

豫燃燒室式 디젤機關의 運轉條件 變化에 따른 熱發生率形態 變動에 關한 考察

李 進 雨

A Study on the Heat Release Rate Pattern Variation
according to the Change of Operating Conditions
in Pre-Combustion Chamber Type Diesel Engine

Jin-woo Lee

〈目 次〉

- Abstract
記 號 說 明
1. 序 論
 2. 熱發生率과 機關性能
 - 2.1 基本理論式
 - 2.2 熱發生率線圖의 考察
 - 2.3 熱發生率形態가 機關性能에 미치는 影響
 3. 實驗裝置 및 實驗方法
 - 3.1 實驗裝置
 - 3.2 實驗方法
 - 3.3 壓力線圖의 處理方法
 - 3.4 上死點의 位置誤差가 熱發生率形態와 機關性能에 미치는 影響
 4. 實驗結果 및 考察
 - 4.1 負荷變化時의 熱發生率形態의 變動
 - 4.2 回轉數變化時의 熱發生率形態의 變動
 5. 結 論
參考文獻

Abstract

Nowadays, the problems of energy and environmental pollution become serious day by day and the diesel engine, which has been proved to be superior to gasoline engine with respect to fuel consumption and ecological problems of exhaust gas, has been adopted widely for various purposes from the marine diesel engine and the dynamo engine to all kinds of engine on land. Therefore, extensive parametric studies on combustion of diesel engine should be done for its design and improvement.

To predict the behavior of diesel engine according to variable operating conditions by means of cycle simulation, the reasonable pattern of heat release rate has to be assumed. But it is necessary to know the actual variation of heat release rate in order to assume the reasonable pattern of heat release rate according to the actual operating conditions.

In this paper, on a high speed small bore diesel engine with pre-combustion chamber, experimental investigations were carried out to determine the relationship between the heat release pattern and parameters such as engine load and speed. And also, the theoretical investigations about the performance variations of the above diesel engine according to the predicted pattern of heat release rate variation were performed.

From the above observations, it may be said that the Fanboro indicator, which has been used to get the cylinder pressure, can be used to estimate a reasonable pattern of heat release rate that of the pre-combustion type engine is different from that of the direct injection type engine.

記 號 說 明

U : 内部에너지	f : 가스와 接하는 汽缸內 面積
A : 일의 熱當量	T_g : 가스溫度
W : 일量	T_w : 汽缸壁溫度
θ : 크랭크角度	α : 熱傳達係數
G : 가스重量	R_c : 레이놀드數
R : 가스常數	S : 行程
T : 가스溫度	D : 汽缸直徑
P : 汽缸內의 汽缸壓力	N : 機關回轉數
k : 比熱比	ρ : 가스密度
C_v : 定積比熱	μ : 가스粘性係數
Q_H : 熱發生量	μ_0 : 基準狀態(273K, 1.0332 kg/cm ³)의
Q_{HA} : 實際熱發生量	거의 가스粘性係數
Q_W : 冷却損失熱量	μ_1 : 가스動粘性係數
V : 汽缸體積	η_i : 指示熱效率
V_{CL} : 間隙體積	η_b : 制動熱效率
V_H : 行程體積	η_m : 機械效率
λ : 空氣過剩率	B.H.P. : 制動馬力
N : 크랭크半徑/連接棒길이	C : 正味燃料消費率
E : 壓縮比	



1. 序 論

오늘날 에너지와 環境汚染問題는 날이 갈수록 深刻해져 가고 있다. 이 問題에 있어서 디젤機關은 他機關과 比較할 때 比較的 燃料消費率이 적고 排氣가스에 包含된 有害排氣物質이 적기 때문에 船舶用 主機關과 發電機用 機關뿐만 아니라 各種 陸上用 機關에 이르기까지 廣範圍하게 使用되고 있다. 그러므로 디젤機關의 最適設計를 위해서 디젤機關 性能向上에 關한 廣範圍한 研究가 必要하다. 特히 燃料의 燃燒에 의한 熱發生率은 시린더壓力에 直接的으로 影響을 미치고 따라서 機關性能 즉, 出力, 効率, 排氣가스 그리고 騒音까지도 큰 影響을 미치기 때문에 이에 關한 研究는 매우 重要하다.

이들 性能値를 最適化할 수 있는 熱發生率이 存在하고 이들을 알아내기 위한 研究가 1960年 Lyn에 의해 發表된 以後 지금까지 數많은 研究가 行해져 왔다[1, 2, 3, 4]. 가장 基礎的인 研究로는 사이클計算을 함에 있어서 미리 熱發生率形態를 假定하여 이러한 形態가 機關性能에 미치는 影響을 檢討하는 것이다. 따라서 이들 研究는 熱發生率形態를 미리 簡單한 形態로 假定하고 에너지方程式에 熱附加過程을 導入하여 다루고 있다. 그러므로 妥當한 熱發生率形態를 假定하는 것이 매우 重要하며 이를 위해서는 實際 熱發生率形態의 變化를 把握하는 것이 必要하다고 생각된다.

