

運轉 및 管理面에 의한 D type 水管 boiler의 性能增進에 관한 研究(1)

權 麒 麟

A study on the increment of Performance in operation & maintenance of D type water tube boiler

Ki-rin Kuon

Summary

The heat efficiency was calculated by indirect method and direct method respectively for performance test at a Foster wheeler D type water tube boiler. The results obtained were as follows ;

1. The heat efficiency was calculated by indirect method, is more greater than direct method, and it's values 1.02 %.
2. Excess Air which was due to analysis of exhaust gas was 1.23 in economizer outlet, and it was 1.29 in air preheater by indirect method.
3. The heat loss by moisture in fuel oil was 0.03%.
4. The maximum heat loss showed 6.46%, which was originated by hydrogen gas in fuel oil.

緒 言

高溫高壓의 蒸氣를 發生시키는 보일러는 蒸氣原動所로서 油類 및 石炭等の 化學에너지가 燃燒할때 發生하는 燃燒熱을 熱源으로 하여 水蒸氣를 發生시키고 過熱蒸氣로 만들어서 蒸氣原動機를 通하여 動力을 얻는다.

이제까지 이와같은 에너지 大量消費處인 보일러에 對한 性能 向上의 改善方向은 主로 設計 및 製作側面에서 그 構造 및 型式이 다루어져 効率面에서 刮目할만한 成果(Latham, 1965)를 얻었지만, 이의 運用 및 管理面에서의 効率 및 經濟성에 미치는 影響에 關한 研究檢討는 거의 없는 實情이다. 特히 보일러의 運轉, 取扱, 管理, 維持狀態의 不良은 概略의으로 推定하여 約 15%程度까지의 効率減少를 招來한다(畝, 1978)고 알려져 왔는데, 이는 그만큼 燃料消費,

량비의 增加를 意味한 것이며 이는 Energy問題에 直面해 있는 現時點에서 불때 時急히 解決 改善해야 할 課題中 하나이다.

本考에서는 Energy 大量消費處인 大容量 蒸氣原動所의 熱効率 改善의 一環으로 $32.4kg/cm^2, 27.2Ton/hr$, D Type 水管보일러에 對해 性能試驗을 實施하고 諸損失을 直接 및 間接의인 方法으로 計算하므로써 보다 正確한 熱精算을 實施하였다. 同時에 運轉 및 取扱面에 있어서 熱을 좀더 合理的이고 經濟的으로 利用할 수 있는 諸般事項을 考察分析하여 boiler性能 增進을 爲한 하나의 向上方案資料를 提示코자 檢討하였다.

記 號

Gss ; Superheater Steam Flow(kg Steam/hr)
Gfw ; Economizer Inlet Feed Water Flow(kg Water/hr)

- Cds; Desuperheater Steam Flow(kg Steam/hr)
- i₂; Superheater 出口에서의 蒸氣의 Enthalpy(Kcal/kg Steam)
- i₁; Economizer 入口에서의 給水의 Enthalpy(Kcal/kg Water)
- id₁, id₂; Desuperheater의 入口와 出口에서의 蒸氣 Enthalpy(Kcal/kg Steam)
- B; 燃料消費量(kg Fuel/hr)
- H_ℓ; 燃料의 低位發熱量(Kcal/kg Fuel)
- L; 空氣通剩係數.

理論的인 考察

1. 보일러의 熱損失

1-1. 燃料과 그 顯熱에 의한 熱損失

油類(重油)燃燒의 境遇에 있어서 燃料 1kg이 燃燒할때, 燃燒에 의한 熱損失量과 燃燒의 顯熱損失量 L₁, L₂은 式(1)과 式(2)로 表示된다.

$$L_1 = 8100 \cdot \frac{an}{1-n} \text{ Kcal/kg} \dots \dots (1)$$

$$L_2 = \frac{a}{1-n} \cdot Cc \cdot (tc - ta) \text{ Kcal/kg} \dots \dots (2)$$

여기서 a: 燃料1kg당의 灰分(kg)
 n: 燃渣1kg당의 炭素(kg)
 tc: 燃渣의 溫度(°C), Cc: 燃渣의 比熱(Kcal/kg °C),
 ta: 空氣의 溫度(°C)이다.

