LNG だき舶用ボイラに関する設計と運航結果*

松岡久光**・L. E. TRIGGS***

1. ま え が き

LNG 船については船内の貯蔵タンクより発生する過剰のボイル・オフ・ガスを処理する装置が必要であり、いくつかの船級協会もこれに対する規定を既に設けている。すなわち、ボイル・オフしたガスを通常の燃料油と混焼させて処理をする装置を設置することが要求されている。一方、LNG 船においてボイル・オフ・ガスを燃焼させる代りに、船内で再液化する方式も考えられているが、たとえ再液化装置が設けられたとしても、ボイル・オフ・ガスをボイラで燃焼せしめ得ることは系統全体の安全性を高めるために非常に重要な事柄である。

一般的に、大形の LNG 船の建造については船主は巨額な投資を行なうこととなるので、万一、不測の事故によって LNG 船の不か動を生じた場合、船主の被る経済上の損失は極めて甚大なものとなる。従って、運航上の安全性と信頼性を確保するため、LNG だきボイラにおいてボイル・オフ・ガスを安全に処理し、かつ、燃焼させるための機器および系統の設計については、LNG 船の推進用蒸気プラントの選定の段階において特に慎重に検討されねばならぬが、わけても高出力の場合にはボイラの信頼性確保には十分な配慮が払われねばならぬ。

米国での陸上大出力発電用プラントにおいては、定期的な点検のための休止期間を除き、通常、非常に高い信頼性(99.9%)が得られている。最近の発電用プラントの建設には多額の建設費を要するので、その経済性を高めるため、プラントを構成する蒸気発生部分に対してもこの種の高い信頼性が要求されている。

ここで注目すべきことは、米国における 1,000 MW 級の発電用プラントにあっては蒸気発生装置とタービン発電装置のコストがほぼ同じとなっていることである。

概算値で、石炭だきのボイラのコストは \$40/kW、油だきで \$35/kW となっているが、これに対応するタービン発電装置は \$40/kW である。原子力発電所にあっても蒸気発生部分は約 \$55/kW であり、タービン発電装置は \$40/kW となっている。

一方、舶用の分野においては、従来からの主ボイラと主タービンのコストの関係は陸上の場合と比較して大分事情が異なっている。米国での例を見ても、主タービンのコストは主ボイラに比べて約4倍程度高くなっている。

米国で建造される 225,000 DWt の VLCC では主ボイラのコストは約 150 万 \$ で、\$30/kW に相当する。この値は発電用プラントの油だきボイラの \$35/kW と比べると実質的にはかなりの差があると言わざるを得ない。すなわち、一般的に小容量の舶用ボイラは大容量の発電所用に比し、その寸法が小さいため、単位容量当りのコストはむしろ発電用ボイラのそれを上回ってしかるべきであるが、実際には舶用ボイラのコストの方が低くなっており、その上、舶用としてのきびしい運転条件を満足するように要求されている。舶用ボイラのコストが現実には発電所用のものより安くなっている大きな理由としては、前者の単位伝熱面積当りの熱負荷が後者と比べて相当高い値を取っており、相対的にコンパクトな設計がなされていることがあげられる。しかしながら、このように低いコストで製作されている舶用ボイラが真に船主経済の向上に寄与しているかどうかは真剣に反省してみる必要がある。たとえば、ボイラ故障による滞船料は 1 日に \$50,000 に上り、もし、10 日の修理日数を要するとすれば、\$500,000 の損失を来すことになるが、過熱器の取換えあるいは火炉爆発があった時の火炉蒸発管の修理には 10 日またはそれ以上の期間を必要とするケースは現実には起こりうる。陸上の発電用ボイラで得られている高信頼性は、舶用の分野では採用されていない、特に進歩した技術を適用することによって達成されたというものではなく、むしろ、より安全側の設計を行なっていることに起因している。この事実はもし舶用ボイラの信頼性を発電所用のそれに匹敵するようにするためには、良い意味での安全側の設計を行なった舶用ボイラを、現状より広いスペースに配置することを許容することが、まず第一に必要であろう。もちろん、このようにして設計された舶用ボイラの初期コストはかなり高くなることとなるが、長期的にみれば修理費を軽減し、船主経済の向上に大きく寄与するものと考えられる。