本 論文에서는 理論的으로 미리 單純화된 熱發生率形態를 假定하여 이들의 變化가 機關性能에 미치는 影響을 比較檢討하였다. 또한 환보로인더케이터에 의해 시린더內 壓力變化를 測定하여 이로부터 熱發生率을 求하고 Annand의 熱傳達 計算式을 利用하여 壁外로의 熱損失을 求한 다음 여기에 加하여 實際熱發生率을 求함으로써 機關運轉條件의 變化에 따라 熱發生率形態가 變化하는 傾向을 把握하고 나아가서 이들 形態의 變動과 機關性能과의 關係를 實驗的으로 比較檢討하였다.

2. 熱發生率과 機關性能

燃燒室內에서 일어나는 燃燒에 의한 熱發生率은 基本的으로 測定된 시린더內 壓力線圖의 分析으로부터 얻어진다. 즉 熱發生率을 알고있다면 機關의 壓力變化를 豫測할 수 있게 된다.

熱發生率에 關한 研究는 그동안 많은 研究論文의 發表가 있었으나 燃燒에 關係하는 因子가 많고 이들 因子들은 서로 複雜한 相關關係를 가지고 있으며 燃燒의 化學的 現象, 燃燒室內의 混合氣 流動等 아직도 分明하지 않은 點들이 많기 때문에 正確하게 熱發生率을 豫測하는 것은 困難한 實情이다. 그러므로 다음과 같은 假定下에 熱發生率形態를 求한다.

(1) 燃燒室內에 있는 作動流體는 理想가스이다.

$$V = V_{CL} + (V_H/2) \times \left(1 + \frac{1}{\lambda'} - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda'}\right)^2 - \sin^2 \theta} - \cos \theta \right) \quad (5)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \left(\frac{V_H}{2} \right) \frac{\sin \theta (\cos \theta + 1)}{\sqrt{\frac{1}{\lambda'^2} - \sin^2 \theta}} \quad (6)$$

여기서 λ' 는 (크랭크半徑)/(連接棒길이)이고 V_{CL} 은 間隙體積으로서 $V_{CL} = V_H/(E-1)$ 이
 며 V_H 는 行程體積이고 E 는 壓縮比이다.

熱傳達關係式으로부터 다음 式을 얻을 수 있다.

$$\frac{dQ_w}{d\theta} = \alpha \sum_{i=1}^3 f_i (T_g - T_{wi}) \quad (7)$$

여기서 $i=1, 2, 3$: 피스톤헤드, 시린더헤드, 시린더라이너

f_i = 가스와 接하는 시린더內 面積 (cm^2)

T_g = 시린더內 가스溫度 (K)

T_{wi} = 시린더壁溫度 (K)

α = 熱傳達係數 ($\text{kcal/cm}^2 \text{ h K}$)

本 論文에서는 다음과 같은 Annand의 熱傳達係數[7]를 使用하였다.

$$\alpha = 0.49 \sigma \frac{R_s^{0.7}}{D} + C_4 \frac{T_g^4 - T_{wi}^4}{T_g - T_{wi}} \quad (8)$$

윗 式에서 係數 C_4 는 壓縮過程에서는 0이고 膨脹過程에만 存在하는 輻射係數이다.

여기서 $C_4 = 2.528 \times 10^{-16}$

$$\sigma = \text{熱傳達率} = (9k - 5) \frac{R\mu}{4(k-1)} \quad (\text{kg sec/K})$$

$$\mu = \text{粘性係數} = \mu_{os} \frac{T_0 + C_5}{T + C_5} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{3/2} \quad (\text{kg sec/cm}^2)$$

$$\mu_{os} = 1.71 \times 10^{-7} \quad (\text{kg sec/cm}^2)$$

$$T_0 = 273.16 \quad (K)$$

$$C_5 = 120$$

$$R_s = \text{레이놀즈數} = \frac{SND}{30\nu} = \frac{SND\rho}{30\mu}$$

$$S = \text{시린더行程길이} \quad (\text{cm})$$

$$D = \text{시린더直徑} \quad (\text{cm})$$

$$N = \text{機關回轉數} \quad (\text{rpm})$$

$$\rho = \text{密度} = \frac{P}{gRT} \quad (\text{kg sec}^2/\text{cm}^4)$$

이다.

2.2 熱發生率線圖의 考察

Fig. 1은 典型的인 熱發生率線圖을 示하며 一般적으로 4段階로 區分하여 생각할 수 있다 [1, 3, 4, 5].

(1) 第 1 期(着火遲延期)

點 A에서 燃料이 噴射되고 이 燃料이 自然發火하기까지는 加熱과 化學的 變化 過程을 若干 時間 遲延한다. 이 AB기간을 着火遲延期間(ignition delay period)이라 한다.