1-2. 不完全燃燒에 의한 熱損失

不完全燃燒에 依해서 생기는 未燃物은 一酸化炭素와 Soot이며, 實際燃燒한 燃料 1kg당 發生한 乾燃燒 gas量을 G'Nm³/kg, 그 燃燒 gas中에 含有된 CO% (V)를 (co), 그 含의 重量을 r₂/Nm³라 하면 式(3)으로 計算된다.

$$L_3 = G' \left[3050 \cdot \frac{(co)}{100} + 8100 \cdot \frac{r}{1000} \right] \text{ Kcal/kg} \dots (3)$$

1-3. 水分의 加熱에 要한 熱損失

燃燒gas中의 水蒸氣는 燃燒用 空氣中의 濕分 및 燃料中의 水分과 水素의 燃燒로 생긴 水分으로 이뤄진다. 따라서 燃燒gas中의 水分加熱에 要한 熱損失은

式(4)로 求한다.

$$L_4 = \left(Aw \frac{Wa}{100} + \frac{44.8}{4} h + \frac{22.4}{18} w \right) \cdot Cpw \cdot (t_s - t_a) \text{ Kcal/kg} \dots \dots (4)$$

여기서 Aw(Nm³/kg)와 Wa(%)는 燃燒用 空氣量과 그中의 水分(V), W(kg)과 h(kg)은 1kg의 燃料中의 水分과 水素의 含量, Cpw는 水蒸氣의 平均定壓比熱이다.

1-4. 排氣가스의 顯熱損失

燃燒가스가 갖는 熱量을 完全히 利用하려면 Boiler의 最終 傳熱面인 空氣豫器 出口에서의 燃燒가스의 溫度를 大氣溫度까지 낮추는 것이 必要하며, 實際의 境遇 120~350°C 程度가 되고 煙突에서 排出되는 燃 소가스는 濕排氣가스 狀態로 損失은 式(5)로 表示된다.

$$L_5 = (GC_{p_g} + WC_{p_w})(t_g - t_a) \text{ Kcal/kg} \dots \dots (5)$$

여기서 G: 乾燃燒가스의 量(Nm³/kg), W: 排氣가스中의 水蒸氣의 量(Nm³/kg), t_g: 排氣가스의 溫度(°C), t_a: 空氣의 溫度(°C), C_{p,g}, C_{p,w}: 乾燃燒가스와 排氣가스의 水蒸氣의 定壓比熱(Kcal/Nm³°C)이다.

1-5. 輻射 및 傳導에 의한 損失

이는 爐壁 및 煙道의 크기와 構造에 關係되는 損失로, 全損失에서 $\sum_{n=1}^5 L_n$ 를 除去한 나머지를 L₆으로 計算한다.

2. 보일러의 效率과 熱損失의 關係

보일러 效率 η_b는 燃燒效率 η_c와 傳熱面效率 η_h와 의 積으로 表示되고, η_c, η_h, η_b는 위의 諸損失로부터 式(7), (8), (9)로 計算된다. (李, 1978. 金, 1978)

$$\eta_c = 100 \{ H\ell - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) \} / H\ell \text{ [\%]} \dots (7)$$

$$\eta_h = \frac{\{ H\ell - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) \} + (L_5 + L_6)}{H\ell - (L_1 + L_2 + L_3 + L_4)} \times 100 \text{ [\%]} \dots \dots (8)$$

$$\eta_b = \eta_c \cdot \eta_h = \frac{Dh \cdot Q}{B \cdot H\ell} = \frac{D_h(i_2 - i_1)}{B \cdot H\ell} = 100 -$$

$$100(L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5 + L_6) / H\ell \dots (9)$$

