには、未燃水素が壁の近くまで拡散するため、温度分布も灯油の場合のように一様な分布となる。

図-2.8 は排ガス出口における温度を示したものである。灯油燃焼時の発熱量を水素の流量に換算し、その時 ($n \approx 1.15$) の排ガス出口温度を图中に \times 印で示した。この値と、水素燃焼時 (\circ 印 $n \approx 1.0$) の排ガス出口温度との間に大きな差は認められなかった。

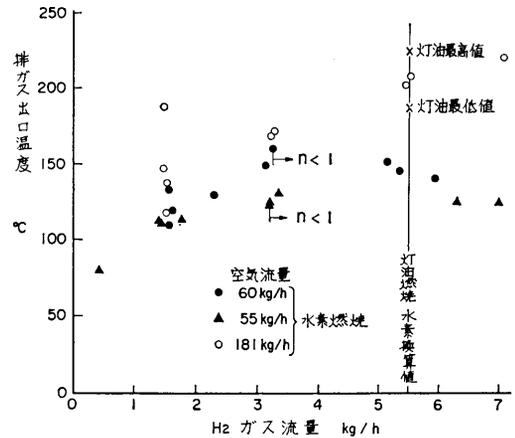


図-2.8 排ガス出口温度

2.4 考 察

本燃焼試験に供した実験装置では着火が困難であった。水素の供給方法には改良の余地があるものと思われる。水素の圧力を急激に変化させず、徐々に供給開始できるようにし、点火の方式をトーチ点火或いは短い周期間隔 (毎秒数回以上) で火花をとばす火花点火方式にする必要がある。図-2.3 の燃焼系統には燃焼室内の圧力と水素バーナ入口圧力を検出し、前者が大となった場合、水素を遮断するような装置を設ける必要がある。空気過剰率の検出は正確を期し、常に 1.0 以上となるように監視する必要がある。水素燃焼時の燃焼室の総括熱吸収率の算出には、燃焼室内の温度分布を細かく計測し、有効な平均値を算出する方法を考えるべきである。

燃焼室の温度分布は灯油の場合、その燃焼様式やふ

く射の影響で温度はかなり一様であり、かつ、ふく射率が大きい壁の近くのふく射が大きな影響力をもつ。一方、水素の場合は空気過剰率が1.0以上の所では中心付近のみが高温となり、ふく射率の低さもあってその付近のふく射が大きく影響するものと考えられる。

3. 船用水素ボイラの概念設計

水素燃焼蒸気タービン船の実用化の可能性を評価し、その問題点を抽出するため、船用水素燃焼ボイラ の概念設計およびそれを搭載する蒸気タービン船の機関室内配置の検討を行った。

液化水素の輸送形態は液化天然ガスのそれに近いものと予想されるので、水素タンカーの船型は最新型の液化天然ガスタンカー（LNG 船）と同一仕様とした。

3.1 設計の条件および検討の範囲

本設計研究は従来の重油燃焼、或いは LNG 混焼の船用ボイラを水素専焼化することによって、(1) ボイラの概要がどのようなものになるのかを明らかにするとともに、(2) ボイラの性能および設計にどのような影響があるのか、(3) 水素化の難易度は他の機関方式と比較してどうなのか、(4) 安全性、規制などの面からどのような措置を講じる必要があるのか等の検討評価に活用できるような形でまとめあげることが主目的とし、構造の検討、最適点の検討、燃費および性能の向上のための検討並びに往路（空船時）の燃料についての検討等は対象外とした。

ボイラは標準的な2胴水管船用ボイラで、蒸気条件などの設計仕様は対象船のそれと同一値とした。ま

表-3.1 対象船の主要目

排水量	77,900 DWT
総トン数	93,000 GT
全長	289 m
垂線間長	275 m
型幅	44.5 m
型深さ	25 m
吃水	12.5 m
タンク数	5 基
タンク容量	128,600 m ³
主機出力	45,000 PS×105 rpm
主機械	川崎 UC 型クロスコンパウンド、2 段減速歯車付衝動タービン 1 基
常用航海速力	約 20 ノット

表-3.2 ボイラの設計条件

ボイラ型式		天井焼き 2 胴水管船用ボイラ	
搭載数量		2 缶/1 隻	
燃焼方式		水素専焼	
通風方式		強圧通風	
		常用出力	最大出力
蒸発量 T/H	過熱蒸気量	62,600	67,000
	緩熱蒸気量	6,400	10,000
	合計蒸気量	69,000	77,000
蒸気圧力（過熱器出口） Kg/cm ² G		62	62
蒸気温度（過熱器出口） °C		515	515
給水温度（エコノマイザ入口） °C		191	—
空気温度（空気予熱器入口） °C		38	38
空気温度（空気予熱器出口） °C		260	—
空気比		1.10	1.10

た、機関室内配置の検討でも、対象船の機関室内配置をベースとし、水素化に伴う変更個所の修正を施す程度にとどめた。対象船の主要目およびボイラの設計条件は表-3.1 および表-3.2 の通りである。

LNG 船ではボイルオフガスが船の推進動力を賄える程、大量には発生しないため、重油との混焼方式を採用している。沸点 -252.8°C の水素ガスは -161.5°C の液化天然ガスより大量にボイルオフすることが予想されるが、現時点ではどの程度のガスがボイルオフするのか全く予想がつかない。そこで、本設計研究では船の推進に必要な水素ガスが定常的に得られるという前提条件のもとで水素専焼ボイラ（以下水素燃焼ボイラという）の設計を行い、問題点の抽出、難易度の評価という本研究本来の主旨に沿うようなものとした。

ボイラおよび蒸気タービンプラントの系統図およびその熱バランスを図-3.1 に示す。同図に示す如く、ボイルオフガスの容量に比べ、ボイラ負荷が多少小さい時は余剰蒸気を大気圧復水器にダンプし、ボイラ負荷が著しく小さい期間中は主復水器に余剰蒸気をダンプするシステムを採用した。

