

漁船機關의 燃料油 節減에 관한 研究

李 昌 浩*

A Study on the Reduction of Fuel Oil Consumption for Fishing Boat Engine

Changho Lee

Abstract

As the fuel oil cost covers from 45% to 60% of the total expenditure for fishing boat operation, the energy saving is now an urgent problem to be taken a countermeasure for engineers, manufacturers or specialists engaging in this field.

Undertaking a second-hand engine of the trainging ship, the author made several reconstructions to restore its performances. By inserting foot liners of connecting rods the compression ratio was increased and by adjusting both the fuel injection timing and the cooling water outlet temperature, its thermal efficiency was improved.

The results of the experimental operation were summarized as follows.

1. By raising the piston top position 0.75mm more than the value of the operating manual, the compression pressure increased 1.3kg/cm² and the maximum pressure did 3.4 kg/cm² at 75% load.
2. At 75% load, the difference of the maximum pressure between each cylinder was decreased from 2.4 kg/cm² to 1.8 kg/cm²
3. The fuel consumption was decreased about 8 g/ps·h at 75% load, and about 5.3 g/ps·h at 85% load.
4. The brake thermal efficiency was improved about 1.5% at 75% load and 0.9% at 85% load.

1. 緒 言

1973年 後半期の 油類波動과 1977年度の 世界各國의 經濟水域 200海里 設定으로 因하여 한 때 伸張勢를 보였던 水産業이 不況을 겪어 오던 중 今年度の 여러번에 걸친 油價引上으로 더욱 破局을 免치 못하여 허덕이고 있으며 國民經濟는 沈滯되어 큰 어려움을 겪고 있는 요즈음 우리들

은 에너지를 効果의으로 利用하고 節約하는데 힘써야 하겠다.

기름 한 방울 나오지 않는 우리의 處地에서 에너지의 效率의 利用이 未洽한 點은 石油需要 增加率에서 잘 나타나고 있다. 統計¹⁸⁾에 依하면 1次石油波動後 日本의 石油需要는 每年 1%씩 줄었으나 우리는 10%씩 늘었다고 하는데 이와 같은 事實은 그 간의 經濟成長을 考慮한다하드

* 正會員, 群山水産專門大學

라도 에너지를 節約하지 못한 要因이 크게 作用한 것으로 分析된다.

過去の 우리 漁業은 漁獲量을 올리는데 汲汲하여 漁船의 크기와 톤수에 比하여 큰 出力의 機關을 使用하여 왔을 뿐 經濟的 運航面에 對해서 至極히 疎忽히 여겼으나 이웃 日本만 하더라도 漁業의 種類와 漁船의 톤수에 따라 그에 알맞는 機關을 使用하도록 所謂 漁業再建整備特別措置法과 燃料基準令을 制定하여 漁船에 必要以上の 機關을 設置하지 못하도록 規制함으로써 燃料의 浪費를 防止하고 있다.

原油價格은 今後에도 더욱 引上될 것으로 豫測되며 漁船에서 業種에 따라 다르긴해도 油類費가 出漁費의 45~60%를 차지하고 있기 때문에 에너지 節減은 우리에게 附與된 時急히 解決하여야 할 當面課題라 生覺된다.

그간 船舶의 省에너지 또는 燃料節減에 關한 研究動向을 살펴보면 디젤기관의 燃料節減을 위한 船型改良⁸⁾, 主 補助機械를 包含한 機關室全體에 對한 合理化方案 및 廢熱의 利用^{6, 16, 19)} 프로펠러의 回轉數를 낮추는 反面에 프로펠러를 크게 하여 推進效率을 向上시키는 方案³⁰⁾, 平均有效壓力이 낮았던 過去에는 2행정기관이나 4행정기관의 大部分이 動壓過給方式을 採擇하여 왔으나 過給率이 높은 現今에는 靜壓過給方式으로의 轉換^{2, 12, 14)}, 燃料噴射系와 噴射方式의 改良^{8, 10, 13, 17)}, 各種裝備의 再檢討⁷⁾, 機關의 MCR 80%의 減速運轉法의 再登場^{9, 21)}, 小型船舶은 勿論, 大型油槽船의 帆裝利用, 小型高速機關에서 燃料節減을 爲한 低燃費機關의 製造^{1, 9, 12, 14)}等 多方面으로 研究가 계속되고 있다.