以下の章に、過去の舶用ガスだきボイラの実績を紹介すると共に、最近の設計上の進歩、使用バーナ形式ならびにその制御について記述することとする。

2. 舶用 LNG ボイラの進歩

図 1 に比較的新しい天然ガスだき舶用ボイラの構造を示す。このボイラは約 20 年前、1950 年代の初期に設計されたもので、ルイジアナ州の Constock Liquid Methane 社の液化物運搬船にとう載されたものである。1 隻に 2 缶のボイラが設置されており、ガスだきを基本

* 原稿受付 昭和 50 年 8 月 6 日

舶用機関国際シンポジウム一般講演(昭和 48 年 11 月 13 日)

** 正会員 三菱重工業(株)(長崎市飽ノ浦町 1-1)

*** Combustion Engineering, Inc.

SECTION A-A

図1 前面だき二重ケーシング・ボイラ(約20年前)

仕様として設計されているが、その後、約10年間にわたって他のガスだきボイラのモデルとなったものである。初期の構想では、ルイジアナ州で天然ガスを液化し、ミシシッピ川をバージでさかのぼってシカゴの貯蔵所に運搬するよう計画されていた。この計画は完全には実行されず、その後、液化ガスを英国向けに運搬することに変更されたが、このボイラで得られた天然ガス燃焼に関する経験は船用の混焼技術の開発に対し非常に貴重なものであった。図1のボイラは前面だきで、前後壁は二重ケーシング、側壁、天井部および床部はシングル・ケーシング構造となっている。燃焼方式については設計の初期にはガスまたは油の単独燃焼ということで考えられていたが、結局はガスと油の混焼方式が採用された。このボイラでは後で示す(図4参照)J形の構造を有するバーナがボイラ前面に4個装備されている。このボイラの構造は1950年代における代表的なものであるが、現在の船用ボイラの設計と比較すると全く旧式のものである。

本ボイラは初期調整を終えた後、1956年の半ばから

SECTION A-A

図2 天井だきシングル・ケーシング・ボイラ

実際に天然ガスを燃焼させる運転を行なっているが、注目しておかねばならぬことは、1956年からの実用運転にはいる前に、2缶のボイラの中の1缶でガスの炉内爆発事故によりケーシングの1部にき裂を起こしていることである。この事故は天然ガスを使用し、冷態起動した直後にタービン駆動の強圧通風機を起動した際に起きている。幸い、け我人はなく、損傷範囲は火炉後面の二重ケーシング部に限られていた。後面の内側ケーシングの損傷は軽微であったが、外面ケーシングは広範囲にわたって損傷をうけていた。爆発の真の原因は完全には究明されていないが、ボイラの二重ケーシング部分に天然ガスが漏入していたことが爆発の原因ではなかったかと想像される。事故発生後直ちにスプリング付きの防爆扉が安全装置として二重ケーシング部分に設置されている。

この事故は2缶のボイラの内の1缶に偶々、起きた事故であるが、その後のガスだきボイラの新設計に対して非常に大きな影響を与えている。図1に示されている初期のガスだきボイラに対比して、図2に最近の設計のもの

の一例としてPolar LNG shipping 社所有の「POLAR ALASKA」と「ARCTIC TOKYO」にとう載されたボイラの構造を示す。この両船はそれぞれ、1969年末および1970年初より日本とアラスカ間に運航されているものである。この主ボイラ(1隻2缶方式)はトップだき、溶接壁構造およびシングルケーシング構造を有するもので、C重油の単独燃焼ならびにC重油とメタンガスの混焼が可能のように設計されている。バーナは1個で、後述のL形(図4参照)のものが採用されている。このボイラの構造自体はC重油専焼の最近のボイラ構造とほぼ同一のものではあるが、ガス/油混焼を考慮して設計されたものである。本ボイラの要目および特性を図1のボイラと対比して表1に示している。この二つのボイラの蒸発量および消費ガス量は非常に類似のものであるが、図2のボイラには幾多の技術的進歩、改善が施されている。

図1に示されているボイラの時代からの船用ボイラの技術的進歩により、図2のごとくレジスタ形のバーナを用いて天然ガスを燃焼せしめるのに非常に適切なボイラ構造を生むに至っている。この設計に含まれているガスだきボイラとしての適性とは、

a) ガスパージが完全に行なわれる火炉構造とすると共に、トップだきバーナを採用していること。

b) 火炉に溶接壁構造を採用していること。

があげられる。トップだきを採用することにより各バーナへの燃焼用空気を均等に配分することが可能となるが、このことは良好なガス燃焼を得るためには非常に重要な要素である。さらに、火炉において完全対象位置にバーナが配置されていることにより、火炉、過熱器を通過する燃焼ガスが均等に配分され、その結果、各部の伝熱面積が有効に活用されることとなる。また、隣接チューブ