(2) 第 2 期(爆發的燃燒期)

BC期間은 着火와 同時에 爆發적으로 壓力가 急上昇할 때이며, 앞의 AB期間에 噴인 燃料이 短時間內 燃燒하기 때문에 생긴다. 이것은 基本사이클의 定積燃燒에 相當하는 變化이며 外部로부터 制御할 수 없다.

(3) 第 3 期(制御燃燒期)

CD期間은 燃燒室의 壓力와 溫度가 充分히 上昇하여 噴射된 油粒이 차라차차로 燃燒하므로 定率的인 過程으로 壓力가 上昇程度도 噴射燃料의 加減에 의하여 調節할 수 있다.

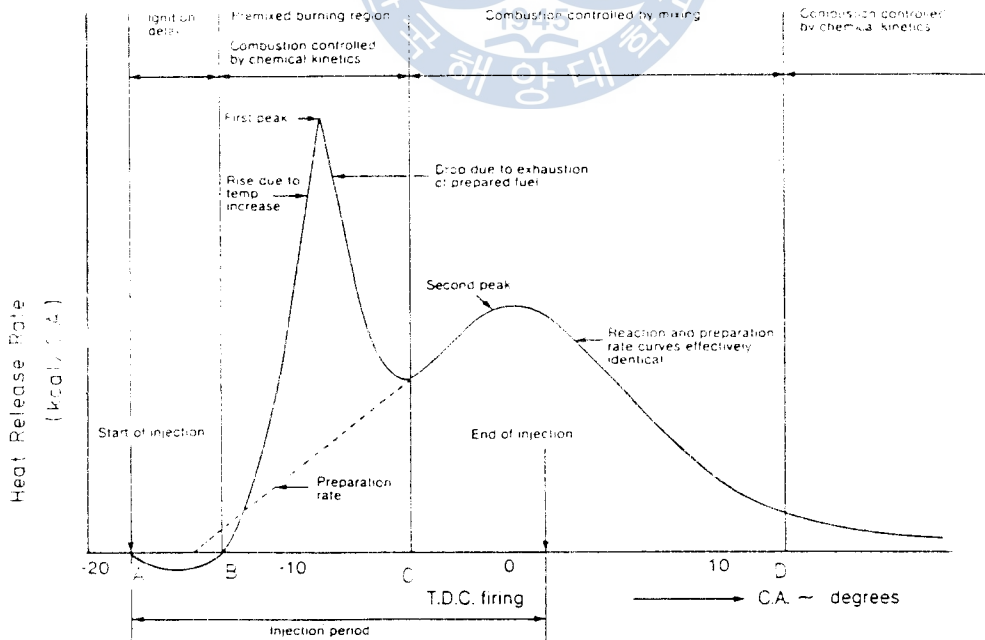


Fig. 1 A typical heat release rate diagram

므로 制御燃焼期間이라 한다. 그러나 이 期間을 너무 길게 하면 燃料遮斷比가 크게 되어 熱効率が 低下하기 때문에 限定된 시린더內에서 最高의 出力으로 最大의 効率을 發揮하기 위해서는 噴射量과 霧化 및 空氣와의 混合을 良好하게 하여 最少의 過剩空氣로 最大의 燃焼效果를 높이도록 그의 設計에 있어서 考慮해야 한다.

(4) 第 4 期(後燃焼期)

點 D以後에는 未燃焼로 남은 燃料가 燃焼를 繼續하는데 明確하게 그 期間을 보일 수는 없지만 이것을 後燃焼(after burning)라 하며 膨脹過程 동안 持續되고 普通 總熱發生量中 約 20%를 차지한다. 이것이 길어지면 排氣溫度가 높아지고 排氣色은 나빠지며 効率은 低下한다. 따라서 이것을 짧게하도록 努力하여야 하며 噴霧의 分布, 油粒의 크기, 空氣와의 接觸, 特別히 噴射끝 무렵의 霧化를 좋게 해야 한다는 것은 가장 重要한 事項이다. 一般의 着火遲延이 큰 燃料나 固着한 燃料噴射밸브가 열려서 滴下(dripping)가 일어났을 때 後燃焼가 길어진다.

2.3 熱發生率形態가 機關性能에 미치는 影響

여기에서는 簡單한 熱發生率形態를 假定함으로써 그 形態의 變動이 機關性能에 어떠한 影響을 미치는 가를 미리 豫測하여서 시린더最大壓力, 壓力上昇率 그리고 指示熱効率 사이의 關係를 檢討하고 가장 適切한 값을 줄 수 있는 燃焼形態, 즉 熱發生率形態를 求하고자 한다[1, 8].

이들 計算은 本 論文에서 利用한 YANMAR NS 90(C) 小形 高速 豫燃焼室式디젤機關을 對象으로 하였고 回轉數 1600rpm 과 負荷 5.71 kg 일 때의 運轉條件을 選擇하였다. 이 運轉條件에서 實測한 供給燃料量 13.3 mg 으로부터 換算된 總燃焼發熱量은 0.14 kcal 이기 때문에 假定된 熱發生率形態를 全區間에 걸쳐서 積分한 總燃焼發熱量은 이와 同一한 값을 줄 수 있는 面積을 使用하였다.