筆者는 本大學 實習船을 對象으로 1979年 7月부터 1980年 8月까지 學生들의 乘船實習을 指導하면서 새로운 事實은 아니나 學生들이 實感할 수 있도록 主題에 關하여 學生들과 함께 實驗한 內容을 報告한다.

2. 實驗對象機關과 實驗目標

本大學 所屬船舶인 海林號는 當初에 韓國遠洋 漁業技術訓練所에서 管理한 진달래號인 바 이는 1968년에 建造하여 1978년까지 訓練所에서 練習船으로 使用하여 왔었으나 機關故障이 잦아 繫船하여 放置된 것을 本大學에서 引受한後 2年間 1次와 2次에 걸쳐 修理하여 學生들의 乘船實習에 緊要하게 使用하는 船舶으로서 特徵으로는 C. P. P를 갖춘 全自動 操縱裝置로 되어 있으며 推進機關의 主要要目은 Table 1과 같다.

本機關의 燃料消費率은 全負荷運轉時 172~174 g/ps. h, 85% 負荷運轉時 172 g/ps. h, 75% 負荷運轉時 170~172 g/ps. h로 記錄되어 있으나, 機關이 낡아져서 引受當時에는 全負荷運轉은 不可能하고 85% 負荷時에는 186.4 g/ps. h, 75% 負荷時에는 186.6 g/ps. h로 增加되었으므로 燃料消費率을 4~5% 程度 減少시키는데 目標을 두었다.

3. 實驗方法

本實驗은 燃料消費量을 減少시키기 爲한 것이므로 燃料消費量에 關係되는 事項中에서 船內에서 實驗이 可能한 피스톤 上部間隙의 修正, 最高壓力(P_{max})의 調整, 排氣溫度의 調節, 吸排氣瓣

Table 1 Particular of engine

4 cycle, single acting, trunk type, airless injection diesel engine		
Number of cylinder	6	Cooling system: sea water by volute pump 3m ³ /h
Cylinder bore	330 mm	Starting system: compressed air
Stroke	360 mm	Super-charger: turbo-charger
R. P. M.	660 mm	Reversing system: C. P. P.
Output	1000 P. S	Firing order: 1. 3. 5. 6. 4. 2
Injection pressure	280 kg/cm ²	Propeller pitch angle: 12°

브의 閉閉時期調整, 熱精算等을 行하여 사이클全體의 熱效率의 向上을 圖謀코져 다음 要領으로 實驗하였다.

(1) 피스톤 上部間隙修正

피스톤 上部間隙은 실린더順序에 따라 10.9 mm, 11.2mm, 11.1mm, 10.8mm, 11.2mm, 11.1mm로 平均 11.5mm이고 壓縮壓力(P_c)은 실린더 마다 34 kg/cm²로 檢調取扱說明書에 記錄되어 있으나 船舶을 引受한 後 겨울철에 機關始動의 遲대로 커져야 KIENE型 指壓器를 使用하여 各 실린더의 P_c 를 計測하였던바 平均 31 kg/cm²로 約 3 kg/cm²이 낮아졌음을 發見하였다. 今般 피스톤링을 新品으로 갈아 끼웠고 이를 契機로 피스톤 上部間隙과 피스톤 크라운 四面容積을 計測한 結果 피스톤 上部間隙은 11.6mm, 11.8mm, 11.8mm, 11.5mm, 11.8mm, 11.7mm로 平均 0.65mm가 커졌기 때문에 라이너의 磨減과 벨브의 浮沈等을 勘案하여 실린더 마다 foot liner를 1mm 증가시켜 當初보다 피스톤 上部間隙을 平均 0.35mm 줄였다. 피스톤 上部間隙의 計測은 피스톤 頂部에 計測用 납덩이를 실린더 마다 두군데에 놓고 실린더 카마를 찍어 붙인 후 다시 너트를 풀고 납덩이의 무게를 다이코미터로 재어 平均値를 구하였으리 피스톤 四面容積은 四面에 F.O를 채우고 고무호오스와 펌프로 F.O를 흡인하여 메스 실린더로 計測하였다.