3.2 水素燃焼

(1) 水素燃焼の特徴

水素は表-3.3 に示す如く、他の燃料と比較して燃焼特性が著しく異なるので、ボイラの燃料として利用す

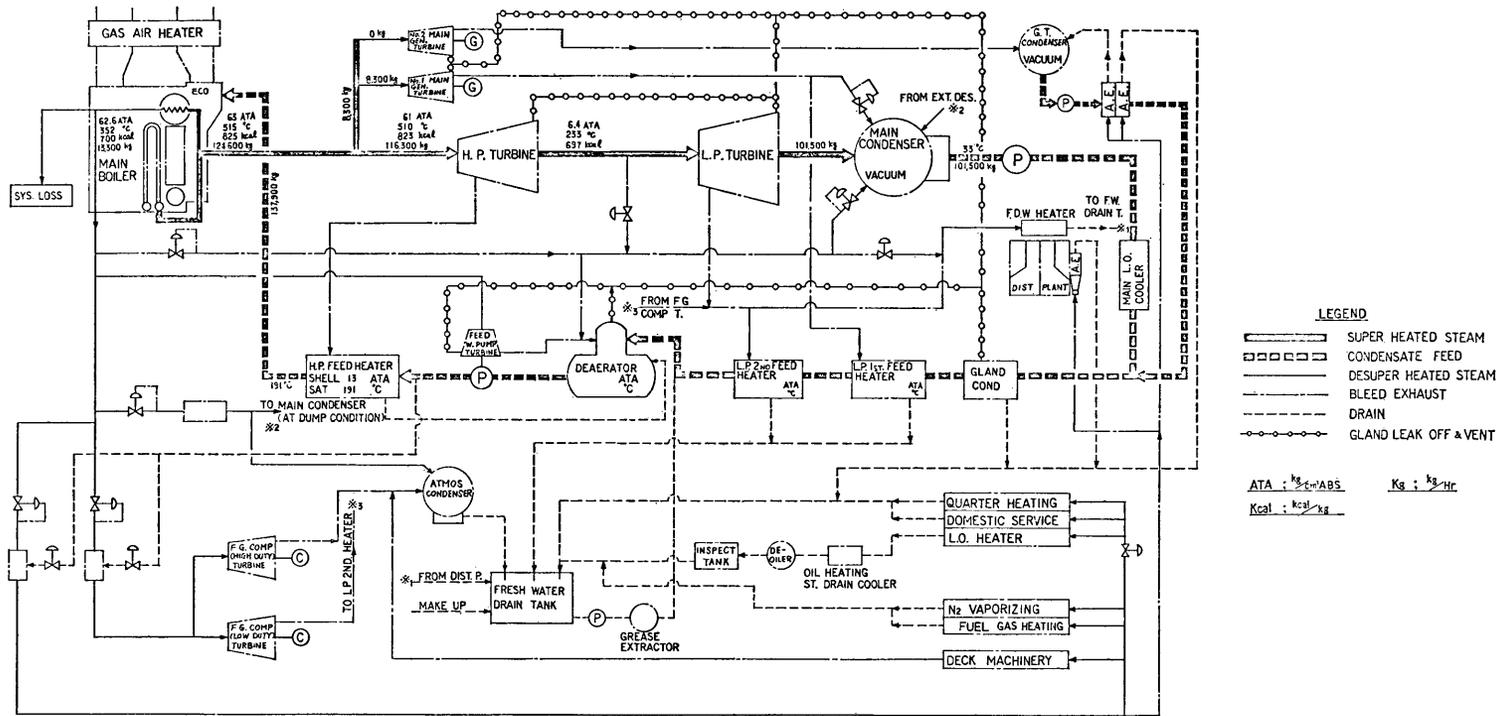


図-3.1 蒸気系統図および熱バランス

表-3.3 水素, 重油およびメタンの諸特性値

燃 料		水 素	重 油 ^{註1)}	メ タ ン
高 位 発 熱 量	Kcal/Kg	33980	10280	13300
	Kcal/Nm ³	3057	—	9520
低 位 発 熱 量	Kcal/Kg	28640	9710	11950
	Kcal/Nm ³	2577	—	8550
理 論 乾 き 空 気 量	Nm ³ /Kg	26.47	10.63	13.31
	Nm ³ /Nm ³	2.38	—	9.52
比 重 量	Kg/m ³	^(0°C) 0.0898		^(0°C) 0.772
比 重 (空気に対する)		0.0695	—	0.554
比 重 (液体)		^(-252.8°C) 0.0700		^(-164°C) 0.415
可燃限界 (空気混合気)	Vol%	4~74	1.4~7.7	5~15
拡散係数 (0°C, 1 ata, 空気中)	cm ² /s	0.611	—	0.205
動 粘 度	m ² /s	^(0°C) 0.968 × 10 ⁻⁴	^(38°C) 32.36 × 10 ⁻⁴	^(0°C) 0.141 × 10 ⁻⁴
粘性係数	Kg·s/m ²	^(0°C) 0.858 × 10 ⁻⁴	^(38°C) 0.297	^(0°C) 1.04 × 10 ⁻⁴
沸 点	°C	-252.8	—	-161.5
着火温度 (空気中)	°C	580~600	530~580	650~750
最大燃焼速度	cm/s	245	—	40

注1) 重油は SNAME 標準燃料でその組成は次の通りである。

炭 素 C	87.75 wt%
水 素 H ₂	10.50 wt%
イ オ ウ S	1.20 wt%
酸 素 O ₂	0.40 wt%
窒 素 N ₂	0.15 wt%
水 分 H ₂ O	—

注2) 水素については 530°C, またメタンについては 537~750°C の文献例もある。

る場合, それなりの対応が必要である。即ち, 空気に対する比重が小さく, 燃焼ガス中の未燃分がボイラの上部に溜り易いこと, 拡散係数が大きく, 空気との混合が速いこと, 可燃範囲が著しく広く, かつ, 着火エネルギーが小さいこと。水素空気混合気の爆発の危険性が極めて大きいこと。燃焼速度が速く, バーナの近傍で燃焼すること。バーナからの噴出速度が小さいとバーナ内への逆火を生ずること。燃焼により大量の水蒸気が発生することなどがあり, 設計にはこれらの特徴を十分勘案する必要がある。

水素燃焼時の火炎は不輝炎であり, 燃焼室内でのふく射伝熱量は重油燃焼に比して小さく, 燃焼室ガス温

度は高くなる。しかし, 対流伝熱部では熱伝導率の大きな水蒸気が多いこと, 伝熱面への未燃分, スケールの付着がないことなどから, 管群の配列を密にし, 対流伝熱量を大きくすることができる。また, 高温伝熱面でのバナジウムアタックなどによる高温腐蝕がないため, 蒸気の過熱度を高め, プラントの熱効率の改善を図ることが可能である。更に, 硫酸による低温腐蝕の問題から解放されるため, ボイラ出口ガス温度を下げることができ, ボイラ効率の向上を図ることができる。

(2) 爆発限界

水素は表-3.4⁴⁾および図-3.2³⁾に示す如く, 可燃範囲が広く, 燃焼速度が速いため, 燃焼室内に未燃水素

表-3.4 水素、気化重油および天然ガスの爆発範囲

燃 料		水 素	気化重油	天然ガス
可燃 限界	空気中の燃料の容積 %	74~4.0	7.7~1.4	13.8~4.8
	空気中の燃料の重量 %	16.54~0.297	15.65~3.03	8.94~3.0
	単位燃料重量あたりの空気の重量 Kg	5.05~336	5.4~32.0	10.2~32.5
理論 空 気 量 Kg/Kg 燃料		34.52	13.7	17.5

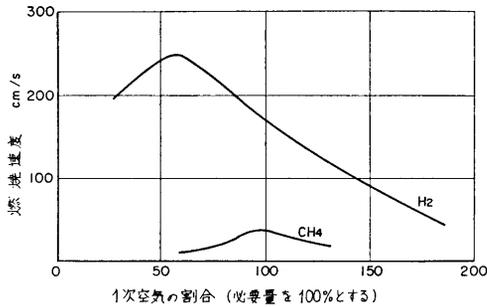


図-3.2 水素とメタンの燃焼速度

ガスが停滞した場合、爆発の危険性が大きい。図-3.3はボイラの運転状態と爆発の危険性の関係を示すため、横軸に空気比、縦軸に投入燃料の燃焼割合をとり、水素ガス³⁾、気化重油、LNGの各燃焼ガスの爆発可能範囲を示したものである。

同図において、運転中のボイラがB点で失火した場合、燃料を遮断しないで放置しておくと、未燃分が増加し、燃料ガスと空気の混合状態はC点の方へ進み、C点で爆発限界に入る。この時、燃焼室内の温度が着火温度以上であれば爆発する。C₀点に達する前に空気量を増してやれば、混合状態は空気過剰域へ移行し、爆発限界に達しない。ところが、C₀点を過ぎた後、例えば、C₁点で空気量を増やすと、爆発限界に入る。

また、空気過剰のA点で運転している場合でも、失火後、燃料を遮断せずに放置しておくと、混合状態はA₁点の方へ移行し、A₁点で爆発限界に入る。A₁点に入る前に燃料を遮断し、空気量を増やしてやれば爆発限界には至らずに済む。

図からわかるように、水素は他の燃料に較べてA点からA₀点まで、B点からC₀点までの範囲が小さい。このことは、失火してから爆発に至るまでの時間が短いことを意味している。重油燃焼のボイラでは、失火後4秒前後でボイラトリップするのが一般的

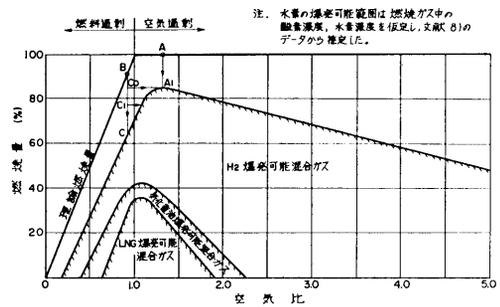


図-3.3 燃料の爆発限界

であるが、水素燃焼のボイラでは失火後トリップまでの時間をより短くする必要がある。

また、ボイラの点火、消火時の燃焼室のパーズ空気量は、一般に(燃焼室+煙道)容積の4倍以上としているが、水素燃焼ボイラでは、これをもっと大きくする必要がある。パーズ用空気が、燃焼室内ガスと均一に混合して出てゆくとすると、パーズ用空気量が(燃焼室+煙道)容積のk倍のときの混合ガスの濃度Cと初期濃度C₀との比は、

$$C/C_0 = e^{-k}$$

となる。水素-空気混合ガスの爆発の下限は、表-3.4に示すように、重量割合で重油の約1/10であるから、重油と同じ安全率をもたすと、希釈倍率kは7.2となる。したがって、水素燃焼ボイラの燃焼室パーズ空気量は、(燃焼室+煙道)容積の7~8倍にしなければならないであろう。

(3) 燃 焼 装 置

図-3.2に示す如く、水素の燃焼速度は非常に速く、バーナ内への逆火が起り易い。このため、バーナノズルからの噴出速度を大きくするなどして、その燃焼特性に合致したバーナを開発し、安定した火炎を形成させるようにしなければならない。また、失火防止のため、小容量のバーナ(油バーナ等)で常にパイロットフレイムを作っておくこと、煙道ガスの未燃水素分を

検知し、それを自動燃焼制御 (ACC) にフィードバックして空気比を適正に保ち、完全燃焼をはかるなどの配慮が必要である。

図-3.4 に水素燃焼バーナの一例を示す。中央のバーナが保炎機能をもつパイロットバーナであり、周囲のマルチランスノズルがメインバーナとなっている。

水素燃焼では爆発の危険性が大きいため、火炎の検知には万全を期さなければならない。このため、精度、信頼性の高い火炎監視装置の開発とその適切な取付方法の検討が必要である。即ち、水素燃焼の火炎は不輝炎であり、CdS タイプのような可視波長域のフレームアイは使用できない。従って、紫外線を感知するフレームアイを各バーナに1個または2個設け、隣接バーナの火炎を感知しない位置に取付けるとともに、バーナの全負荷範囲にわたり、その機能を発揮するものとする必要がある。また、重油燃焼のボイラでは失火の状態が3~5秒継続した場合にボイラをトリップさせるのが一般的であるが、水素燃焼の場合には失火後爆発限界までの時間が短いことから、タイマの設定時間を短くするか、または設けなくする必要がある。