を相互に溶接してパネルとした溶接壁構造の採用により、従来の二重ケーシング構造が不要となっている。これによりさきに述べた二重ケーシング内へのガスの漏入を防止し、爆発の可能性をなくすることが出来る。

もちろん、従来形の二重ケーシングにおいても、特殊の加圧通風方式または連続パージ方式を用いることによりガスの漏入を防止することは可能である。すなわち、平衡通風方式を用いれば安全面での改善が得られるが、平衡通風方式では比較的大きな寸法の誘引通風機を設置せねばならぬこと、また、現在の強圧通風方式と比べて約50%程度、所要動力が増加するため、経済的な面から見ると非常に不利となる。従って、二重ケーシング方式を採用する場合には誘引通風機を設けるのではなく、ケーシング内をパージする方式が有利である。

3. ガス/油混焼バーナの種類

ガス/油を混焼させるレジスタ形のバーナ形式は非常に多岐にわたる形状を有しており、かつ、その構造も相互に大きな相異がある。しかしながら、バーナ形式を大別すると次の三つのグループに大別することが出来る。各形式については図3および図4に示す。

- (1) ボイラ風箱の内部または外部に置かれたリング状のガスだまりから、幾つかのガス・ノズルをバーナ、スロート部に突出させたもの。
- (2) バーナ、スロート部の周縁にリングを設け、これにガス噴孔をうがって、燃焼用空気流入部にガスを噴出せしめるもの。
- (3) エヤ、レジスタの中心線上に同心の二重管を置き、一方に燃料ガスを、他方に油を通すもの。

以上の3種類であるが、(1)の分類に属するものが最も多く、A形よりG形までがこの形式に属している。

A形は開放形のディフューザの周辺に幾つかのガス・ノズルを配置したベンチュリ形のレジスタである。

ガスだまりはバーナ前面に平板によって形成されており、ガスはこのガスだまりに取り付けられたノズル・パイプを経由して噴出せしめられる。ベンチュリ形のレジスタの場合、ディフューザ部を除き、燃焼用空気にはほとんど旋回運動は与えられていない。B形は船用ボイラのバーナとして長い期間をかけて開発されてきたもので、高旋回形のものである。この形式では短焰で、高い燃焼負荷率が得られる。A形およびC形で示されているベンチュリ形ならびにF形、M形、N形で示されているパラレル形(平行形)が1960年代の半ばに導入される以前には、ほとんどの船用バーナはB形、E形、G形、J形、K形およびL形で示される高旋回形のものであった。

C形はA形に類似のベンチュリ形のレジスタであるが、ガスはディフューザの周囲に配置された数個のガス・ノズルにはいる前に円形の断面を有するガスだまりにまず導入される。それぞれのガス・ノズルの先端には半径方向に噴口がうがたれており、ディフューザ前面の乱流部

表1 ボイラ性能データ

		EDWIN H. BROWN	POLAR ALASKA ARCTIC TOKYO
蒸発量(常用)	kg/h	24,950	27,440
過熱器出口圧力	kg/cm ² g	43	61
過熱器出口温度	℃	399	510
燃焼量(LNG 100%として)	m ³ /h	2,460	2,420
発熱量	kcal/m ³	8,905	8,865
ボイラ効率	%	77.0	84
火炉熱吸収率	kcal/m ²	143,700	121,500
ボイラの大きさ			
ドラム間距離	mm	4,140	4,572
火炉奥行	mm	2,603	2,603
ボイラ奥行	mm	3,658	3,336
ボイラ幅	mm	6,096	6,018
伝熱面積-ボイラ	m ²	470.1	527.6
水 冷 壁	m ²	54.3	81.5
過 熱 器	m ²	72.0	175.9
エコノマイザ	m ²	—	462.6
火炉容積	m ³	34.8	34.3
重量(運転時)	kg	88,100	78,500