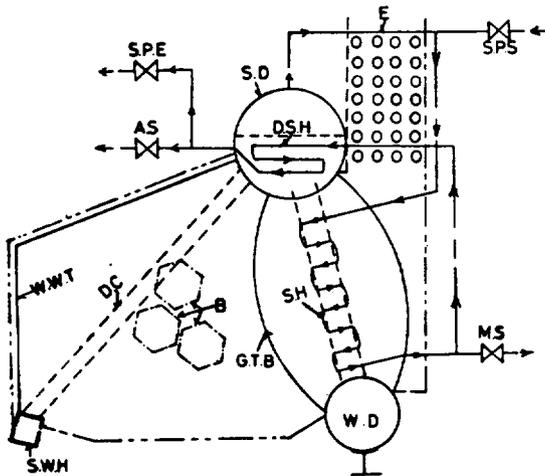
여기서, Dh: 보일러의 實際蒸發量(kg/hr), B: 燃料消費量(kg/hr, Nm³/hr), Q: 蒸氣의 發生熱量,

i_2 : 發生蒸氣의 Enthalpy(Kcal/kg), i_1 : 給水의 Enthalpy(Kcal/kg)

試驗裝置 및 方法

1. 試驗裝置

本實驗에 使用된 試驗裝置는 Inter-deck 過熱器를 갖는 Foster wheeler D Type 水管式 boiler로(美·배틀렛 강철회사製) 蒸發壓力이 32.4 kg/cm^2 , 相當蒸發量이 時間當 27.2ton, 蒸發溫度 400°C 이었고, Fig. 1.은 本 試驗裝置의 概要를 表示한 것이다.



S.D. : steam drum W.D. : water drum
 D.C. : downcomers E : economizer tube bank
 S.H. : superheater tube bank
 W.W.T. : water wall tubes
 S.W.H. : side wall header
 G.T.B. : generating tubes D.S.H. : desuperheater
 S.P.E. : superheater protection exhaust valve
 M.S. : main steam stop valve A.S. : auxiliary steam
 S.P.S. : superheater protection steam valve
 B : burner

Fig. 1. Schematic diagram of arrangement in D type boiler.

이외에 使用된 計測器로는 流量計, 熱量計, 溫度計, 壓力計, 煙道가스 分析器, CO_2 -recorder 등이었다.

2. 試驗方法

2-1. boiler의 性能試驗

boiler의 效率에 關係되는 各種 性能值를 測定, 計算하고 效率計算은 間接法과 直接法의 2가지 方法(張, 1980)으로 計算하였으며 直接法에 依한 것을 參考로 하였다.

또한 試驗回數는 1회로 行하고, 結果가 만족스럽지 못할때는 2次試驗을 實施했다.

2-2. 試驗條件

試驗條件은 正確을 期하기 爲해 連續作業期間中에, 試驗始作 2日前 最大負荷에서 運轉後 安定된 狀態(負荷, 燃燒率, 通風狀態, 蒸氣壓, 溫度, 蒸發率을 一定하게 維持)에서 實施하였고(田, 1978), 試驗時間은 10時間으로 했다.

2-3. 流量測定

重油(F.O)消費量은 各 버너別, 버너 그룹別로 測定하고, 給水와 蒸氣流量은 Chart에 記錄된 것을 잡았다.

2-4. 測定 및 調査項目과 供試 F·O

測定項目은 蒸氣壓, 蒸氣溫度, 給水溫度, 燃燒用 空氣溫度, 煙道가스 온도, 通風壓, 燃燒生成物의 組成等等이었으며, 本試驗에 提供되어진 Fule oil의 性質은 Table 1과 같았다.

試驗結果 및 考察

以上の boiler 性能試驗을 通하여 얻어진 結果는 Table 2에 表示된 바와 같다.