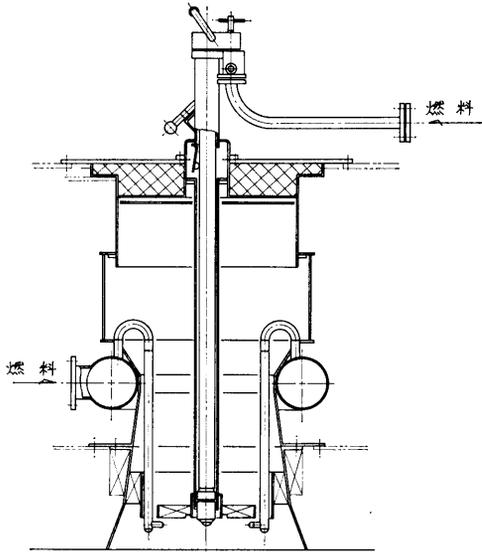


図-3.4 水素バーナの一例

(4) 燃焼制御

水素は広い爆発限界と速い燃焼速度で燃焼するばかりでなく、空気不足で燃焼させても発煙しないので燃焼の監視が難しい。従って、ACC に対して、次のよ

うな配慮が必要になる。

- 1) 燃料ガスの噴射圧力が、如何なる負荷状態においても炉内圧より低くならないこと。
- 2) 過渡状態を含む如何なる運転状態においても空気比が1.0以下にならないようにする（特にバーナの初期点火時およびバーナ増本時の空気流量の先行操作などの配慮が必要である）。
- 3) 未燃水素ガスの検出装置を設け、煙道内の水素ガス濃度が危険領域に達しないようにすること。
- 4) 自動化船で採用されているバーナ自動本数制御方式は、LNG 専焼バーナなどによる安全性の実証が得られるまで、採用を見合わせる必要がある。

3.3 熱計算

(1) ボイラ効率

水素燃焼と重油燃焼のボイラ効率の差異は主として1) 燃料組成の相違、2) 排ガス温度の相違によるものと考えられる。

重油燃焼ボイラでは、低温伝熱面において、燃料中の硫黄分から生じる硫酸によるいわゆる低温腐食の問題があり、ガス式空気予熱器(以下空気予熱器と略称)の出口ガス温度を通常 120~130°C としている。水素燃焼ボイラでは、低温腐食の問題がないため、出口ガス温度を下げるができる。しかし、燃焼ガス中に大量の水蒸気が含まれているため、空気予熱器の出口ガス温度を下げすぎると、水蒸気の凝縮で生じた水により、エレメント表面にさびができるので、平均メタル温度が 66°C 以下にならないようにする必要がある。

本ボイラでは、以上の理由により常用負荷時の空気予熱器出口ガス温度(空気リーク未補正)を 102°C と

表-3.5 水素、重油および LNG 燃焼のボイラ効率

	水素燃焼	重油燃焼	LNG 燃焼
排ガス温度 °C	102	124	129
乾き排ガス損失 %	1.40	3.51	3.62
燃焼用空気中の湿分による損失 %	0.04	0.06	0.06
燃料中の水素水分による損失 %	15.80	5.23	9.62
ふく射および雑損失 %	1.2	1.2	1.2
ボイラ効率(高位発熱量基準) %	81.56	90.0	85.5
ボイラ効率(低位発熱量基準) %	96.0	95.2	95.0

した。この時のボイラ効率は高位発熱量基準で81.5%である。表-3.5に示すように、水素燃焼では重油燃焼にくらべ、排ガス温度が低いので乾き排ガス損失は小さくなっているが、燃料の100%が水分分であるため水分損失が著しく大きい。したがって、水素燃焼では低位発熱量基準のボイラ効率が重油燃焼にくらべてよいのに対し、高位発熱量基準では逆に悪くなる。

(2) 燃焼室

水素火炎は不輝炎であるため、燃焼室でのふく射伝熱量が小さく、燃焼室の大きさを重油燃焼ボイラの場合から大幅に変える必要がある。同容量のボイラについて、燃焼室の容積を変えた場合に燃焼室出口ガス温度がどのように変化するかを図-3.5に示す。同図における各曲線は燃焼室出口ガス温度 T_g と燃焼室容積 V_f の関係が、

$$T_g = K \cdot V_f^{-0.17} \quad K; \text{定数}$$

で、ほぼ近似できる関係にある。いま、水素燃焼時の燃焼室出口温度を重油燃焼時と同程度に下げたためには約1.8倍の燃焼室容積が必要となる。

水素燃焼時のふく射伝熱量の減少に対処する第1の選択は、燃焼室の大きさを約1.8倍の大きさに変更することである。この場合、伝熱面積は1.5倍前後に増大し、伝熱面熱負荷はその分だけ低下するが、変更箇所が燃焼室の大きさだけに限定できる。

第2の選択は燃焼室の大きさを小さくする方法である。燃焼室が小さくなると燃焼室での吸収熱量は減少するが、有効ふく射伝熱面積も小さくなるため、伝熱面熱負荷は大きくなる。この関係を図-3.6に示す。自然循環ボイラの伝熱面熱負荷は、水循環能力の面か

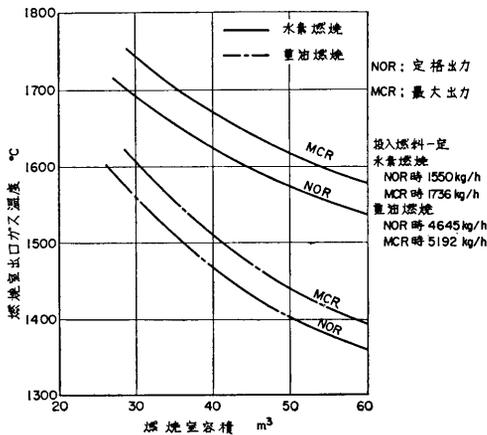


図-3.5 燃焼室容積と出口ガス温度の関係

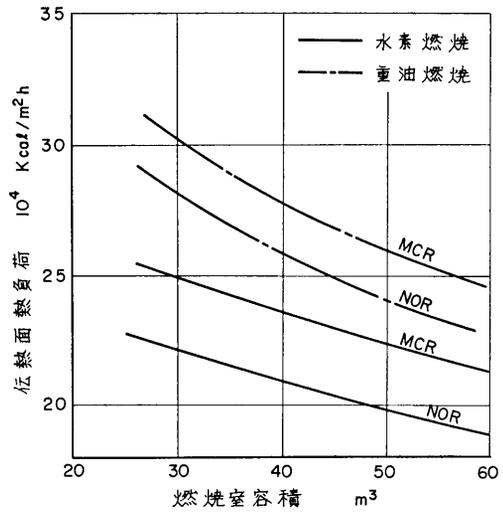


図-3.6 燃焼室容積と伝熱面熱負荷の関係

ら $34 \times 10^4 \sim 45 \times 10^4 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ が限界であるといわれている。また、局所熱負荷は平均熱負荷の1.5~2.5倍をとるものと考えられる。図-3.7および図-3.8は船

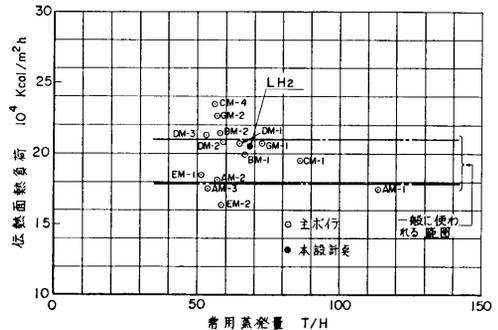


図-3.7 常用蒸発量と伝熱面熱負荷の関係

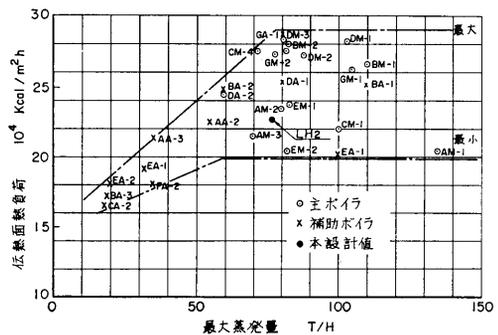


図-3.8 最大蒸発量と伝熱面熱負荷の関係

用重油燃焼ボイラの伝熱面熱負荷の実績値⁷⁾である。水素燃焼ボイラでも、自然循環方式の船用ボイラでは、当面、この実績値の範囲にとどめる必要があろう。

本試設計ではボイラのコンパクト化を図るため、後者の方法を選び、燃焼室容積および同有効伝熱面積を重油燃焼時の 56.1 m³, 80.5 m² から 43.9 m³, 66.9 m² に縮小した。この大きさは伝熱面熱負荷の面から見ると余裕があるが、これは次の理由による。

まず、第1に過熱器伝熱管の材質を現状通りとしたため、過熱器部のガス温度をおさえる必要があった。このため、燃焼室出口ガス温度をスクリーン管で下げ得る温度におさえた。

次に、第2章の実験によると、水素燃焼時の燃焼室内温度分布が灯油燃焼時に較べて不均一であり、局所伝熱面熱負荷が高くなる場所があると予想されたことによる。即ち、第2章の実験データの中から、空気比が 1.1~1.2 の実用的な範囲であること、温度分布ができるだけ均一であること、燃焼室出口温度が灯油