熱發生率形態는 計算目的이 단지 最大熱發生率時期, 熱發生持續期間, 熱發生開始時期 등의 變化가 機關性能에 어떠한 影響을 미치는 가를 把握하고자 하는 것이기 때문에 그 形態를 實際 熱發生率形態와 크게 달라지지 않는 限度內에서 計算目的을 위해 單純한 形態로 假定하였다[8].

使用된 方法은 두 개의 直線으로 熱發生率曲線을 對替하는 것으로서 Fig. 2, 4, 6에 나타난 바와 같이 앞 部分의 直線은 噴射된 燃料가 急激하게 燃焼하는 것을 나타내고 다른 한 直線은 나머지 燃料가 膨脹過程 동안에 繼續해서 燃焼하는 것을 나타낸다[1, 8].

Fig. 2, 4, 6은 單純하게 假定된 熱發生率形態의 變動과 그에 따라 變化하고 있는 壓力線圖를 보여준다. Fig. 3, 5, 7은 熱發生率形態의 變動에 따른 蓄積熱發生線圖의 變化를 나타낸

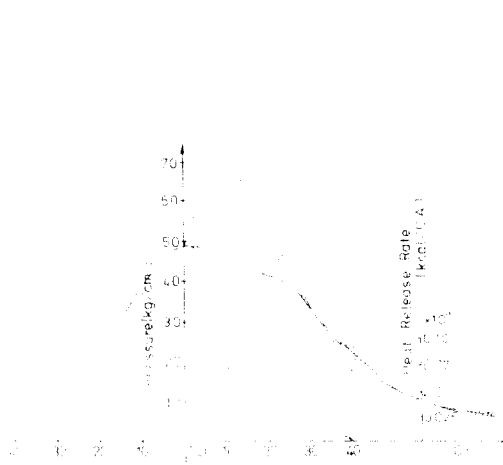


Fig. 2 Pressure diagram with the varied peak of the heat release rate

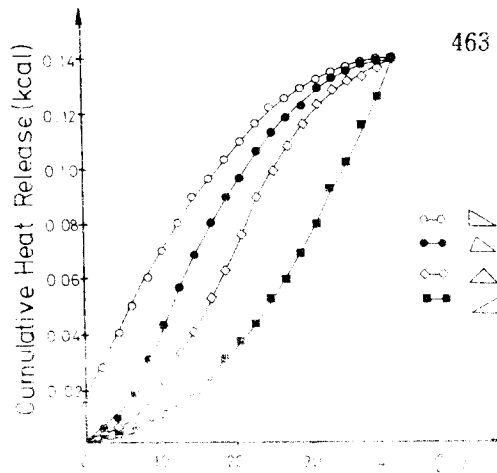


Fig. 3 Cumulative heat release with the varied peak of the heat release rate



Fig. 4 Pressure diagram with the varied duration of the heat release

Fig. 5 Cumulative heat release with the varied duration of the heat release

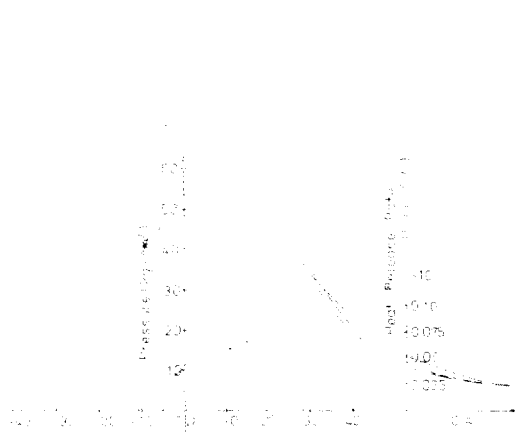


Fig. 6 Pressure diagram with the varied start time of the heat release

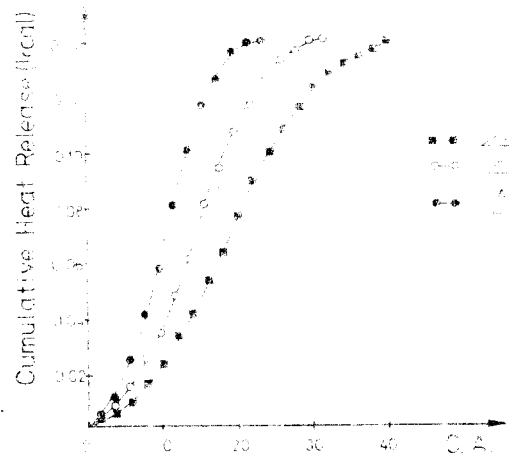


Fig. 7 Cumulative heat release with the varied start time of the heat release

다. Fig. 2, 4, 6에서 보여지는 熱發生率形態의 面積은 모두 同一한 크기이고 단지 그 形態만을 變化시켰다. 따라서 總燃燒發熱量은 모두 同一하다. Table 1, 2, 3은 熱發生率形態의 變動에 따라 變化하는 指示馬力, 指示熱效率, 最大시린더壓力, 冷却水에 의한 冷却損失 등을 나타낸다.