(1) CANDELABRA-RING TYPE

図3 LNGバーナの形式

(2) PORTED-RING TYPE

(3) CONCENTRIC-TUBE TYPE

図4 LNGバーナの形式

分にガスを噴出せしめる構造となっている。この形式もA形と同じく低旋回形のものである。D形はC形と概念的には同じもので、高旋回形に属し、金属製のディフューザの代りに特殊設計のタイルを用いている。ガスは風箱内の円筒形のリングからガス・ノズルを経て噴出される。E形はガス・ノズルをバーナ軸に沿わせたもので高旋回形である。F形はガス・リングを風箱外に置いたベンチュリ形で、ガス・ノズルをディフューザの周囲に配置した構造のものであり、各ノズルには火焰の安定性を増すために小さなディフューザが取り付けられている。G形は高旋回形で、3個のガス供給リングに直接ガス・ノズルを取付けたものであるが、この形式では供給リングの数を増減することにより、広いターンダウンが得られやすい特長を有している。H形からL形までは一本のガス供給リングを有する点で共通しており、ガスはこのリングから単一または複数箇所から噴出する構造となっている。H形はベンチュリ形レジスタを有し、ガス・リングは風箱内に収められており、ディフューザの直前に置かれている。リングにうがたれた噴口は火焰の中心部を指向するように設計されている。J形は高旋回形で、ガス・リングは風箱内にあるが、その位置はディフューザの後部に置かれている。ノズルの噴口はバーナ軸に対して直角方向に設けられており、着火前にガスと燃焼用空気が十分に混合するように配慮されている。K形もまた高旋回形のもので、ガス・リングは風箱内に置かれているが、リングはディフューザに対してその直後の位置に配置されている。L形はJおよびK形と同じくリングからのガスの噴出方向はバーナ軸に対して直角方向であるが、リングはディフューザの直後に置かれている。

最後のグループは同心のチューブ形であり、図4のMおよびN形がこれに属している。M形は平行流形レジスタで、ガスはバーナ・キャリヤの後端部分から供給される。一次空気はガスと油の流れの中間部の空間に導入されるが、その流れの方向はバーナの軸方向で、施回とは与えられていない。N形も同じく平行流形レジスタであり、ガスは同心のバーナキャリヤのほぼ終端近くで導入される。ガス・ノズルの先端には燃焼用空気との混合をよくするため小さなディフューザが設けられている。

4. 混焼用バーナのテスト結果

三菱重工の長崎研究所において船用混焼用バーナについて広範なテストが実施されている。その一例として、図3のA形と類似のバーナを使用しているテストの概要を以下に紹介する。テスト・バーナは図5の上部に示すごとく、水冷式の横置き円筒状の燃焼試験炉に水平方向に設置されている。この試験の主目的はバーナ負荷およびガスと油の混焼比を変化した場合に、火焰長さ、火焰の安定性さらには過剰空気率等の燃焼特性がいかに変化するかを確かめることにある。

使用バーナの最大容量はC重油で1,335 kg/h、ガス

(a) CYLINDRICAL TEST FURNACE
(USED FOR BURNER COMBUSTION PERFORMANCE TEST)

(b) MARINE BOILER MODEL FURNACE
(USED FOR FURNACE PERFORMANCE TEST)

図5 バーナ燃焼試験炉

で1,200kg/hである。油側には内部混合式のアトマイザが使用されている。この内部混合式アトマイザは広いバーナ負荷範囲にわたって優れた霧化特性を有しているため、最近、船用バーナに広く採用される気運にある。

上記のテストに引きつづき、第二のテストとして73,000kg/hの蒸発量を有するLNGボイラの実寸モデル燃焼室(図5下部参照)を使用し、実用確認テストが実施されている。バーナは燃焼室頂部に装備されており、いわゆるトップだき方式となっている。この両試験において、供試燃料としてはメタンの代りにLPGガスが使用されているが、テスト結果はすべてメタン使用時に対応するよう校正されている。これらの試験で得られた主な結果は次の通りである。

1. あらゆる組合せの燃焼条件において、火焰の長さは実際のボイラ寸法に対して問題ないことが確認された。
2. ガス単独燃焼時のターンダウンは約10:1の値が得られた。
3. 10%の油助燃を行なっている状態で、ガス側の瞬間的点、消火を行なったが、燃焼は十分安定していた。