(2) 最高壓力調整

KIENE型 指壓器를 使用하여 各 실린더의 最高壓力(P_{max})을 實測하였으며 平均値 보다 낮은 실린더 만을 골라서 噴射始作時期를 다음 要領으로 調整하여 平準化시켰다. 本機關의 燃料噴射始作角度는 上死點前 21.5°, 22.5°, 22.0°, 22.0°, 22.0°, 21.0°로 設定되어 있으나 기관이 낡았기 때문에 燃料噴射펌프本體의 噴射開始標線線과 플런저 가이드상의 標識線의 一致 坦으로는 最高壓力의 平準化를 기대하기 어려웠으므로 噴射펌프의 吐出벨브와 吐出管을 떼어 내고 프라스틱製의 調整用 具를 붙여 놓은 후 콘트롤러의 位置를 全負荷位置에 놓고 噴射開始角

度를 定한 다음 P_{max} 가 平均値 보다 높은 실린더와 平均値 보다 낮은 실린더에 對하여 壓力差가 2 kg/cm²當 噴射角度를 1度 增減하였다.¹¹⁾

(3) 排氣溫度調整

燃料油의 吐出量을 均等히 하기爲하여 燃料噴射펌프의 콘트롤러의 눈금을 同一하게 맞춰놓고 運轉한 結果 各 실린더의 排氣溫度 差異가 30°C 나 되기 때문에 平均溫度보다 높은 실린더는 燃料의 吐出量이 減少되게끔 調整하였고 낮은 실린더는 증가하도록 該의 位置를 調整하였다. (Table 3, Table 4 參照)

(4) 吸排氣벨브의 閉閉時期調整

실린더의 着火順序에 따라 吸氣벨브는 닫히는 角度, 排氣벨브는 열리는 角度를 重點으로 調整하였고¹²⁾ 벨브間隙은 熱膨脹을 考慮하여 排氣 벨브 쪽을 平均 0.13mm 크게 하였다.

(5) 燃料消費量測定

프로펠러의 攪拌角을 12°로 固定한 狀態에서 75% 負荷와 85% 負荷에서 各各 繼續 5時間간 運轉하면서 rotary-piston 型 流量計로 燃料消費量을 實測하였다.

4. 實驗結果 및 考察

(1) 實驗結果

75% 負荷時 調整前後의 各種測定値는 Table 2와 같았고 85% 負荷時의 測定値는 Table 3과 같았다. Table 2와 Table 3에 있어서 ()내의 數字는 調整前의 各種 數值이다.

(2) 考 察

피스톤 上部間隙을 規定値 보다 平均 0.75 mm 높임으로써 P_c 는 75% 負荷時 平均 30.5 kg/cm²에서 平均 31.8 kg/cm²로 1.3 kg/cm² 增加되었고 85%의 負荷時에는 平均 31.6 kg/cm²에서 平均 33.9 kg/cm²로 2.3 kg/cm²가 증가되었다. P_{max} 는 75% 負荷時 平均 51.8 kg/cm²에서 平均 55.2 kg/cm²로 3.4 kg/cm²가 증가되었다.

한편 爆發度에 있어서는 75% 負荷時 1.7~1.76 이고, 85% 負荷時에는 1.72~1.66으로 當機關의 規定爆發度 1.7과 비슷해 졌다.

P_{max} 는 주로 燃料噴射時期의 遲早, 噴射量의 多寡, 燃料噴射밸브의 調整壓力의 高低等에 따라 變하는 것으로 噴射時期가 늦으면 不完全燃燒을 이르게 燃料消費가 增加하므로 噴射時期를 若干 빠르게 調整하였다. 따라서 機關出力은 增加되고 燃料油消費量은 減少되며 P_{max} 10kg/cm²

上昇에 約 7g/ps. h가 減少된다^{5,15)}고 말한 것으로 미루어 보면 本實驗에 있어서 過早着火를 이르지 않는 限 燃料油消費量이 減少되었음을 알 수 있다.