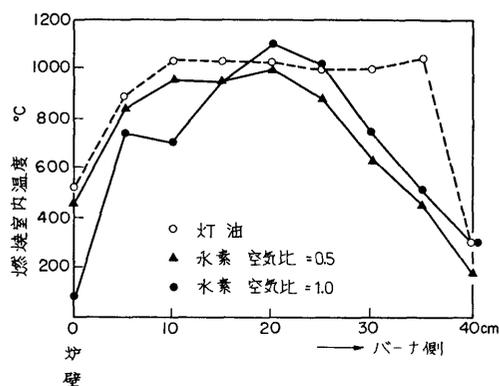


図-3.9 燃焼室内温度分布

燃焼時に近い値であること、灯油の定格燃焼量の 1/1.8 にできるだけ近いこと、などの条件で選んだ図-3.9 のケースについて見ると、総括熱吸収率 $f\phi_{cc}$ は灯油燃焼時 1.08, 水素燃焼時 1.0 であり、水素燃焼時の方が 8% 前後小さな値となる。また、同図における各計測点の温度が、燃焼室内の径方向の温度分布を代表する値であると仮定し、面積積分により得られる平均温度と最高温度の比を求めると、その値は灯油燃焼時約 1.2, 水素燃焼時 1.3 ($n=0.5$) および 1.5 ($n=1.0$) であり、水素燃焼時の方が $n=0.5$ のケースでも約 7% 高い。以上のように、水素燃焼時の伝熱特性は灯油燃焼時より均一さに欠ける。そこで、本試設計では図-3.7, 図-3.8 に示す船用ボイラの平均値より約 8% の余裕を持った伝熱面熱負荷となるよう燃焼室内の伝熱管を配列した。

水素燃焼および重油燃焼時の熱計算結果を表-3.6 に示す。

(3) 対流伝熱面

常用負荷時の対流伝熱面各部の熱計算結果を表-3.7 に示す。比較のため、同容量の重油燃焼ボイラの熱計算結果を表-3.8 に示す。

次に、過熱器管壁温度の計算結果を図-3.10 に示す。

過熱器の材質は従来と同じもの、即ち、低温部の第1回流は炭素鋼、中部部の第2, 第3回流は 1Cr- $\frac{1}{2}$ Mn 鋼、高温部の第4回流は 2 $\frac{1}{4}$ Cr-1Mn 鋼を使用している。過熱器の平均ガス温度は、重油燃焼に比べ約 40°C 高くなっているが、スクリーン管を4列配置したことにより、燃焼室から透過するふく射伝熱量が小さくなり、管壁温度は図-3.10 に示すように、従来の重油燃焼ボイラにくらべ少し高くなっているにすぎない。

表-3.6 燃焼室熱計算結果

	水素燃焼		重油燃焼		LNG燃焼	
	常用	最大	常用	最大	常用	最大
燃焼室容積 m ³	43.9		56.1		56.1	
燃焼室周壁投影面積 m ²	75.1		89.0		89.0	
燃焼室有効伝熱面積 m ²	66.9		80.5		80.5	
燃焼室出口ガス温度 °C	1595	1656	1380	1415	1448	1487
燃焼室熱負荷 Kcal/m ³ h	110×10 ⁴	123×10 ⁴	85×10 ⁴	95×10 ⁴	90×10 ⁴	100×10 ⁴
燃焼室伝熱面熱負荷 Kcal/m ³ h	20.5×10 ⁴	22.6×10 ⁴	22.6×10 ⁴	24.6×10 ⁴	19.2×10 ⁴	20.6×10 ⁴

表-3.7 水素燃焼の熱計算結果 (常用負荷時)

伝熱面	スクリーン	過熱器	過熱器支持管	主蒸発管	エコノマイザ	空予熱器	
管外径 (d)	mm	63.5	38.1	63.5	38.1	38.1φ フィン高さ 20.95	—
ガス流れ直角方向ピッチ (t_q)		120	60	120	60	90	—
ガス流れ方向ピッチ (t_l)		90	60	—	70	78	—
平均ガス流速	m/s	12.7	11.2	8.1	7.9	12.1	—
対流熱伝達率 (α_B)	Kcal/m ² h°C	30.9	52.7	27.8	54.3	—	—
管群のふく射熱伝達率 (α_s)		15.0	8.0	8.3	4.0	—	—
ガス側熱伝達率 ($\alpha_B + \alpha_s$)		45.9	60.7	36.1	58.3	—	—
水または蒸気側熱伝達率		5000	1400	5000	5000	—	—
総括熱貫流率		45.5	58.2	35.8	57.7	42.4	20.5
対数平均温度差	°C	1183	672	556	277	132	42

スクリーン, 過熱器: 碁盤目配列

主蒸発管, エコノマイザ: 千鳥配列

表-3.8 重油燃焼の熱計算結果 (常用負荷時)

伝熱面	スクリーン	過熱器	過熱器支持管	主蒸発管	エコノマイザ	空予熱器	
管外径 (α)	mm	63.5	38.1	63.5	38.1	38.1φ フィン高さ 20.95	—
ガス流れ直角方向ピッチ (t_q)		120	60	120	65	90	—
ガス流れ方向ピッチ (t_l)		90	60	—	70	78	—
平均ガス流速	m/s	9.9	9.5	7.4	6.7	13.7	—
対流熱伝達率 (α_B)	Kcal/m ² h°C	20.0	38.8	24.6	46.9	—	—
管群のふく射熱伝達率 (α_s)		16.6	11.0	8.9	4.8	—	—
ガス側熱伝達率 ($\alpha_B + \alpha_s$)		36.6	49.8	33.5	51.7	—	—
水または蒸気側熱伝達率		5000	1470	5000	5000	—	—
総括熱貫流率 ^{註)}		36.4	48.2	33.3	45.0	41.6	26.8
対数平均温度差	°C	1042	630	532	312	172	74.6

注) この値は, 汚れ係数 1.0 のばあいを示す。

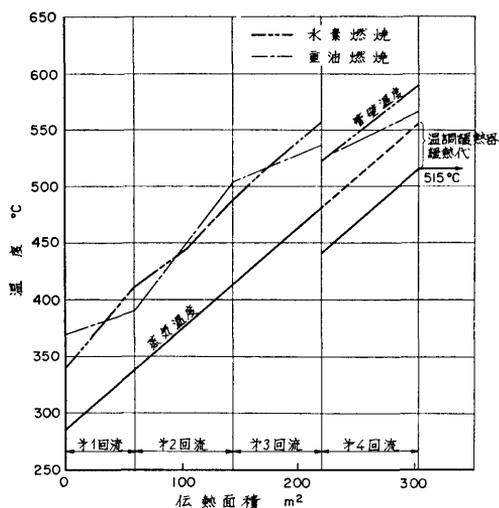


図-3.10 過熱器管壁温度

(4) 伝熱面各部の温度分布および吸収熱量分布

図-3.11 および 図-3.12 に伝熱面積ベースおよび熱量ベースの伝熱面各部の温度分布を示す。また、伝熱面各部の吸収熱量割合を 図-3.13 に示す。

図-3.12 に示すように、水素燃焼ボイラの燃焼室での吸収熱量は重油燃焼ボイラのそれに較らべ約 20% 小さくなっている。逆に、スクリーン管の吸収熱量は水素燃焼ボイラの方が大きく、重油燃焼ボイラの約 2 倍となっている。これは、燃焼室の吸収熱量の減少分をスクリーン管で吸熱させるため、水素燃焼ボイラではスクリーン管の伝熱面積を増やしたためである。

過熱器、主蒸発管およびエコノマイザでの吸収熱量の割合は両ボイラとも同程度となっている。

図-3.11 に示すように、水素燃焼ボイラの空気予熱器の伝熱面積は重油燃焼ボイラの約 1.5 倍となっている。これは水素燃焼では、空気予熱器をガスの低温域で熱回収するように設計したためである。

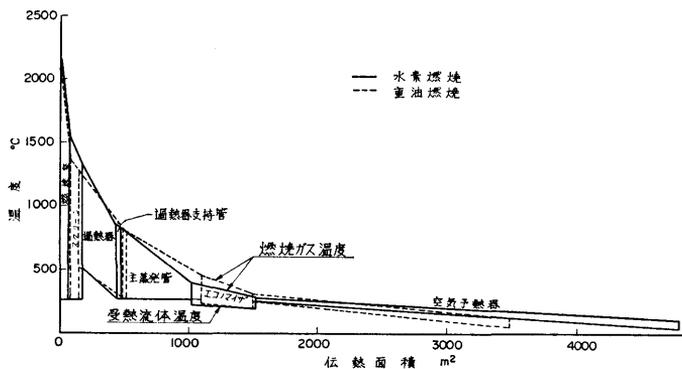


図-3.11 伝熱面温度分布 (伝熱面ベース)

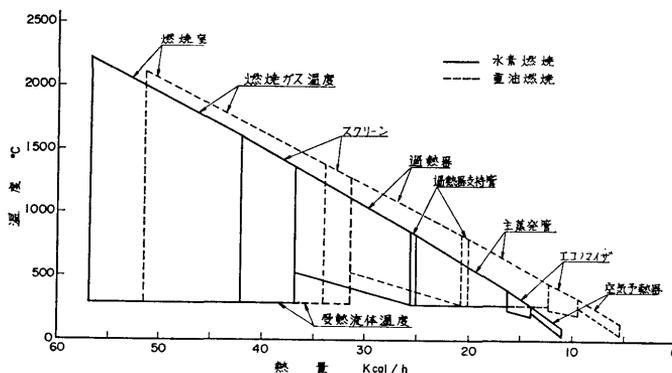


図-3.12 伝熱面温度分布 (熱量ベース)