このテストが実施された際、一つの重要な検討項目として、ガス・ノズル先端のメタル温度が実際の使用条件の下で、十分安全な温度であることの確認があげられて

いた。このことは、ガスを停止し、重油専焼を行なう際に、この部分が高温となる可能性があったからである。

第一回目の横置き試験炉での測定結果では、25%重油専焼時の先端温度は約870℃で、100%専焼時には約500℃という値が得られていた。この温度は実街での長期使用条件下では高温にすぎ、ノズルの耐用時間が制限されることになるが、解析の結果ではこのような高温度は、テストバーナが取付けられている試験炉の先端が耐火材で固められているため、この部分からの輻射によるものと推定された。従って、第2回目の実寸モデルの燃焼室による試験の際には、燃焼室水冷壁からの冷却の効果について慎重な計測が実施されている。

このテストの結果は図6に取りまとめられている。

図で明らかな通り、モデル燃焼室によるテストでは、問題のノズル先端のメタル温度は水冷壁からの冷却されてかなり低下していることがわかる。このテスト結果から、ノズル先端の温度を推定するため、下記の試験式が得られている。

$$T_M = \frac{C(1 + 1.96 \times 10^{-4} W_0)}{0.22 \times 10^{-4} \left\{ (T_A + 273) \frac{V_A}{1,000} \right\}^{0.8}} + T_A$$

ここに、

C = テスト常数

W_0 = 燃油流量 kg/h

T_M = ノズル先端温度 $^{\circ}\text{C}$

T_A = 燃焼用空気温度 $^{\circ}\text{C}$

V_A = 燃焼用空気流量 Nm^3/h

上記実験式は図7に示す通り、テスト時のノズル先端温度の測定値と非常によい一致をみている。

図6 ノズル先端温度特性

	FURNACE	a	b	c
○	MODEL FURNACE	0.22×10^{-4}	1.96×10^{-4}	0.21
●	CYLINDRICAL FURNACE	0.22×10^{-4}	1.96×10^{-4}	1.0

CALCULATION EQUATION

$$c(1+bW_{oil}) - a \left\{ (T_a + 273) \cdot \frac{V_A}{1000} \right\}^{0.6} (T_m - T_a)$$

W_{oil} : OIL FLOW (kg/h) T_a : AIR TEMP (°C)

V_A : AIR FLOW (Nm³/h) T_m : METAL TEMP (°C)

図7 計算値と実測値の比較

5. ボイラ制御系統

混焼を行なうLNGボイラでの安全かつ能率的な運転の可否は、ボイラ制御に対して適切な設計がなされているかどうか大きく左右される。一般に船用ボイラでは極く短時間内に、広範囲の負荷変動が起こることがあるので、給水量、燃油および燃焼用空気の調節には慎重な注意を払って計画されねばならぬと共に、全蒸気発生システムを構成する各機器の特性を十分には握しておく必要がある。最近、船用推進主機の制御にソリッドステート式の電子式を使用する気運にあるが、この電子式は既に船舶の航法や荷荷役制御等にも採用されて実績がある。ボイラ制御にこの電子式を採用した場合の利点は他の方式よりも一般に安定した運転が可能となる点にある。すなわち、ソリッドステート回路は常に精度と再現性を保持することができ、航行時の衝撃や振動に対して十分な耐性を有している。しかも、その構成部品は高度な生産技術により製作されているので周囲の温度、湿分、油分あるいは塩分によって悪影響をうけることがない。

また、電子式では乗員の手で容易に回路の点検や、不具合探知が出来るようテスト回路を組込むことが簡単に実施可能である。

このソリッドステート式では本質的に他の方式と比べて寸法が小さくなり、そのファンクション、モジュールも挿替えて簡単に取替えが出来る。

以下にLNGボイラに電子式制御システムを採用した場合の例を示すこととするが、このシステムは大別して三つの要素、すなわち燃焼制御、給水制御およびバーナ制御から構成されている。

燃焼制御システムは所要蒸発量に応じてボイラ燃焼室に供給される燃焼用空気量と燃料（重油またはガス）量を制御するものであり、その詳細は省くものとして、ここでは混焼に関連するものについて記述することとする。