排氣가스溫度는 75% 負荷時 실린더 出口에서 314°C, 터어빈 入口에서 平均 396°C, 터어빈 出口에서 平均 330°C이던 것이 燃料噴射끝과 排氣 밸브의 열리는 角度를 調整한 後에는 실린더 出口에서 平均 307°C, 터어빈 入口에서 390.5°C,

Table 2 Operation results at 75% load.

load	propeller pitch angle	time	revolution	position of fuel handle	fuel consumption	lubricating oil			
						pressure		oil cooler	
						pump outlet	inlet	outlet	
%	Deg.	h-min	R. P. M.	notch	kg/cm ²	kg/cm ²	°C	°C	
75	12	5	545~548	27	134	2.95	44	33	
(75)	(12)	5	(545~548)	(27.2)	(140)	(2.95)	(44)	(33)	

jacket cooling water temperature										control rack notch of fuel injection pump						
Press.		Temp. (°C)		cylinder outlet Temp. (°C)												
kg/cm ²	inlet	cylinder	1	2	3	4	5	6	mean	1	2	3	4	5	6	mean
0.34	24	25	35	36	33	34	37	37	35.3	30.0	21.5	21.3	20.3	20.7	21.0	20.8
(0.34)	(24)	(25)	(33)	(34)	(37)	(32)	(36)	(37)	(34.0)	(20.7)	(21.8)	(21.9)	(22.6)	(21.8)	(21.7)	(21.7)

engine room Temp.	exhaust gas temperature of cylinder outlet (°C)								Max. pressure (kg/cm ²)						
	°C	1	2	3	4	5	6	mean	1	2	3	4	5	6	mean
28	310	298	318	306	298	309	307	307	54.2	55.3	56.0	55.0	54.7	56.0	55.2
(28)	(312)	(330)	(320)	(312)	(321)	(315)	(314)	(51.2)	(50.8)	(53.2)	(51.9)	(51.7)	(51.8)	(51.8)	

compression pressure (kg/cm ²)								exhaust gas turbo-charger (pulse system)										
								boost pressure	exhaust gas Temp. (°C)						air cooler (°C)			
									turbine inlet			turbine outlet	air Temp.		cooling water Temp.			
1	2	3	4	5	6	mean	kg/cm ²	1	2	mean	inlet		outlet	inlet	outlet			
31.2	31.8	32.7	31.9	31.8	31.5	31.8	0.20	389	392	390.5	328	43	31	29	31			
(30.6)	(30.7)	(30.2)	(30.8)	(30.6)	(30.5)	(30.6)	(0.20)	(395)	(394)	(396)	(330)	(43)	(31)	(30)	(33)			

Table. 3 Operation results at 85% load.

load	propeller pitch angle	time	revolution	position of fuel handle	fuel consumption	lubricating oil			
						pressure		oil cooler	
						pump outlet	inlet	outlet	
%	Deg.	h-min	R. P. M.	notch	kg/h	kg/cm ²	°C	°C	
85	12	5	557~562	28	154	3.0	50	36	
(85)	(12)	5	(557~562)	(28.3)	(158.5)	(3.9)	(50)	(36)	

jacket cooling water temperature										control rack notch of fuel injection pump						
Press.	Temp. (°C)		cylinder outlet Temp. (°C)													
kg/cm ²	inlet	cylinder	1	2	3	4	5	6	mean	1	2	3	4	5	6	mean
0.38	24	25	39	38	39	40	40	40	39.3	21.5	22.0	21.5	21.5	21.0	22.5	21.7
(0.38)	(24)	(25)	(37)	(37)	(38)	(38)	(35)	(38)	(37.1)	(22.3)	(23.2)	(22.7)	(21.7)	(22.5)	(22.3)	(22.45)

engine room Temp.	exhaust gas temperature of cylinder outlet (°C)							Max. pressure (kg/cm ²)						
°C	1	2	3	4	5	6	mean	1	2	3	4	5	6	mean
28	324	335	308	325	308	325	320.8	57.0	57.0	56.0	58.0	56.0	55.2	56.2
(28)	(335)	(315)	(332)	(340)	(328)	(340)	(331.7)	(55.0)	(54.9)	(53.7)	(56.2)	(54.0)	(53.0)	(54.5)

compression pressure (kg/cm ²)							exhaust gas turbo-charger (pulse system)								
							boost pressure	exhaust gas Temp. (°C)			air cooler(°C)				
								turbine inlet			turbine outlet	air Temp.		cooling water Temp.	
1	2	3	4	5	6	mean	kg/cm ²	1	2	mean		inlet	outlet	inlet	outlet
34.3	34.0	33.0	35.0	33.0	34.0	33.9	0.23	412	412	413.5	348	51	35	32	33
(32.1)	(32.3)	(31.0)	(32.5)	(30.2)	(31.3)	(31.6)	(0.23)	(419)	(420)	(419.5)	(353)	(51)	(35)	(33)	(35)