1. 乾燃燒가스에 따른 熱損失의 計算

實驗結果로부터 Dry gas 損失熱量(Q_{dg})은 式

$$W_{dg} = \frac{11(\text{CO}_2) + 8(\text{O}_2) + 7(\text{N}_2) + \text{CO}}{3(\text{CO}_2) + (\text{CO})} \times$$

$$\left[\frac{(C)}{100} + \frac{(S)}{267} \right] \text{과 式(5)로부터 求할 수}$$

Table 1. Fuel oil data and oil as fired ultimate analysis

Test No. & Load	Unit	27,216kg/hr #B-1 Test	Test No. & Load	Unit	27,216kg/hr #B-1 Test
Fuel data and oil as fired ultimate analys.		U.S Nav's Analysed Value	Net Calorific Value of fuel as Weight	Kcal/kg	100,73
Carbon	%WT	85.40	Viscosity(SSF at 122°F)	sec	25
Hydrogen	"	11.38	Pour Point	°C	-26.1
Oxygen	"	0.82	Flash Point	°C	118
Sulphur	"	1.22	(Closed Cup Test)		
Nitrogen	"	0.59	Specific Gravity of Oil 60 F	API	16.9
Moisture	"	0.50			
Ash	"	0.09			
Total	"	100			

있으며(張,1980), 그 값은 각각 17.33kg과 323.8Kcal로 나타났다. 따라서 Dry gas에 따른 效率減少는 式 $Ldg = 100 \cdot Qdg/H\epsilon$ 에 의해 3.22%로 計算되었다.

2. F·O에 含有된 水分과 H₂에 基因한 熱損失

燃料油中の 水分과 燃料油에 含有된 水素의 燃燒로 생긴 水分에 따른 損失熱量(Lm, Lh₂)은, 式

$Wm = \frac{m}{100}$, $Wh_2 = \frac{9 \cdot H_2}{100}$ 및 式(4)를 使用하여 求할 수 있으며, 그 값은 各各 0.005kg, 1.024kg과 3,15Kcal, 645.9Kcal로 나타났다. 따라서 이에 따른 效率減少는 式 $Lm = 100 \cdot Wm/H\epsilon$ 과 $Lh_2 = 100Wh_2/H\epsilon$ 에 의해 0.03% 및 6.46%로 計算되었다.

3. 間接計算에 依한 boiler 效率

보일러效率를 求하기 爲해 煙道에서 排出된 燃燒가스를 分析하여 이를 토대로 效率減少值를 求한 것은 前項에서와 같으며, 此外에도 보일러의 熱損失 要因으로는 放射熱損失, 未測定損失等이 있음은 序言한 바와 같다. 따라서 이 損失效率值를 各各 0.20%, 0.10%로 設計値와 同一하게 주어지면, boiler 效率은 89.99%로 되어짐을 알 수 있다.

4. 直接法에 依한 boiler 效率

boiler에서 蒸氣를 發生시키기 爲해 實際로 使用된

熱量과 火爐에 供給된 燃料가 完全燃燒에서 發生되는 熱量과의 比로써 보일러效率은 定義될 수 있으며 式(10)으로 다시 表示할 수 있다.

$$\eta_b = \frac{L_A \cdot Q}{B \cdot H\epsilon} = \frac{D_A(i_2 - i_1)}{B \cdot H\epsilon} \times 100(\%) \dots \dots \dots (10)$$

그러므로 Economizer 및 Superheater, Desuperheater를 設備한 보일러에서 入熱量과 出熱量을 定理하면 式(11)로도 나타낼 수 있다.

$$\eta_b = \frac{G_{ss} \cdot i_2 - G_{fw} \cdot i_1 + G_{ds} \cdot (id_1 - id_2)}{B \cdot H\epsilon} \dots \dots \dots (11)$$

또 이 方法에 依한 보일러效率값을 求하기 爲한 試驗項目 및 시험計算結果는 Table3에 表示한 바와 같다. 따라서 效率값은 式(10), (11)과 Table 3에 依해 88.97%로 計算되어짐을 알 수 있다. 其他 諸 測定值 및 計算值들도 모두 Table 3에 나타낸 바와 같았다.