Table 1. Performances with the varied peak of the heat release rate

Order	I. H. P(Ps)	$\eta_i(\%)$	$P_{max}(kg/cm^2)$	$\eta_w(\%)$
1	5.00	42.32	47.24	17.56
2	5.19	44.91	50.80	17.53
3	5.41	45.91	57.89	17.50
4	5.76	46.05	67.81	18.04

Table 2. Performances with the varied duration of the heat release

Order	I. H. P(Ps)	$\eta_i(\%)$	$P_{max}(kg/cm^2)$	$\eta_w(\%)$
1	5.19	44.91	47.24	17.08
2	5.42	46.97	50.80	17.53
3	5.59	48.82	64.90	18.25

Table 3. Performances with the varied start time of the heat release

Order	I. H. P(Ps)	$\eta_i(\%)$	$P_{max}(kg/cm^2)$	$\eta_w(\%)$
1	5.19	44.91	47.24	17.08
2	5.45	46.37	56.63	17.59
3	5.57	46.61	74.23	18.74

熱發生率形態의 變動이 위의 各事項에 미치는 影響을 살펴본 結果는 다음과 같다.

(1) 最大熱發生率時期가 性能에 미치는 影響

Fig. 2에서 보는 바와 같이 一定한 熱發生率期間에 對해서 最大熱發生率時期가 앞당겨질 수록 最大시린더壓力과 壓力上昇率は 約 34% 程度로 크게 增加하지만 指示熱效率은 단지 3% 程度만이 增加한다. 또한 熱發生率形態의 前部分의 直線의 기울기가 작을수록 壓力上昇率이 작음을 알 수 있다. 實際機關에 있어서 最大熱發生率時期가 Fig. 2의 1과 같이 後部分에서 發生하는 일은 거의 없다. 따라서 가장 理想的인 熱發生率形態는 最大熱發生率時期가 中央에 位置할 때가 된다.

(2) 熱發生持續期間이 性能에 미치는 影響

Fig. 4에서 보는 바와 같이 熱發生持續期間이 40°에서 24°로 짧아짐에 따라 指示熱效率은

約 4% 增加한다. 그러나 最大지연더壓力는 約 37% 增加함을 보여준다. 또한 持續期間이 짧아질수록 壓力上昇率은 急增한다.

(3) 熱發生開始時期가 性能에 미치는 影響

Fig.6에서 보는 바와 같이 一定한 熱發生期間에 對해서 熱發生開始時期가 上死點에서 6°, 12° 만큼 앞당겨 질때 따라서 指示熱効率은 約 2% 增加함에 反해서 最大지연더壓力는 約 57% 增加한다. 또한 壓力上昇率 역시 急增함을 알 수 있다.

(1), (2), (3)의 결과로 同一한 熱發生面積, 즉 總燃燒燃料量을 一定한 遊溫에 對해서 熱發生率形態의 變動이 機關性能에 미치는 影響을 檢討한 結果는 다음과 같다.

첫째, 熱發生率形態의 變動이 指示熱効率에 미치는 影響은 작다.

둘째, 熱發生率形態의 變動은 最大지연더壓力와 壓力上昇率에 크게 影響을 미친다.

셋째, 最大熱發生率時期가 앞당겨지고 熱發生持續期間이 짧을수록 그리고 熱發生開始時期가 앞당겨질수록 指示壓力가 增加하여 指示熱効率은 增大한다. 그러나 디젤機關에서 機械的 負荷와 熱的 負荷問題 때문에 下列에는 限界가 있다. 그러므로 最大지연더壓力의 許容限度內에서 最大熱發生率時期가 앞당겨지고 熱發生持續期間을 縮短하면 熱發生開始時期가 앞당겨져 된다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

3-1 實驗裝置

實驗裝置로서 YANMAR NS 90(C)機關의 裝置는 內燃機關 綜合性能試驗裝置(東京理工大學會社製)와 壓力計測裝置로서 차야보로인디케이터(長野計器製作所)를 利用하였으며, Fig. 8 와 Fig. 9의 形式의 裝置의 配置圖를 보여준다. Fig. 10과 Table 4는 實驗裝置의 各種 機器 運轉率의 說明圖를 보여준다.