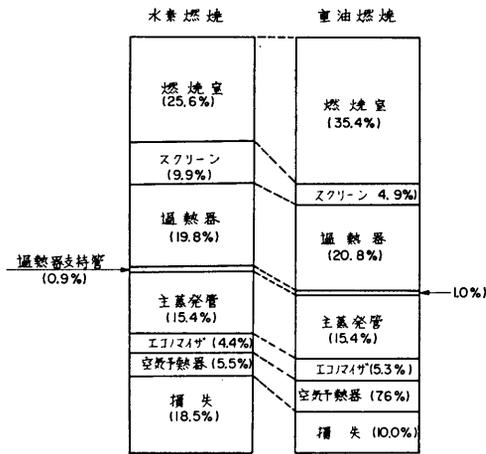


図-3.13 伝熱面各部の吸収熱量割合

(5) 水素燃焼時の負荷特性

図-3.14~図-3.19 に、ボイラ効率、燃料消費量、蒸気温度などの負荷特性を示す。

このボイラの排ガス温度は、図-4.18 に示す如く、定格出力時に 102°C であり、負荷の減少につれて排ガス温度も低下する。そして、基底負荷 (14% 出力) 時の蒸発量 21.6 t/h を 1 缶で賄う場合には、排ガス温度が約 70°C に低下することになる。排ガス温度の低下などにより、ボイラ効率は定格出力時の 81.6%

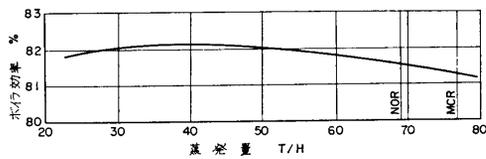


図-3.14 ボイラ効率

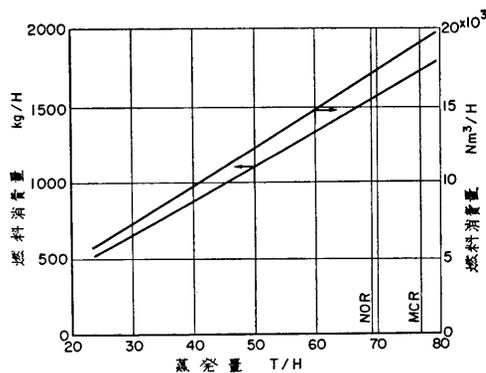


図-3.15 燃料消費量

から僅かによくなり、低負荷時には 82% 前後の値となる。図-4.14 参照。ボイラ効率がほぼ一定値であることから、単位燃料重量当りの蒸発量も 44.5~45 Kg 蒸気/1 Kg 水素 で、ほぼ一定となっている。

3.4 水循環計算

(1) 計算上の仮定および基本式

ボイラ各部の安定した水循環が得られるように、各

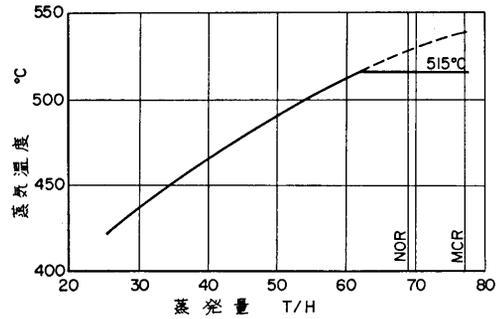


図-3.16 過熱器出口蒸気温度

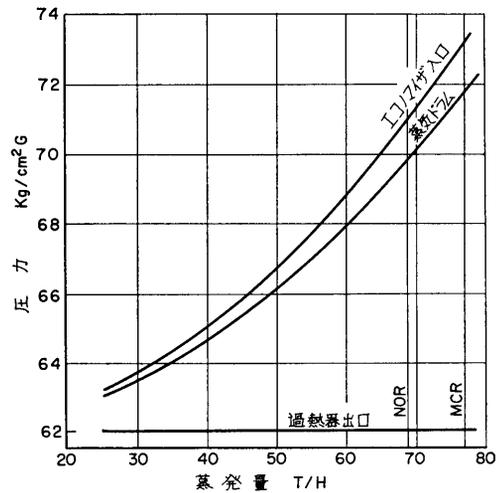


図-3.17 各部圧力

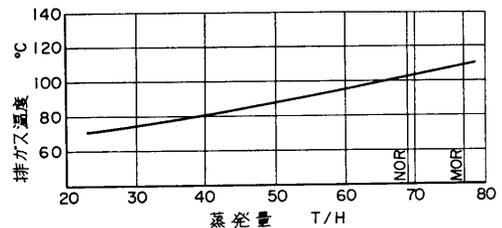


図-3.18 空気予熱器出口ガス温度

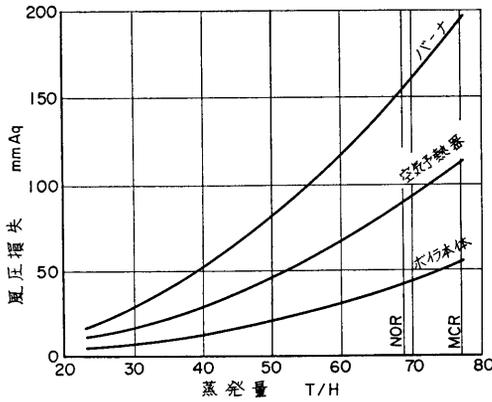


図-3.19 ボイラ風圧損失

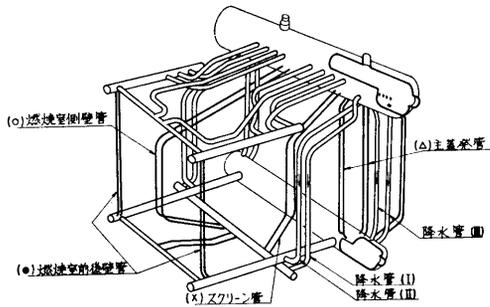


図-3.20 水循環系路と蒸発管の種類

伝熱面の熱負荷を考慮して、循環系路を 図-3.20 に示すような系路に分割している。

- 1) 燃焼室側壁およびスクリーン管
 - 2) 燃焼室前後壁
 - 3) 主蒸発管、過熱器支持管および後部水冷壁
- 降水管はすべて非加熱降水管である。
水循環計算は次のような仮定に基いている。

蒸発管系の圧力損失:

$$\begin{aligned}
 \frac{p_1 - p_2}{H\gamma_w} = & \frac{w_0^2}{2gH} \left[\underbrace{(\varphi - 1)}_{\text{加速損失}} + \underbrace{\frac{L}{D} \cdot \frac{\lambda_m}{2} (\varphi + 1) + \{\zeta_{in} + \varphi(\zeta_{out} + \sum \zeta_{bend})\}}_{\text{蒸発管の摩擦局所損失}} \right] \\
 & + \underbrace{N^2 \left(\frac{L_c}{D_c} \lambda_w + \zeta_{in} + \zeta_{out} + \sum \zeta_{bend} \right)}_{\text{連絡管の摩擦局所損失}} + \underbrace{M^2 \left(\frac{L_R}{D_R} \lambda_m + \zeta_{in} + \zeta_{out} + \sum \zeta_{bend} \right)}_{\text{上昇管の摩擦局所損失}} \varphi \\
 & + \underbrace{\frac{L}{H(\varphi - 1)} \left[(\sin \theta_1 - \sin \theta_2) \ln \left\{ 1 + \frac{l_1}{L} (\varphi - 1) \right\} + (\sin \theta_2 + \sin \theta_3) \ln \left\{ 1 + \frac{l_1 + l_2}{L} (\varphi - 1) \right\} + \dots \right]}_{\text{蒸発管の水頭損失}}
 \end{aligned}$$

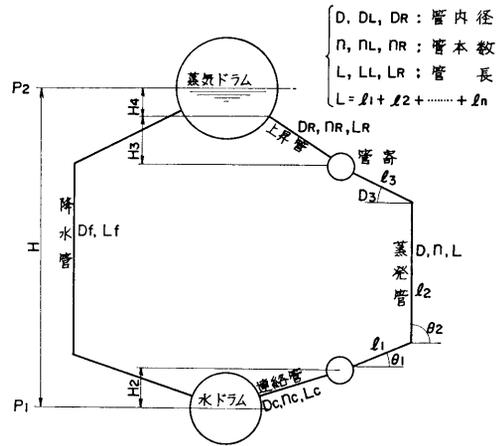


図-3.21 循環回路モデル

- 1) 蒸気と水の相対速度を考慮する。
- 2) 蒸発管および降水管内での圧力変化による自己蒸発は無視する。
- 3) 水循環回路中でのボイラ水および蒸気の温度は、いたるところで蒸気ドラム内の飽和温度に等しい。
- 4) ボイラ水の高さが、水と蒸気の比重におよぼす影響を無視する。
- 5) 蒸発管に沿っての吸収熱量の分布は一様とする。
- 6) 降水管は加熱されず、蒸気ドラムからは気泡が混入せず飽和水のみが流れる。
- 7) 蒸発管内の汽水混合物の摩擦係数は全管長にわたり一定とする。

図-3.21 のような循環回路の蒸発管系の圧力損失、および非加熱降水管系の圧力損失の基本式は、それぞれ (3.1) 式、(3.2) 式で表わされ、これらの圧力損失がバランスする点を求め、各特性値を計算する。

$$\begin{aligned}
 & \frac{(\sin \theta_{n-1} - \sin \theta_n) \ln \left\{ 1 + \frac{l_1 + l_2 + \dots + l_{n-1}}{L} (\varphi - 1) \right\} + \sin \theta_n \ln \varphi}{\varphi} \\
 & + \frac{H_3}{H} \frac{1}{\varphi} \qquad \qquad \qquad + \frac{H_2}{H} \qquad \qquad \qquad + \frac{H_1}{H} \qquad \qquad \qquad (3.1)
 \end{aligned}$$