터어빈 出口에서 328°C로 變하였으므로 溫度의 變化量은 실린더 出口에서는 7°C, 터어빈 入口에서는 5.5°C, 터어빈 出口에서는 2°C가 낮아졌으며 85% 負荷時에도 調整前에 比하여 調整後에는 실린더 出口에서 10.9°C, 터어빈 入口에서 6°C, 터어빈 出口에서 5°C가 各各 낮아졌다.

실린더 出口溫度와 터어빈 入口溫度의 差는 75% 負荷時에 82°C~83.5°C, 85% 負荷時에

88°C~92°C로 나타나 一般적으로 알려진 50~70°C에 比하면 相當히 높았다.

平手⁷⁾는 디젤기관의 廢熱로부터 에너지를 回收하여 利用할 境遇 排氣熱의 利用이 冷却水の 廢熱利用보다 손쉬울 것이라 하였고, 飯田⁷⁾는 排氣熱을 他機關의 熱源으로 하여 低溫 熱사이클을 作動시킴으로써 全體 熱效率을 向上시킬 수 있다고 發表한 것으로 보아 앞으로 이에 對한 研

究가 더욱 活發할 것으로 믿어진다.

冷却水 出口溫度는 調整前과 調整後에 있어서 75%負荷時 平均 1.3°C가 上昇하였고 各 실린더 間의 溫度差는 5°C에서 4°C로 1°C가 줄었으며 85%負荷時에는 平均 2.2°C가 높아졌다.

Table 1과 Table 2에서 볼 수 있듯이 排氣溫度는 낮아졌고 冷却水溫度는 높아졌으며 海水冷却으로 인한 障害의 念慮가 없는 限 冷却水溫度는 조금 上昇하는 것이 바람직한 일로 여겨지며 冷却水溫도와 排氣溫度는 서로 相反한다는 事實대로 冷却水溫도가 낮은 실린더의 排氣溫度는

높게 나타났다.

燃料油消費量은 75%負荷時 140 kg/h에서 134 kg/h로 6 kg/h가 減少되었고 85%負荷時에는 158.5 kg/h에서 154 kg/h로 3.5 kg/h가 減少되었으므로 燃料消費率로 換算하면 75%負荷時는 8 g/ps. h 즉, 4.3% 減少되었고 8.5% 負荷時는 5.3 g/ps. h 즉, 2.8% 減少되었다.

機關에 供給한 熱의 分配와 機關性能의 改善策을 把握코저 熱精算과 熱效率을 解析的으로 計算하면 Table 4와 같으며 熱精算에 利用한 記號와 算式, 또는 數値는 다음과 같다.

명 칭 또는 항목	기 호	산 식 또는 數 值
총공급열 (Kcal)	FQ	$FQ = H_f \times B_s$
연료 저위발열량 (Kcal/kg)	H_f	$H_f = 130,900 \text{ B. T. U/g} = 10,193 \text{ Kcal/kg}$
연료 소비량 (kg/h)	B_s	Table 2 또는 Table 3에 依함.
유효 열량 (Kcal/kg)	WQ	$WQ = 632 \times \text{BHP}$
제동마력 (BHP)	BHP	75%는 750, 85%는 850
냉각수 방출열량 (Kcal)	CQ	$CQ = C_w \times C_s \times C_h \times C_r$
냉각수량 (l/h)	C_w	$C_w = 30 \text{ l/ps. h}$
해수比重	C_s	$C_s = 1.04$
해수비열 (Kcal/kg°C)	C_h	$C_h = 0.94$
냉각수 出入口溫度差 (°C)	C_r	Table 2 또는 Table 3에 依함.
기관실 溫度 (°C)	t_r	"
실린더 出口溫度 (°C)	t_e	"
排氣가스 定壓比熱 (Kcal/kg°C)	C_p	$C_p = 0.24$
공기 과잉율	λ	$H_f \times 0.33 = (t_e - t_r) \times C_p \times (1 + 14.2\lambda)^{2.2}$
실제공기량 (kg/ps. h)	G_a	$G_a = G_o \cdot b_s \cdot \lambda$
이론공기량	G_o	$G_o = 14.2$
연료소비율 (g/ps. h)	b_s	Table 2 또는 Table 3에 依함.
배기손실열량 (Kcal)	EQ	$EQ = (t_e - t_r) \times C_p \times (1 + \lambda \cdot G_a \cdot B_s)^{2.2}$
윤활유 순환량 (l/h)	L_w	$L_w = 30 \text{ l/h} \times \text{BHP}^{1.1}$
윤활유 비중	L_s	$L_s = 0.907^{4)}$
윤활유 비열 (Kcal/kg°C)	L_h	$L_h = 0.5$
윤활유 出入口溫度差 (°C)	L_r	Table 2 또는 Table 3에 依함.
윤활유 냉각손실량 (Kcal)	LQ	$LQ = L_w \times L_s \times L_h \times L_r$