Fig. 8 The diesel engine for performance test

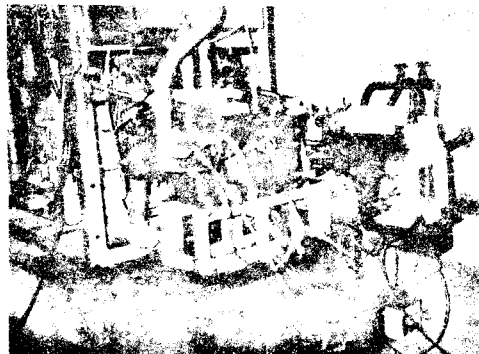


Fig. 9 Fanboro Indicator

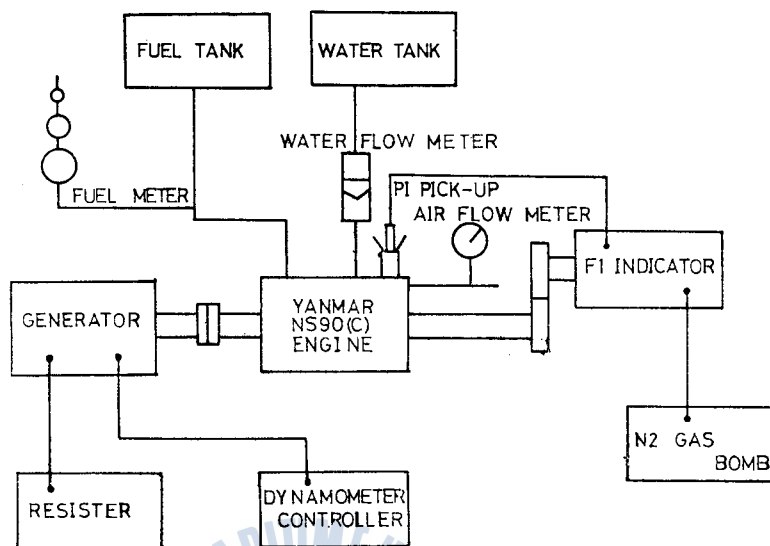


Fig.10 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 4. Principal specifications of the engine tested

項	目	特	性
機關型式		YANMAR NS 90(C)	
사이클		4行程	
冷却系統		水冷	
시린더		1	
시린더內徑×行程 (mm)		85×90	
피스톤容積 (m ³)		0.510×10 ⁻³	
壓縮比		21.0	
最大出力 (Ps)		9	
定格出力 (Ps/rpm)		8/2200	
最大速度 (rpm)		2200	
最大토크 (N·m/Ps)		28.71/9	
最少燃料消費率 (g/Ps·h)		200	
燃燒室		豫燃燒室式	
밸브開閉時期 (deg)		開	閉
	吸入	28°BTDC	48°ABDC
燃料噴射時期 (deg)	排氣	57°BBDC	22°ATDC
		10°BTDC	

發生率의 增加하게 된다. 따라서 熱發生率을 全 區間에 걸쳐서 積分한 總燃燒發熱量은 供給된 燃料로부터 換算된 發熱量보다 13% 程度 크게 된다.

그리고 上死點이 2° 만큼 늦추어져서 測定되었을 境遇에는 最大熱發生率時期가 2° 程度 빨라지고 그 크기가 16% 程度 減少하게 되므로 全 區間에 걸쳐 熱發生率이 減少한다. 따라서 計算한 總燃燒發熱量 값이 實測한 供給燃料量으로부터 換算된 發熱量값보다 14% 程度 작게 된다.

따라서 上死點의 位置誤差는 熱發生率과 指示熱効率에 있어서 約 15% 程度의 誤差를 주게 되므로 格外히 細心한 注意를 必要로 한다.

4. 實驗結果 및 考察

本 實驗에 使用된 YANMAR NS 90(C)機關은 豫燃燒室式 機關이다.

豫燃燒室式 機關의 特徵은 汽缸內에 全壓縮容積의 30~40%의 豫燃燒室을 設置하고 이것이 主燃燒室과 1個 또는 數個의 小孔에 依하여 連結되고 있다. 燃料은 먼저 豫燃燒室에 噴射되고 그의 一部가 燃燒를 일으키면 豫燃燒室에서의 壓力은 主燃燒室보다 훨씬 높기 때문에 未燃燒의 燃料을 包含하는 高溫가스는 主燃燒室에 噴出하며 그 때에 霧化가 助長되고 새로운 空氣와 混合하여 完全燃燒가 行하여진다[11].

豫燃燒室式 機關에 對해서 熱發生率形態를 求할 境遇에 嚴密하게 말하면 作動가스가 피스톤에 한 일은 豫燃燒室 사이와의 가스流動에 依한 損失을 考慮하여서 求해야 한다. 그러나 豫燃燒室과 主燃燒室 사이에서의 가스流動에 依한 損失은 크지 않을 것으로 생각되므로 主燃燒室만의 壓力線圖를 利用해서 熱發生率을 求하여도 本 論文에서 目的으로 하고 있는 熱發生率形態의 特徵을 把握하는데 있어서 큰 支障이 없을 것으로 생각된다.