上昇管の水頭損失 連絡管の水頭損失 蒸気ドラム内水頭

降水管系の圧力損失:

$$\frac{p_1 - p_2}{H \gamma_w} = 1 - \frac{w_f^2}{2gH} \left\{ \lambda_w \left(\frac{L_f}{D_f} \right) + \zeta_{in} + \zeta_{out} + \sum \zeta_{bend} \right\} \quad (3.2)$$

記号:

- w_0 (m/s) : 蒸発管入口流速
- γ_w (Kg/m³): 飽和水の比重量
- γ (Kg/m³): 二相流の比重量
- w_f (m/s) : 降水管内流速
- $\varphi = \gamma_w / \gamma$
- λ_m : 二相流の摩擦損失係数
- λ_w : 单相流 (水) の摩擦損失係数
- ζ_{in} : 入口損失係数
- ζ_{out} : 出口損失係数
- ζ_{bend} : 曲り損失係数

(2) 計算結果

最大蒸発量時について計算した結果を表-3.9 に示す。ここで、 K_s , K_f は、ボイラの水循環を評価する無次元特性値で (3.3), (3.4) 式で表わされる。本ボイラでは、 $K_s = 0.03 \sim 0.34$, $K_f = 0.147 \sim 0.296$ の範囲にあり、水循環上問題はないといえる。蒸発管担当蒸発量および降水管担当蒸発量と管内径とは密接な関係がある。この関係について、現状のボイラの実績

値⁹⁾および水素燃焼ボイラの計画値を 図-3.22 および 図-3.23 に示す。同図において、 LH_2 の (○)(●)(△)(×) 等の記号は、図-3.20 の各伝熱管の記号を示したものである。

蒸発管無次元特性値:

$$K_s = \frac{G_{as}}{\gamma_a} \sqrt{\frac{\lambda_m}{g \cos \alpha}} \frac{1}{D_s^{2.5}} \quad (3.3)$$

降水管無次元特性値:

$$K_f = \frac{G_{af}}{\gamma_a} \sqrt{\frac{\lambda_w}{g \cos \alpha}} \frac{1}{D_f^{2.5}} \quad (3.4)$$

ここで、 G_a (Kg/s) : 担当蒸発量

γ_a (Kg/m³): 飽和蒸気 の 比重量

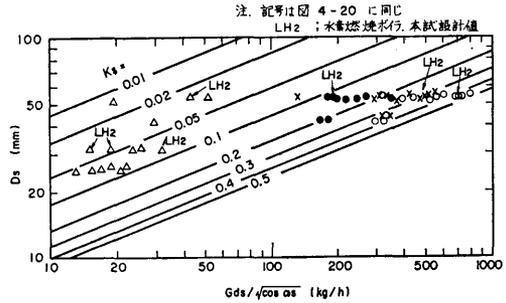


図-3.22 蒸発管担当蒸発路

表-3.9 水循環計算結果 (最大蒸発量時)

	循環系路	蒸発管入口流速 (m/s)	蒸発管出口ボイト率 (%)	循環比	K_s	降水管内流速 (m/s)	K_f
I	燃 焼 室 側 壁	0.89	46	15.2	0.24	3.18	0.296
	スクリーン管 (火炉側)	0.98	53	12.7	0.34		
	スクリーン管	0.4	42	17.8	0.09		
II	燃 焼 室 前 後 壁	0.66	38	20.6	0.13	2.02	0.154
III	過 熱 器 支 持 管	0.23	29	30.0	0.031	2.9	0.147
	主蒸発管 (ガス高温部)	0.46	32	27.1	0.09		
	" (ガス中温部)	0.28	30	28.7	0.05		
	主蒸発管 (ガス低温部)	0.3	24	39.0	0.04		

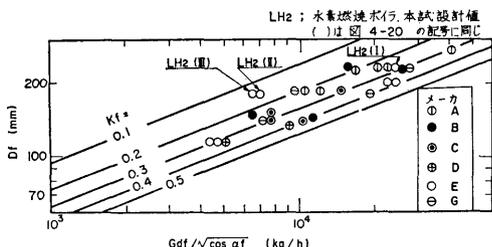


図-3.23 降水管担当蒸発量

- λ_m : 蒸発管内の平均管摩擦係数
=0.03
- λ_f : 降水管内の平均管摩擦係数
=0.015
- α (deg): 管軸が鉛直面となす角度
- 添字 s : 蒸発管
- ” f : 降水管

3.5 ボイラの構造

水素は爆発範囲が広く、未燃水素-空気混合ガスのガス爆発の危険性が大きいので、ボイラ内にガスの停滞部ができないような構造とすることに注意しなければならない。

また、水素は燃焼速度が速く、火炎が小さくなること、および火炎が不輝炎であり、ふく射伝熱量が小さいため燃焼室を小さくできる。さらに、燃焼ガス中に熱伝導率の大きい水蒸気を多量に含んでいること、および燃料中に灰分、硫黄分を含んでおらず、伝熱面への未燃物、スケールの付着がないので管群を密にしてガス流速を大きくとれるため、対流熱伝達が良い。従って、対流伝熱面も小さくなるため、ボイラ本体の大きさは同容量の重油燃焼ボイラに比べて小さくできる。

さらに、伝熱面に未燃物スケールが付着しないので、ストブローは不要である。このため、ストブローの引抜き代が不要となり、船内配置がさらに楽になる。

ここで試設計した船用水素燃焼ボイラの全体組立図を図-3.25に示す。以下水素燃焼ボイラの構造について述べる。

(1) バーナ配置

燃焼室のフローパターンで、火炎の逆流域を少なくし、かつ燃焼ガスが停滞しないようにすること、さらに船内配置上ベントフードの取付を簡単にすることなどを考慮し、バーナを燃焼室天井に配置している。

(2) 全周メンブレンウォール

燃焼室周壁だけでなく、過熱器および対流蒸発管部もすべてメンブレンウォールで囲む。また、過熱器下

部やエコノマイザ部分のチューブウォール困難な個所は、スキニングまたは鋼板ケーシングで完全にガスタイト構造としている。そのため、未燃水素分あるいは燃焼ガスのボイラから外部への漏洩は最小に抑えられる。

(3) スクリーン管

水素燃焼ボイラでは、燃焼室出口ガス温度が高いので燃焼室出口にある過熱器管の保護のため、スクリーン管を碁盤目状に4列(重油燃焼ボイラでは2列)配置し、過熱器に入るガス温度を下げるのと同時に、燃焼室から過熱器へ透過するふく射熱量を小さくするようにしている。