Table 4.1 Heat balance approximation (75% load)

category	Approx. test figure (Kcal/h)	total (Kcal/h)	percent (%)
(1-1) Fuel consumed: FQ_{1a}	10192×140	1426880	100
(1-1') " : FQ_{1b}	10192×134	1365728	100
(1-2) Useful work: WQ_{1a}	632×750	474000	33.2
(1-2') " : WQ_{1b}	632×750	474000	34.7
(1-3) Exhaust losses: EQ_{1a}	$(314-28) \times 0.24 \times (1+3.37 \times 14.2 \times 140)$	459926	32.2
(1-3') " : EQ_{1b}	$(307-28) \times 0.24 \times (1+3.46 \times 14.2 \times 134)$	440910	32.3
(1-4) Cooling water losses: CQ_{1a}	$30 \times 750 \times 1.04 \times 0.94 \times 9$	197964	13.8
(1-4') " : CQ_{1b}	$30 \times 750 \times 1.04 \times 0.94 \times 10.3$	226558	16.6
(1-5) Lubricating and cooling system losses: LQ_{1a}	$30 \times 750 \times 0.907 \times 0.5 \times 11$	112241	7.6
(1-5') " : LQ_{1b}	$30 \times 750 \times 0.907 \times 0.5 \times 11$	112241	8.2
(1-6) Radiation etc: RQ_{1a}	—	—	12.9
(1-6') " : RQ_{1b}	—	—	8.3

※ 열량 1a는 조정전, 1b는 조정후의 각 수치임.

Table 4.2 Heat balance approximation (85% load)

category	Approx. test figure (Kcal/h)	total (Kcal/h)	percent (%)
(2-1) Fuel consumed: FQ_{2a}	1019×1585	1615432	100
(2-1') " : FQ_{2b}	10192×154	1569568	(100)
(2-2) Useful work: WQ_{2a}	632×850	537200	33.3
(2-2') " : WQ_{2b}	632×850	537200	(34.2)
(2-3) Exhaust losses: EQ_{2a}	$(331.7-28) \times 0.24 \times (1+3.17 \times 14.2 \times 158.5)$	518338	32.1
(2-3') " : EQ_{2b}	$(320.8-28) \times 0.24 \times (1+3.0 \times 14.2 \times 154)$	507169	32.3
(2-4) Cooling water losses: CQ_{2a}	$30 \times 850 \times 1.04 \times 0.9 \times 12.1$	301638	18.6
(2-4') " : CQ_{2b}	$30 \times 850 \times 1.04 \times 0.94 \times 14.3$	356481	22.7
(2-5) Lubricating and cooling system losses: LQ_{2a}	$30 \times 850 \times 0.907 \times 0.5 \times 14$	161899	10.0
(2-5') " : LQ_{2b}	$30 \times 850 \times 0.907 \times 0.5 \times 14$	161899	10.3
(2-6) Radiation etc: RQ_{2a}	—	—	0.6
(2-6') " : RQ_{2b}	—	—	0.05

※ 열량 2a는 조정전, 2b는 조정후의 각 수치임.

5. 結 論

以上과 같은 方法으로 行한 機關運轉實驗에서 考察한 內容을 要約하면 다음과 같다.

1) 피스톤 上部間隙를 規定値보다 平均 0.75 mm 늘임으로써 75% 부하운전시 P_c 는 1.3kg/cm², P_{max} 는 3.4kg/cm²가 증가 되었고 85% 負荷運轉時에는 P_c 는 2.3kg/cm², P_{max} 는 1.7kg/cm²가 증가되었다.