混焼ボイラの制御で特に配慮されねばならぬ重要な点は、系統が余りに複雑とならぬようにすることであるが、普通使用されるシステムの基本機能は、比例動作と積分動作によって、蒸気量とは無関係にボイラの蒸気圧力を常に設定値に保持することである。図8にブロック・ダイアグラムを示しているが、過熱器出口の蒸気圧力を測定し、その信号を変換器(2)を通じて燃料コントローラ(3)に送る。過熱器出口圧力の設定点はコントロールパネルにおいて手動により、許容範囲内で変更することが可能である。過熱器出口での蒸気圧力信号と設定値とに偏差が生じた場合、この偏差に応じた信号が燃料コントローラにはいり、比例・積分動作によって所要の燃料量がボイラ燃焼室に送られる。蒸気圧力と共に蒸気流量信号を併用する2要素式制御システムの場合には、両方の信号が組合わされて所要の燃料量が求められる。蒸気流量は飽和蒸気管内に置かれたノズルでの圧力降下の差圧によって測定されるが、蒸気流量は差圧の平方根に比例するので、差圧の測定信号を開平演算して流量に比例する信号に変換される(4)。このように蒸気流量と蒸気圧力の信号を組合わせることにより、あらゆるボイラ負荷において迅速かつ正確な制御を行なうことが出来る。2缶を併用する場合、制御系統におけるわずかな入力の違いは免れ得ないので、同一構造のボイラであってもその作動が異なる場合が生じうる。従って、二つのボイラの蒸発量の違いを手動で調節する負荷配分コントローラ(5)が設けられており、これによって二つのボイラの蒸発量をバランスせしめたり、パイアス運転を行なうことが可能である。このコントローラはいったん設定された後は自動で作動する。このシステムでは重油と燃料ガスの流量が監視されるようになっているが、適正な運転状態を確保するため油圧とガス圧も併せて監視するようになっている。油量は流量計で測定されるが、その測定信号は自動的にゲイン調節器(6)において較正され、蒸気流量信号と適当に見合うよう調節される。ガス流量も流量計で測定され、信号変換器により実際のガス流量に比例する信号として取出される。総発熱量計測器(7)は実際に燃焼しているガスの総発熱量を補正して求めるもので、これにはいる入力はガス圧力、ガス流量およびガス密度である。この総発熱量は連続サンプリングにより常時測定されている。

もし、ガス圧力が正常なボイラ燃焼室圧力よりも低くなれば、主ガス遮断弁が作動してガスバーナは消火され、ボイラは自動的に重油単独運転に切替わる。

通常、LNGボイラの燃焼制御系統は蒸発量を確保するための総燃料量の90%をガスでまかなうように計画されているが、もしガス量が不足する場合には、油量

図8 ボイラ制御システム

が自動的に増加して所要熱量の不足分を補うようになっており、このようにしてガスおよび油を最も経済的に使用するように計画されている。

給水制御系統も図8に示されているが、これは現在最も標準的に採用されている2要素方式で、ボイラのドラム水位と蒸気流量により給水加減弁を調節するものである。

次に、バーナ制御系統は二つの主要部分から成り、一つはページ系統ならびに主保安装置であり、他はバーナ制御とバーナ保安装置である。このバーナ制御装置もソリッドステート方式により非常にコンパクトに納めることが可能であり、各ボイラは単独にこの装置を持つべきであるが、基本的な機能は次の通りである。

ページシーケンスはボイラが消火した際、ガスおよび油の燃料弁がトリップしたら直ちに自動的に作動しなければならない。このページサイクルが行なわれる間に、少なくともボイラの総容積の4倍の空気量を送り込む必要がある。もし、ページ中に空気量が不足する場合には、ページ系統は停止し、完全なページが行なわれるまでバーナ点火が行なわれないようになっている。完全なページが行なわれた後は、強圧通風機は高速より低速にもどり、通風機入口のベーン開度を下げる。また、バーナのエア・レジスタは開り全閉位置に復し、点火可能のインターロック条件が満足されれば何時でも点火出来る状態となる。このインターロック項目には、ドラム水位、油圧、油温および噴霧用蒸気などがあり、これらが正常な値となっておればバーナは自動または手動によって点火される。ボイラの主保安装置としては、火焰喪失、ドラム水位低およびドラム圧力異常高などに対してバーナを消火せしめる系統を設けておく必要がある。また、緊急時に、手動でトリップ出来るようにしておくことは最近の標準的な要求となっている。

ガス側に対してはガス圧力異常低または異常高に対しての安全装置を装備しておく必要がある。通常、ガスと油の遮断弁は同時に作動するようになっているが、ガス遮断弁はガス圧や火炉圧が異常な場合には、単独でトリップするようにしておかねばならない。