(4) 過熱器

過熱器は垂直U字形碁盤目配列である。

水素燃焼ボイラでは、チューブ表面に燃料中の未燃分、スケールが付着してガスパスが目づまりをおこす心配がないため、チューブ間のすき間を小さくできる

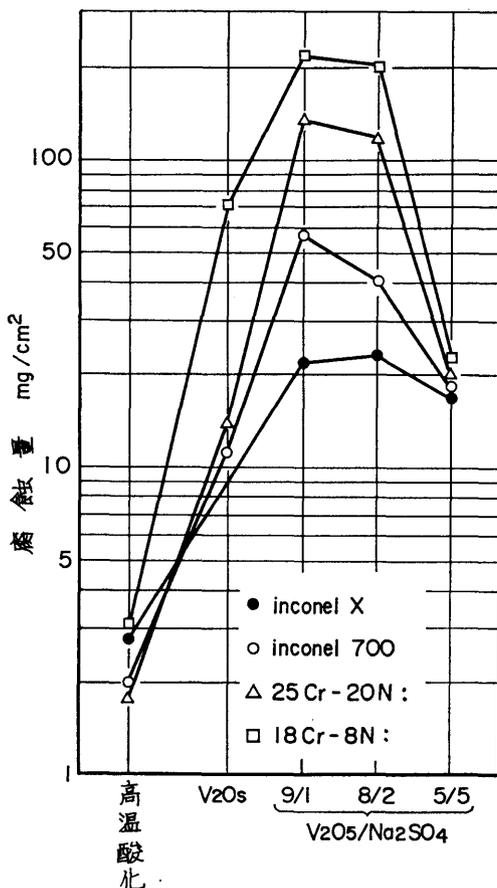


図-3.24 各種材料の腐食量

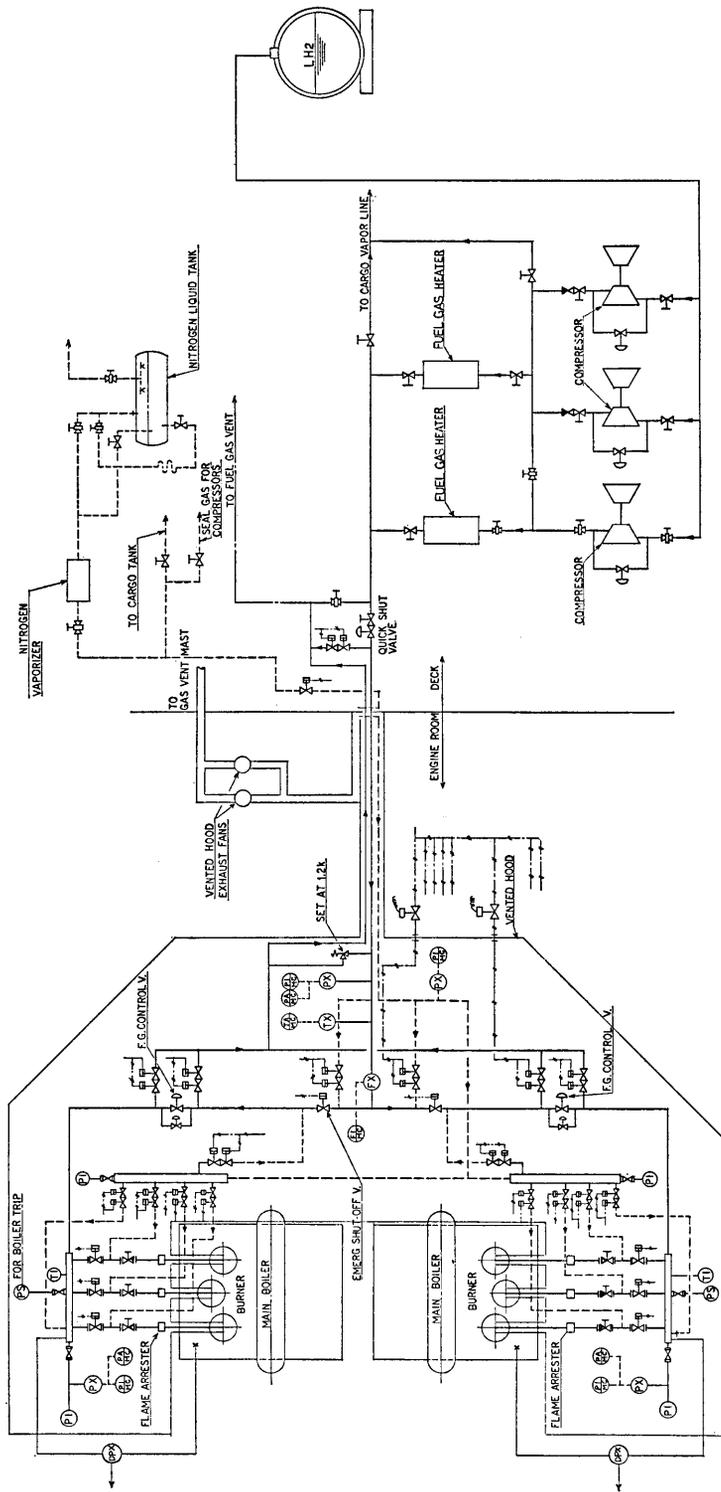


図-3.26 燃料ガス系統図

が、過熱器の構造および工作上の問題から管ピッチは重油燃焼ボイラと同じにした。

過熱器は支持金物によって燃焼室側はスクリーン管に、主蒸発管側は過熱器支持管に支持されている。重油燃焼ボイラでは、燃料中のバナジウム分などによる高温腐食があるため、支持金物の材質は1次過熱器では25Cr-12Ni、2次過熱器では50Cr-50Niとなっているが、水素燃焼ボイラでは高温腐食の問題がないため、耐高温酸化性を重視して選択すればよいことになる。図-3.24¹⁰⁾に示すように、耐高温酸化性は高Niの材料も低Niの材料もあまり差異がなく、18Cr-8Ni鋼の使用も考えられる。

(5) 主蒸発管

水素燃焼ボイラでは、ガスパスの目づまりの心配がないため、チューブのガス流れ直角方向ピッチを重油燃焼ボイラの65mmを60mmへと小さくした。ガスパスの面からは、さらに小さくできるが、強度上蒸気ドラムの管板が厚くなり、コスト的にも高くなるため、ガス流れ直角方向ピッチは60mm(管外径=38.1mm)とした。

主蒸発管にフィン付管を使用してボイラをよりコン

パクトにすることが考えられるが、フィン付管は固有振動数が下がるため、船体との共振について検討する必要がある、今回の設計にはとり入れなかった。

(6) エコノマイザ

エコノマイザのチューブ形状(外径38.1mm, フィン高さ20.95mm, フィン厚さ3mm, フィンピッチ12mm)および構造は重油燃焼ボイラと同じとした。

(7) ガス式空気予熱器

水素燃焼ボイラでは、低温腐食はないが排ガス中に水蒸気が多く、水蒸気の凝縮により生じた水よりさびがおきる可能性があるため、低温域は重油燃焼ボイラと同様、エレメントをエナメルコーティングしてある。中高温部エレメントは、耐食性材料でなく炭素鋼で十分である。

また、重油燃焼ボイラでは低負荷時、低温腐食防止用の蒸気式空気予熱器を設けることがあるが、水素燃焼ボイラでは不要である。

3.6 船内配置

(1) ボイロオフガス系統

液体水素カーゴタンクからボイラまでの、ボイロオフガス移送システムは、LNG船と同様のシステムに

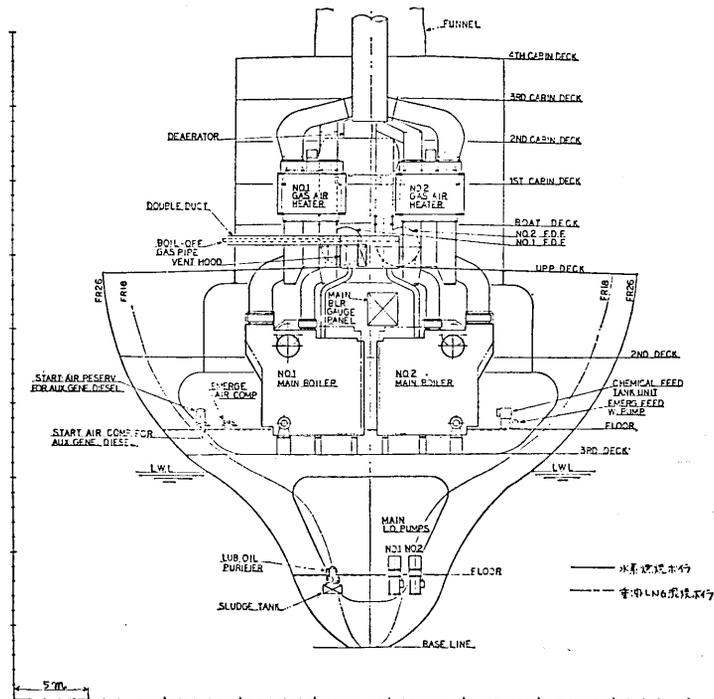


図-3.27 機関室配置図(A)

なると想定した。

図-3.26は LNG 船のカーゴタンクを、液体水素カーゴタンクに置きかえた水素燃料ガス系統の一例である。ボイルオフガスは、コンプレッサにより加圧され、ヒータで加熱された後、機関室ペントフード内に設置されている危急遮断弁、燃料ガス制御弁を経て、燃料ガス分配ヘッダに導かれ、各バーナに分配される。

機関室の燃料ガス系統諸弁および燃料ガス計装機器などは、すべてこのペントフード内に設けられる。

水素の可燃限界は、上・下限ともに LNG より広く、3.2節で述べた如く、爆発の危険性が大きいいため、機関室燃料系統のペントフードおよび二重構造内のペント空気量を LNG の場合より大きくとる必要がある。

また、燃料ガス系統内の水素ガスの放出のため、窒素ガスによるバージシステムが必要である。

(2) 機関室内配置

ここで試設計した水素燃焼ボイラを LNG 船の機関室に配置してみた。これを図-3.27に示す。船型を同じとすると、船内配置上は全く問題がない。同図において2点鎖線で示す重油・LNG 混焼ボイラと比較してみると、水素燃焼ボイラの高さは小さくなるが、ボイラの長手方向と幅方向は、重油・LNG 混焼ボイラとほぼ同じである。逆に、空気予熱器は水素燃焼ボイラの方が大きくなる。

3.7 考 察

本設計研究では LNG 船に搭載されている重油・LNG 混焼のボイラをベースとして、水素燃焼ボイラの試設計を行った。その主要目を表-3.10に示す。

本設計研究の結果、水素燃焼の特性に対応して、既存の技術に必要な改良を施せば、さほどの困難なしに水素燃焼ボイラの実現が可能であることが明らかになった。

しかし、実用プラントの設計製作までには更に綿密な燃焼、伝熱実験および解析が必要であり、本研究により摘出された技術的課題と合せて、今後、更に検討を行う必要がある。検討課題として摘出された項目の主なものは、次の通りである。

- 1) ボイラを更にコンパクト化するための検討
- 2) 水素の燃焼特性を考慮した大容量水素バーナの開発
- 3) 水素の広い爆発範囲および速い燃焼速度に対する安全保護対策の検討
- 4) 蒸気条件の改善による燃費節減等の検討

(124)

表-3.10 水素燃焼ボイラの主要目

ボイラ型式	天井焚き 2 胴水管船用ボイラ	
搭載数量	2 缶/隻	
燃焼方式	水素専焼	
通風方式	強制通風	
蒸発量 T/H	*1	*2
過熱蒸気量	62,600	(67,000)
緩熱蒸気量	6,400	(10,000)
合計蒸気量	69,000	(77,000)
蒸気圧力(過熱器出口) $\text{Kg/cm}^2\text{G}$	62	
蒸気温度(過熱器出口) $^{\circ}\text{C}$	515	
給水温度(エコノマイザ入口) $^{\circ}\text{C}$	191	
空気温度		
空気予熱器入口 $^{\circ}\text{C}$	38	
空気予熱器出口 $^{\circ}\text{C}$	260	
燃焼室出口ガス温度 $^{\circ}\text{C}$	1,595	(1,656)
排ガス温度 $^{\circ}\text{C}$	102	
空気比	1.10	
燃焼室容積 m^3	43.9	
損失 %		
乾き排ガス損失	1.4	
燃料中の水素・水分による損失	15.8	
ふく射および雑損失	1.2	
ボイラ効率 %		
高位発熱量基準	81.6	(81.0)
低位発熱量基準	96.0	(95.5)
燃料消費量 Kg/h	1,550	(1,736)
Nm^3/h	17,250	(19,300)
燃焼室熱負荷 $\text{Kcal/m}^3\text{h}$	110×10^4 (123×10^4)	
燃焼室伝熱面熱負荷 $\text{Kcal/m}^2\text{h}$	20.5×10^4 (22.6×10^4)	
外形寸法 m	7.8×6.8×7.9	