2) 各 실린더의 P_{max} 의 격차는 75% 負荷運轉時 2.4 kg/cm²에서 1.8 kg/cm²로 좁혀져서 0.6 kg/cm²가 平準化되었고 85% 負荷運轉時에는 3.2 kg/cm²에서 2.8 kg/cm²로 平均 0.4 kg/cm²가 平準化되었다.

3) 燃料消費量은 75% 負荷運轉時에 6kg/h 즉, 8 g/ps. h(4.3%)가 減少되었고 85% 負荷運轉時에는 3.5 kg/h 즉, 5.3 g/ps. h (2.8%)이 減少되었다.

4) 제동열효율은 75% 負荷運轉時 1.5%, 85% 부하운전시 0.9%가 向上되었다.

끝으로 本研究調査는 文敎部研究造成費에 의하여 이루어진 것이며 여러가지로 도움말을 주신 日本漁船機關士協會 山本盛忠 專務理事를 비롯하여 實驗을 도와주신 여러분께 感謝드립니다.

參 考 文 獻

1. Bruce Wadman, "Improved Fuel Economy for EMD Engines", Diesel & Gas Turbine Progress World Wide, VOL. 11, No.6, P. 42~43, 1979.
2. 藤田秀雄, "省エネルギー 推進機關의 進歩と 技術的 諸問題" 造船技術, Vol. 12, No. 9, P. 39~45, 1979.
3. 富田幸雄, "低燃費 디젤船 機關部의 新 시스템" 機械設計, Vol. 22, No. 3, P. 112~116, 1978.
4. 湖南精油石油製品, "燃料油使用, 規格 및 取扱說明書", 1973.
5. 平井啓輔, "省燃費" 技術의 話題, 1979.
6. 平手久徳 外4名, "디젤船 省에너지 시스템의 可能性에 對하여", 船用機關學會誌, Vol. 14, No. 7, P. 24~33, 1979.
7. 飯田隆, "內燃機關에 對하여 省에너지化 設計의 實踐手法", 마신디자인, Vol. 5, P. 64~68, 1979.
8. 田大熙, "燃料과 燃燒의 管理", 亞成出版社, P. 210~216., 1978.
9. Kataoka, Toshimichi, "Slow Steaming", 內燃機關, Vol. 27, No. 217, P. 265~271, 1978.
10. Kinbara Yoshiro, "Consideration on Better Fuel Economy of Automobile", 自動車技術, Vol. 3, No. 5, P. 379~387, 1978.
11. 黑田 誠, "船用機關의 故障와 應急處置", 成山堂 P. 62~66, 1977.
12. 三菱重工技報, "低燃費船用디젤主機 UEC-H形機關", Vol. 16, No. 5, 1979.
13. Mizunuma Tatsuo, "Matsui MU 623 BHS Type Diesel Engine and Decrease the Fuel Cost", 內燃機關, Vol. 27, No. 217, P. 53~57, 1978.
14. Motooka Takao, "Various Method to Decrease the Fuel Cost of Diesel Engine", 內燃機關, Vol. 27, No. 217, P. 262~264, 1978.
15. 松井鐵工所 技術部, "低燃費機關의 開發", 漁船機關, 第622號, P 53~59, 1978.
16. Nakata Masamiko, "Approach to Find Best Compromise among Exhaust Emissions, Fuel Economy and Vehicle Driveability", 1978.
17. 岡田信近, "大形自動車用 디젤 엔진의 "燃費率低減", 機械設計, Vol. 23, No. 5, P. 101~110, 1979.
18. 大韓貿易振興公社, 油類統計資料.
19. 高崎 潔, "船用디젤機關의 排氣에 對하여", 船用機關學會誌, Vol. 13, No. 2, P. 39~43, 1978.
20. 山田和夫, "機關馬力試驗", 內燃機關, Vol. 105, p. 32~36. 1979.
21. Yoshida Kosuke "Some Countermeasures to Cope with the Energy Saving of Marine Propulsion Diesel Engines", 內燃機關, Vol. 17, No. 218, P. 19~28. 1978.
22. 山根幸造, "過給디젤機關", 海文堂 P. 26~28, 1971.