バーナ制御回路への最初の入力にはボイラ点火可能の信号であり、まず、オイルガンが挿入されてバーナが点火可能な状態となる。自動点火は現場操作盤または主制御盤にある押扣によっていずれからでも可能であるが、点火動作にはいと、まず、イグナイタが挿入され、着火および安全タイマが作動を開始する。イグナイタが作動した後、燃料弁が開き、短い時間遅れをおいてエア・レジスタが開く。もし、点火タイマの設定時間以内に火焰が検出されない場合には、バーナ消火動作にはいり、イグナイタは引き抜かれると共に、エア・レジスタは閉となり、燃料弁はトリップする。

ガス遮断弁はプラント停止時には、当然、重油遮断弁と同時に作動するようになっており、また、ガス圧異常

や、ガスを使用しない際にも閉となるようにせねばならない。

6. 将来の開発について

これまで、主としてレジスタ形のガス／油混焼バーナを装備した船用LNGボイラについて述べてきたが、将来の大容量LNGボイラを対象として計画されている一例を図9に示す。本ボイラはV2M-9形と呼称されているもので、既に陸上の発電所用ボイラなどで優れた実績を収めているタンジェンシャル・ファイヤリング方式を採用したものである。このV2M-9形は欧州で建造された数隻のVLCCに装備されて運航されている。このV2M-9形をLNG船用の標準シリーズボイラとする開発が現在進行中である。

V2M-9形は従来のD形ボイラと比較すると、特に過熱器部分とボイラ蒸発管部分に余裕をもたせた設計が行なわれており、船用ボイラの大容量化に対して非常に適切な構造を有している。このボイラの大きな長所はタンジェンシャル・ファイヤリング方式を採用していることにあるが、この燃焼方式ではほぼ正方形に近い火炉の四隅に配置されたバーナによって炉内に非常に高速の旋回乱流が形成されるため、あたかも火炉全体がバーナと見なされる状態となる。バーナは火炉の下部に装備されているためC重油燃焼を行なう場合、そのスラグは主として火炉の炉底部のみに集積され過熱器の表面には付着

図9 V2M-9形ボイラ

し難い。このタンジェンシャル・ファイヤリングを実施している実船の運航実績では空気過剰率は常に3%以下という非常に低い値が得られており、煙道で計測された $O_2\%$ は過熱器部分のシール空気や、スートブロワのパーラインからの漏入空気の補正を行なわないで0.2%という低い値となっている。

V2M-9形ボイラの火炉は溶接壁構造となっており、過熱器にはダブルまたはツインの堅形が採用されている。過熱器の管配列は基盤目配列であり、かつ、そのチューブ間隔を十分にとってあるので、スートブロワの効果的な作動と相まって過熱器チューブ表面は常に清浄に保持される。缶水循環に対しては、大口径の降水管が蒸気ドラム、水ドラムおよび水冷壁ヘッダ間に配置されており、これにより余裕のある自然循環が確保されている。ボイラ本体は火炉の中央ヘッダ部で支持されているが、この構造は熱膨張やチューブ振動に対して極めて安全度の高いものである。LNG船用のV2M-9形ボイラの開発については、陸上のガスだき発電所用ボイラで得られた実績ならびに経験によるところが大きいが、発電所用ボイラでは、このタンジェンシャル・ファイヤリング方式は多年にわたって広く採用され、しかも優れた実績を示している。

船用LNGボイラのタンジェンシャルバーナの構造を図10に示す。図に示されているごとく、バーナは空気-燃料-空気と交互に配置された連続した区画に分けられており、この部から燃料と空気を火炉中央の仮想円に向って送り込んでいるが、火炉内で約160km/hにも上がるガス流速による旋回運動により、燃料粒子の火炉滞留時間を増し、また、空気と燃料との混合を良くして良好な燃焼状態を得るのに非常に効果のある構造である。

最後に、大容量V2M-9形LNGボイラの要目と性能の一例を示すことにする。これは160,000 m^3 級の大形LNG船を想定して設計計算を行なったものである。二つのケースについて計算を行なっているが、第1のケー