Fig. 14와 Fig. 16은 各各 負荷變化時와 回轉數變化時의 熱發生率形態의 變動을 보인다. Fig. 14와 Fig. 16에서의 熱發生率形態의 크기는 實測한 總燃燒發熱量값과 計算에 依한 總燃燒發熱量값이 正確하게 一致하지 않았기 때문에 實測한 값과 同一한 값이 되도록 比例의으로 修正하여 나타냈다. 兩者間에 차이가 나는 것은 壁으로 빠져나가는 熱損失을 正確하게 推定할 수 없는 등 不正確한 因子들이 많은 것에 起因한다.

4.1 負荷變化時의 熱發生率形態의 變動

Fig. 14는 回轉數를 1600 rpm 으로 一定히 維持하면서 負荷를 0 kg 에서 9 kg 으로 增加시킬 境遇에 求한 各各의 熱發生率形態를 보인다. Fig. 14에서 알 수 있는 바와 같이 負荷가 增加할수록 熱發生率이 最大가 되는 時期는 漸次 앞당겨지고 따라서 燃燒初期에 있어서의 汽缸內 壓力上昇率이 커지게 된다. 또한 熱發生率은 全 區間에 걸쳐서 增加하고 熱發生

生期間이 길어지는 것은 負荷가 增加함에 따라 燃料의 噴射期間 및 噴射量이 增加하기 때문이며 一般의인 傾向과 잘 一致하고 있다.

Fig. 15는 負荷의 變化에 따라 變動하는 指示熱效率(η_i), 制動熱效率(η_e), 機械效率(η_m), 正味燃料消費率(b_e), 制動馬力($B. H. P$)을 나타낸다.

4.2 回轉數變化時的 熱發生率形態의 變動

Fig. 16은 負荷를 5.71 kg 으로 一定하게 維持하면서 回轉數를 1200 rpm 에서 2000 rpm 으로 增加시킬 境遇에 求한 各各의 熱發生率形態를 보인다.

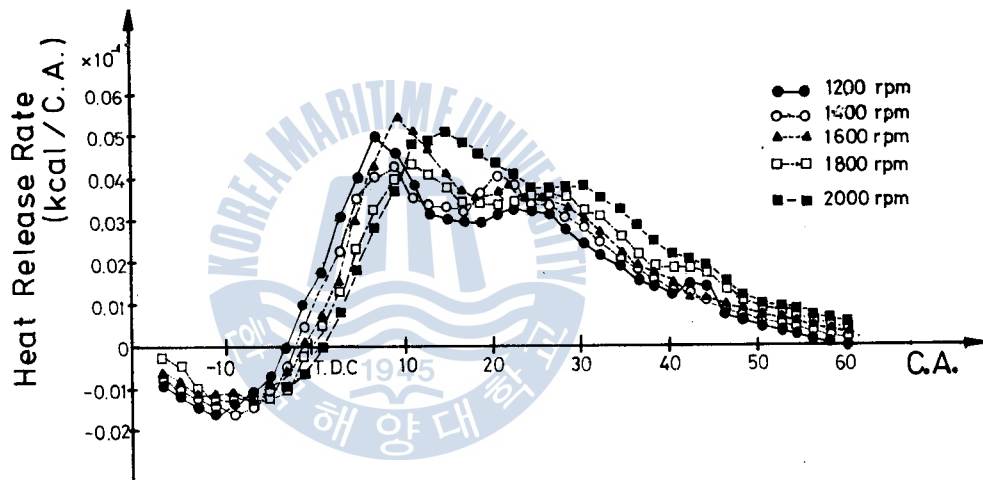


Fig. 16 The variation of the heat release rate with engine speed

Fig. 16에서 알 수 있는 바와 같이 熱發生開始時期는 回轉數가 增加함에 따라 着火遲延期間은 相對的으로 길어지기 때문에 늦어지는 傾向을 나타내고 있다. 따라서 最大熱發生時期도 늦어진다. 그러나 熱發生率의 크기와 熱發生持續期間은 거의 變化하지 않음을 알 수 있다. 이것은 回轉數가 增加할수록 熱發生持續期間이 길어지는 傾向을 보여주는 直接噴射式 機關과는 差異가 있는 點으로, 豫燃燒室式 機關에서는 回轉數가 增加함에 따라 豫燃燒室을 設置함으로써 생기는 效果의 增大가 燃燒效率을 向上시켜 주기 때문이다. 결국 이 結果는 高速機關일수록 直接噴射式 機關에 比하여 豫燃燒室式 機關이 燃燒效率을 向上시킬 수 있다는 것을 뒷받침해 준다.

Fig. 17은 回轉數의 變化에 따라 變動하는 各種 效率과 制動馬力, 그리고 正味燃料消費率을 보이고 있다.