注) *1 常用負荷 (NOR)

*2 カッコ内最大負荷 (MCR)

5) 従来のボイラとは異なる方式の検討

以下、それらに関する若干の考察を加えてみることにする。

(1) 小形化

燃焼室の大きさを決定する主要要素として、火炎の形状と伝熱面熱負荷がある。後者はバーンアウト熱負荷との兼ねあいで制限を受け、 $35 \times 10^4 \sim 45 \times 10^4 \text{ Kcal/}$

m^3h が設計の限界値とされている。燃焼室を更に小さくできれば、ボイラをコンパクトにすることが可能である。その度合いを評価するため、次の条件のもとでの検討を行った。

- 1) ボイラの容量は試設計ボイラと同一とする。
- 2) 燃焼室伝熱面熱負荷を、商船用自然循環ボイラの限界値とされている $25 \times 10^4 \text{ Kcal/m}^2\text{h}$ とする。
- 3) バナジウムアタックなどの問題から開放されるので、過熱器の材質を高温酸化強度の強い材料に変え、過熱器入口温度を高くする。
- 4) 灰付着の問題がなくなるので、主蒸気管にフィン付管を採用する。

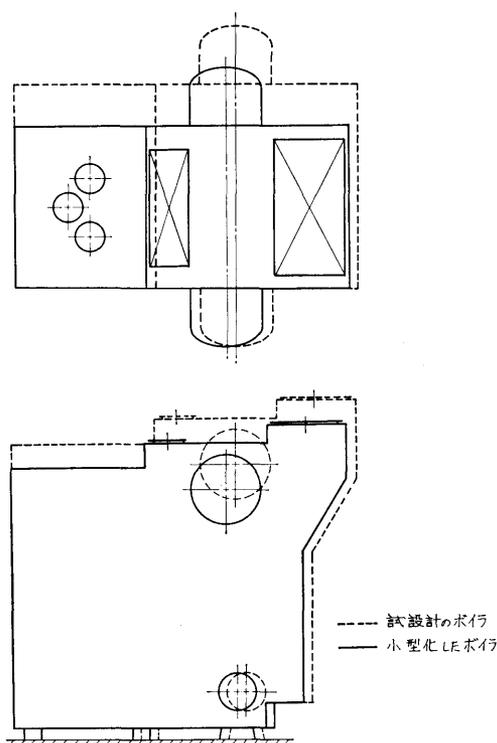


図-3.28 水素燃焼ボイラを小形化した場合の比較

この場合、燃焼室容積は試設計ボイラの 43.9 m^3 から 30 m^3 に減少し、燃焼室出口ガス温度は $1,650^\circ\text{C}$ から $1,750^\circ\text{C}$ に上昇する。図-3.28 にそのボイラの外形図を示す。同図によりその容積は破線で示す試設計ボイラの約 $3/4$ になることがわかる。

(2) 燃焼および安全性

大容量の水素燃焼バーナについては実績がなく、火

炎の形状も明らかにされていない。図-3.4 に示す水素バーナも LNG 燃焼ボイラで得られた経験に基き、それに水素の特性を考慮した修正を加えたに過ぎない。従って、水素燃焼ボイラの実用化に際しては、先ず、安定した燃焼特性を有する大形バーナの開発と制御、保安システムの確立が必要であろう。

本試設計では、ボイラを水素専焼として設計したが、パイロットフレーム

積荷港への往路

非常時のバックアップ

ボイルオフガス量が少ない場合

等のための重油燃料の系統を設けることを検討する必要があるであろう。

重油との混焼の場合には、ふく射伝熱特性が改善され、燃焼室内の吸収熱量が重油燃焼の場合と同程度となる。このため、水素燃焼に必要な系統等をつけ加えることにより、基本的構造の変更なしに従来のボイラで水素を混焼させることができる。

(3) 改良方式

本試設計ボイラでは、ガス式空気予熱器の出口温度を排ガスの凝縮の観点から定格時 102°C に制限したが、耐食材料の採用或いは凝縮器を設け、排ガス中の水を回収すれば、現在、船に搭載されている造水装置が不要となるであろう。例えば、空気比 1.10、空気相対湿度 40% (38°C) とすると、排ガス中の水蒸気は容積比で 33.6%、重量比で 27.4% に達するので、仮に水の回収率を 100% とすると、本ボイラでは通常航海時に 14.3 T/H (356 T/DAY) の水が得られることになる。

4. 結 び

小形試験ボイラによる水素の燃焼実験を実施し、運転に関連する問題点を明らかにするとともに燃焼室内の温度分布、および総括熱吸収率を求めた。この実験により、水素の燃焼は安定なもので、空気比を 0.25~3.5 と広範に変化させた実験でも不安定な燃焼、失火或いは爆発燃焼のような異常な状態に陥ることはなかった。しかし、本試験ボイラで採用した点火の方法には問題点が多く、改良の余地のあるものであることが明らかになった。

水素燃料は燃焼速度が速いため、空気比が 1.0 以上の場合にはバーナの近傍で燃焼し、燃焼室内の温度分布にはこの部分に高いピークができる。このピーク値は空気比の減少とともに低下し、発生する位置も下流

側へ移行する。水素燃焼時の総括熱吸収率は空気比1.0の近くで灯油燃焼時より約8%低い値であった。

水素燃焼蒸気タービン船の実用化に対する問題点を抽出し、実用化の可能性を評価するため、水素燃焼ボイラおよびそれを搭載する蒸気タービン船の船内配置の検討を行った。対象船の主機は、45,000 PS×105 rps の2段減速歯車付衝動タービン1基で、ボイラの蒸気条件は常用負荷時 62 Kg/cm²G, 515°C, 69,000 Kg/h×2 缶である。

ボイラのご概念設計は重油燃焼ボイラのご設計手法により、同一出力の重油燃焼ボイラと比較する形で実施した。最も大きな相異箇所は燃焼室である。水素は燃焼速度が速く、小さなスペースで燃焼が完了し、燃焼室での伝熱量も重油燃焼の場合より小さいことが明らかになっているため、この設計では燃焼室の大きさを小さくし、伝熱面熱負荷を重油燃焼時と同等の値に高めた。伝熱面熱負荷については第2章の実験により、空気比1.0の近くで灯油燃焼時より約8%低い値が計測されていることから、船用自然循環ボイラの平均値より約8%低い値に押えた。

本概念設計により得られた燃焼室の大きさは約44 m³で、重油燃焼ボイラの約80%の大きさである。燃焼室の吸収熱量は重油燃焼ボイラより約20%小さく、燃焼室出口ガス温度は最大負荷時1656°Cで重油燃焼ボイラより約240°C高い。

ボイラの外形寸法は7.8×6.8×7.9 mで、重油燃焼ボイラと同等の寸法で、僅かに小さく、ボイラ効率は81.6% (高位発熱量基準)である。常用負荷時の水素燃料の消費量は2缶で約3.1 ton/h (34.5×10³ Nm³/h)である。

本設計研究を通して抽出された技術的課題は3.7節に示す通りであり、実用プラントの設計製作までには更に綿密な燃焼伝熱実験および解析が必要であり、抽出された問題点と合せて、今後更に検討を行う必要が

ある。

以上、可能性の評価、問題点の抽出に焦点を合わせた研究を実施し、水素が船用機関の燃料として導入される時、蒸気タービン機関ではさほどの困難なしにそれへの対策が十分可能であることを明らかにした。

なお、本研究において実施した概念設計は化石燃料焚きの従来のボイラと対比しながら、水素燃焼蒸気タービン船の実用化の可能性の評価に資することをねらいとして実施したもので、その活用の際には最適設計或いは高性能化に対する配慮に欠ける面のあることに留意する必要がある。

試設計は、伊藤征夫氏を初め、川崎重工(株)ボイラ設計課の協力を得て実施したものであり、同社の重油、LNG 混焼ボイラのご経験並びに LNG 船に関する技術が本試設計にもり込まれている。関係諸氏に心から感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 玉木 他: “小型ボイラによる水素燃焼試験”, 船研発表会 54.5
- 2) 日本機械学会, “伝熱工学資料”
- 3) 笛木: 水素エネルギーシステムと水素の利用, 日本工業会誌 Vol. 92 No. 1062, S51.8
- 4) RALPH M., HARDGROVE: Conditions Required to Burn Fuels Safely in Boiler Furnaces. ASME paper No. 61-FU-3
- 5) B. LEWIS & G. VON ELBE: Combustion, flames and Explosions of Gases Academic Press. Ins. Publishers New York 1951, p.p. 754
- 6) DOLEZAL: Grosskesselfeuerungen, p.p. 161
- 7) 伊藤: 燃焼室各種設計条件の現状と将来への展望, 日本船用機関学会誌 第13巻5号, S53.5
- 8) 長島: ボイラ水循環の現状分析, 日本船用機関学会誌 第13巻5号, S53.5
- 9) 石象・赤川: ボイラの水循環, コロナ社 1958
- 10) 中沢 他: 高温重油灰による腐食の研究 (その2), 新三菱技報 Vol. 5 No. 2