5. 直接法과 間接法에 依한 效率比較 및 檢討

直接法과 間接法에 依한 boiler 效率값을 比較해 볼 때, 間接法에 依한 效率값이 1.02% 더 크게 나타났는데 이러한 現象은 燃料의 發熱量으로써 低位發熱量을 使用한 理由라고 解釋되며, 同時에 排出가스의 水蒸氣損失을 包含한데 基因된 것으로 여겨진다. 또한 間接法에 依한 煙道가스의 元素分析結果에 따라 空氣 過剩係數는 Table 2에서 보는바와 같이 Economizer 出口에서 1.23, Air preheater 出口에서 1.29로 나타났다. 이는 重油(液体燃料) 燃燒 境遇 通常의으로

Table 2. Summary and calculation results.

	No	Items	Unit	27,216kg/hr Official Test
Flow	1	Primary Steam	kg/hr	22,453
	2	Desuperheated Steam	"	4,763
	3	Feed Water	"	22,295
Pressure	4	Economizer Inlet	kg/cm ² g	35.2
	5	Drum	"	32.5
	6	Super Heater Outlet	"	30.6
Water Steam	7	Economizer Inlet	°C	76.7
Temperature	8	Economizer Outlet	"	132.2
	9	Superheater Outlet	"	399
AIR Temperature	10	Ambient Air	"	20.0
Gas Temperature	11	Air Heater Inlet	"	72.5
	12	Leaving Economizer	"	190.5
	13	Air Heater Outlet	"	150.5
Fuel Gas	14	CO ₂	% Vol	13.20
Analysis	15	O ₂	"	4.16
(Economizer)	16	CO	"	0
Outlet	17	N ₂	"	82.64
	18	Excess Air α	"	1.23
Fuel Gas	19	CO ₂	"	13.10
Analysis	20	O ₂	"	4.97
(Air Heater Outlet)	21	CO	"	0
	22	N ₂	"	81.93
	23	Excess Air α	"	1.23
Fuel Data and Oil as	24	Carbon	% WT	85.4
Fired Ultimate Analysis	25	Hydrogen	"	11.38
	26	Oxygen	"	0.82
	27	Nitrogen	"	0.59
	28	Sulphur	"	1.22
	29	Ash	"	0.09
	30	Moisture	"	0.5
	31	Total	"	100
Fuel Data	32	Specific Gravity	API 60° F	16.9
	33	Viscosity (S.S.F at 122°F)	Sec	25
	34	Lower Heating Value	Kcal/kg	10,073
Heat Loss Efficiency	35	Heat Loss due to Dry Gas	%	3.22
	36	Heat Loss due to Moisture in F.O	"	0.03
	37	Heat Loss due to Moisture from Burning Hydrogen	"	6.46
Heat Loss	38	Unmeasured Losses (Including Loss due to Combustible in Refuse)	%	0.10
	39	Heat Loss due to Radiation	"	0.20
	40	Total	"	10.01
	41	Boiler Efficiency	"	89.99
Fuel Oil Consumption	42	Fuel Fired	kg/h	1,787

Table 3. Results of Heat balance.