5. 結 論

小形 高速 4行程사이클 豫燃燒室式 直接機關에 對히 理論的인 熱發生率形態의 變動이 機關性能에 미치는 影響을 調査하고 實際機關에 있어서 機關運轉條件의 變動이 熱發生率形態에 미치는 影響을 考察한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

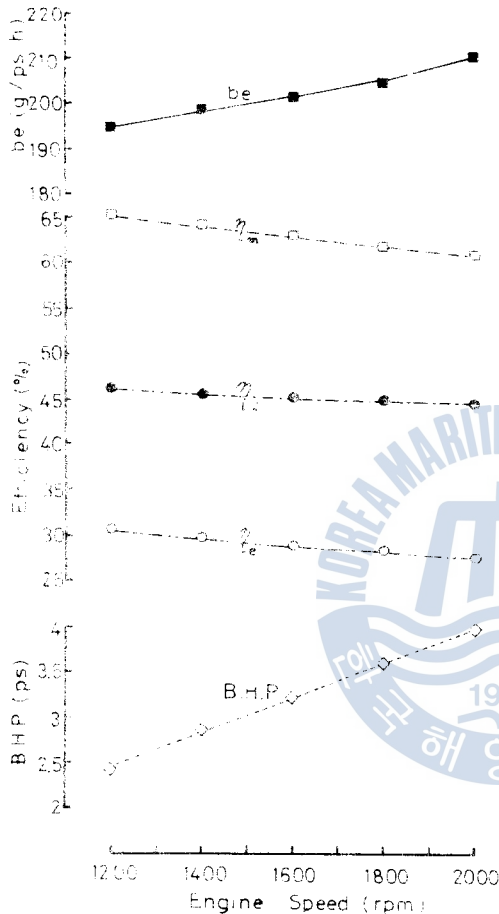


Fig. 17 The performance curve with engine speed

間에 걸쳐서 漸次 增加하며 熱發生持續期間이 길어지는 傾向을 나타낸다. 前者는 最大熱發生率時期가 一定한 直接噴射式 機關과는 다른 點이다. 그러나 後者는 兩者間에 同一하리 나타나는 傾向을 보인다.

(5) 負荷量 一定히 維持하고 回轉數를 增加시킬 境遇 熱發生率形態에 있어서 熱發生開始時期와 最大熱發生率時期는 若干씩 늦어진다. 그러나 熱發生率값의 크기와 熱發生持續期間은 거의 一定하다. 이것은 回轉數가 增加할수록 熱發生持續期間이 길어지는 直接噴射式 機關과는 差異가 있는 點으로 豫燃燒室式 機關은 直接噴射式 機關에 比해 高速에서 燃燒效率가 優位에 있다는 것을 보인다.

(1) 熱發生率形態의 變動이 指示熱率에 미치는 影響은 적다.

(2) 熱發生率形態의 變動은 最大熱發生率과 壓力上昇率에 크게 影響을 미친다.

(3) 最大熱發生率時期가 앞당겨지고 熱發生持續期間이 짧아질수록 그리고 熱發生開始時期가 앞당겨질수록 指示熱率은 增加한다. 그러나 機關의 機械的 負荷와 熱的 負荷問題 때문에 이에는 限界가 있다고 생각된다.

(4) 回轉數를 一定히 維持하고 負荷를 增加시킬 境遇 熱發生率形態에 있어서 最大熱發生率時期가 앞당겨지고 熱發生率값의 수 區

以上の結果로부터 환보로인디케이터를 利用하여 妥當한 熱發生率形態를 求할 수 있었으며 또한 豫燃燒室式 機關의 熱發生率形態와 直接噴射式 機關의 그것과의 差異點을 確認할 수 있었다.

參 考 文 獻

1. Rowland S. Benson and N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engine", Pergamon, pp.71~73, (1979).
2. W. T. Lyn, "Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engine", Ninth International Symposium on Combustion, New York(1962).
3. N. D. Whitehouse and B. K. Sareen, "Prediction of Heat Release in a Quiescent Chamber Diesel Engine Allowing for Fuel/Air Mixing", SAE Paper 740084(1974).
4. T. S. Oh and S. Z. Oh, "Study on Prediction of Four Stroke Diesel Engine Performance-Cycle Simulation Using Heat Release Model-". (1981).
5. S. D. Haddad, "Principle and Performance in Diesel Engineering", Ellis Horwood Limited, pp.13-45, (1984).
6. 串山 正, 戸田信昭, 大山武彦, "排氣ターボ過給ディーゼル機關の過給性能計算法について". 日本機械學會論文集, 31卷 230號, pp.1539, (1965).
7. Annand, W. J. D., "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Inst. Mech. Engineerings, Vol.177, pp.973, (1963).
8. A. E. W. Austen and W. T. Lyn, "The Application of Heat Release Analysis to Engine Combustion Study", B10 presented at the CIMAC International(June 1962).
9. 全孝重, "內燃機關講義", 一中社, pp.108~pp.110, (1979).
10. Woschni, G. and Anisit, F., "Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Heat release in Diesel Engines dependent upon Engine Operating Conditions", SAE Paper 740086(1974).
11. 文獻 9의 pp.196~pp.199.
12. N. D. Whitehouse and R. J. B. Way, "A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate", SAE Paper 710134(1971).