表2 ボイラ設計要目-160,000 m^3 LNGタンカー

	75,000 SHP		90,000 SHP	
	Normal	Maximum	Normal	Maximum
総蒸発量/ボイラ T/hr	112,000	130,000	130,000	150,000
過熱蒸気量 T/hr	100,000	105,000	111,000	128,000
緩熱蒸気量 T/hr	12,000	25,000	19,000	22,000
効率-重油たき時 %	89.5		87.5	
効率-ガスたき時 %	84.5		83.5	
過熱器出口圧力 kg/cm^2g	61.0		61.0	
過熱蒸気温度 $^{\circ}C$	510		510	
バーナ空気温度 $^{\circ}C$	215		128	
給水温度 $^{\circ}C$	183		141	
大気温度 $^{\circ}C$	38		38	

スのサイクル・Aは、主機出力75,000PS、2缶方式で、蒸気サイクルの特質としてはボイラの熱回収は節炭器と空気加熱器の組合せで行なうものである。第2のサイクル・Bは主機出力90,000PS、2缶方式で、節炭器のみで熱回収を行なう場合である。表2にこの二つのケースについての要目を示しているが、いずれも混焼を想定して、ボイル・オフ・ガスの再液化は考えていない。

160,000 m^3 のLNG船を考えた場合、1日当りのボイル・オフ率を0.25%とすると、ボイラ燃料として利用しうるガス量は1日当り400 m^3 である。

参考のために、表3にボイラ性能の総括表を掲げている。この表には、サイクル・AおよびBのそれぞれに対し、再液化プラントを付加し、これを動かすために1缶当り、50,000lb/hの余分の蒸気量を必要とする場合の性能を併記している。

図10 タンジェンシャル・バーナの構造

表 3 V2M-9 形ボイラ性能表

		サイクル“A” 75,000 SHP/V2M9-15				サイクル“B” 90,000 SHP/V2M9-17			
		再液化プラント 運転時 (重油専焼)		再液化プラント 停止時 (重油/ガス 混焼)		再液化プラント 運転時 (重油専焼)		再液化プラント 停止時 (重油/ガス 混焼)	
運 転 状 態		常 用	最 大	常 用	最 大	常 用	最 大	常 用	最 大
負 荷	%	100	113	83	96	100	113	80	98
総 蒸 発 量	kg/h	134,719	152,682	112,039	130,002	152,410	172,368	129,730	149,688
過熱蒸気量	kg/h	122,699	127,688	100,019	105,008	133,812	150,595	111,132	127,915
緩熱蒸気量	kg/h	12,020	24,994	12,020	24,994	18,598	21,773	18,598	21,773
過熱蒸気温度	℃	510	510	510	510	510	510	510	510
ボイラ効率	%	89.5	89.3	87.0	87.0	87.5	87.3	85.5	85.5
過熱器出口圧力	kg/cm ² g	60.8	60.8	60.8	60.8	60.8	60.8	60.8	60.8
給 水 温 度	℃	183	183	183	183	141	141	141	141
重油燃焼量	kg/h	9,143	10,267	3,341	4,473	10,932	12,393	5,037	6,503
ガス燃焼通	kg/h	—	—	3,458	3,458	—	—	3,458	3,458
バーナ空気温度	℃	215	221	204	213	128	128	128	128
燃焼用空気量	m ³ /min	2,022	2,270	1,697	1,946	2,417	2,740	2,070	2,394
燃 焼 ガ ス 量	kg/h	143,547	161,189	119,595	137,289	171,630	194,571	146,115	169,147
ドラフト損失	mmAg	518	607	414	488	508	602	417	498
空 気 過 剩 率	%	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
燃 焼 室 負 荷	kcal/m ³ h	469,378	527,061	400,099	458,201	465,845	528,111	404,219	466,717
火炉熱吸収率	kcal/m ² h	197,398	215,460	162,644	179,960	200,129	219,629	168,903	180,546
燃 焼 率	kg/m ² h	46.7	52.4	34.7	40.48	40.5	55.5	38.1	44.6

7. む す び

LNGの利用については公害対策における有力なクリーン・エネルギー源として今後さらに利用される範囲が逐次拡大されてゆくことになろう。筆者らは、LNG 船にタービン主機が採用される場合、そのガス/油混焼のボイラについて設計の変遷ならびに特にその信頼性確保の

ために考慮すべき諸点について記述した。今後、設計される LNG だきボイラの信頼性、安全性確保に寄与する所があれば幸いである。なお、本技術資料は 48 年に開催された ISME TOKYO '73 で講演されたものの概要を紹介したものであるが、本文中に引用されている米国でのボイラ・タービンの価格などは現状と異なるものもあるが、この点ご容赦願いたい。