(I) Heat Output					
No	Test Load		Unit	27,216(#B-1)	Note
1	Superheater Outlet Steam Pressure	P_1	$kg/cm^2 g$	30.6	
2	Superheater Outlet Steam Temperature	T_1	$^{\circ}C$	399	
3	Superheater Outlet Steam Enthalpy	i_2	$kcal/kg$	772	
4	Superheater Outlet Steam Flow	G_{ss}	kg/hr	22,453	Turbine Data Based On Manometer
5	$G_{ss} \times i_2$		$\times 10^5 kcal/hr$	173.33	
6	Economizer Inlet Feed Water Pressure	P_e	kg/cm^2	35.2	
7	Economizer Inlet Feed Water Temperature	T_e	$^{\circ}C$	76.7	
8	Economizer Inlet Feed Water Enthalpy	i_1	$kcal/kg$	75.95	
9	Economizer Inlet Feed Water Flow	G_{fw}	kg/hr	22,295	Turbine Data Based On Manometer
10	$G_{fw} \times i_1$		$\times 10^5 kcal/hr$	16.93	
11	Desuperheater Outlet Steam Pressure	P_2	kg/cm^2	28.2	
12	Desuperheater Outlet Steam Temperature	T_2	$^{\circ}C$	265.6	
13	Desuperheater Outlet Steam Enthalpy	id_2	$kcal/kg$	693	
14	Desuperheater Inlet Steam Pressure	P_1'	kg/cm^2	30.6	
15	Desuperheater Inlet Steam Temperature	T_1'	$^{\circ}C$	395	
16	Desuperheater Inlet Steam Enthalpy	id_1	$kcal/kg$	772	Design Value
17	Desuperheater Outlet Steam Flow	G_{ds}	kg/hr	4,763	
18	$G_{ds} (id_1 - id_2)$		$\times 10^5 kcal/hr$	3.76	
19	Boiler Feed Water Pump Outlet Water Pressure	P_w	$kg/cm^2 g$	35.2	
20	Boiler Feed Water Pump Water Temperature	T_w	$^{\circ}C$	76.7	
21	Boiler Feed Water Pump Water Enthalpy	i_1'	$kcal/kg$	76.7	
22	Boiler Drum Pressure	P_d	$kg/cm^2 g$	32.5	
23	Boiler Drum Water Enthalpy	i_2'	$kcal/kg$	669.7	
24	Heat Output		$\times 10^5 kcal/kg$	160.16	
(II) Heat Input					
No	Test Load		Unit	27,216(#B-1)	
25	Oil Flow		ℓ/hr	1968	
26	Specific Gravity of Oil (15/4 $^{\circ}C$)	r		0.9529	
27	Oil Temperature at Oil Heater Outlet	T	$^{\circ}C$	65.6	
28	Measurement factor for specific Gravity			0.953	
29	Specific Gravity at T $^{\circ}C$	rT		0.9081	
30	Fuel Fired	B	kg/hr	1,787	
31	Net Calorific Value of Fuel Oil	$H\ell$	$kcal/kg$	10,073	
32	Heat Input (B·H ℓ)		$10^5 kcal/hr$	180.01	
33	Boiler Efficiency		%	88.97	

그 값이 1.2~1.4 程度로 주어짐을 비취볼때 適切한 값으로 보여지나, 該當 F·O 경우 그 값이 1.10일때 最大의 效率값(peak)을 나타냄을 미뤄본다면, 供給空氣量을 減少시켜 排氣에 의한 熱損失量을 줄여야 될 것으로 思料된다. 그리고 排氣가스中の 炭酸가스量(CO₂)과 燃料에 含有된 水分으로 因한 損失도 各各 13.10%와 0.03%로 나타내었음을 고려해볼때, 이 모두 燃料의 完全燃燒의 問題에 있어서나, 기타 보일러 運轉, 管理面에 있어서의 效率向上方案資料에 보탬이 될 수 있다고 보아진다.

摘 要

大容量 Inter-dack 過熱器를 갖는 D Type 水管 Boiler의 性能試驗을 通하여 얻은 試驗結果 및 檢討에서 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 直接法에 依해 求해진 boiler效率은 88.97%이었고, 間接法에 依해서는 89.99%를 나타내었다.
2. 煙道gas 分析結果, 空氣過剩率이 에코노마이저 出口에서 1.23이었고, 空氣豫熱器 出口에서는 1.29로 나타났다.
3. 料油中の H₂에 依해 發生된 熱損失은 6.46%이었고, 水分에 依해 發生된 損失은 0.03%이었다.

引 用 文 獻

張泰鉉(1980) : 大容量 原動所의 性能試驗에 對한 研究, 慶專大論文, 四輯, 115~124.
 田大熙(1978) : 燃料와 燃燒의 管理, 海大海事圖書出版部, 206~212, 173~175.
 機械教材編纂會編(1978) : 보일러와 蒸氣原動機, 理工圖書出版社, 82~83.
 金周年(1978) : 船用보일러, 海大海事圖書出版部, 28~29.

Navpers 10520-B(1960) : FIREMAN, Bureau of naval personnel. 30~36.
 Robert F. Latham(1965) : Introduction to Marine Engineering, 10~15.
 俞春植(1978) : 推進보일러의 不適切한 運轉管理가 效率에 미치는 영향, 海士논문집, 319~343.