

4氣筒 4사이클 터보過給 가솔린 機關의 性能 및 排氣組成 豫測에 關한 研究 (第 1報)

Study on the Prediction of Performance and Emission in a 4-Cylinder 4-Stroke Cycle Turbocharged Gasoline Engine (First Paper)

俞炳澈*, 李秉海**, 尹健植**
B. C. Yoo, B. H. Lee, K. S. Yoon

ABSTRACT

As a mean of increasing engine power, great attention has been concentrated on the turbocharging owing to better fuel economy, smaller engine size and lower emission. The performance in turbocharged engine depends not only on the efficiency of the engine and the turbocharger used, but also on the total characteristics of the system by the matching turbocharger to the engine. The matching of the turbocharger to the engine has been usually accomplished by the empirical techniques with a great deal of laborious work. It would be better to predict the performance and emission in the turbocharged engine using the effective simulation model.

In this study, computer simulation program has been developed to predict the transient variation of properties of gas in the cylinder, intake and exhaust pipes, the engine performances and emissions.

記號說明

a_q	: 對流 熱傳達에 對한 Annand 常數	M	: 마하 數
A_f	: 火炎面의 表面積 (m ²)	N	: 機關回轉速度 (rpm)
b	: 對流 熱傳達에 對한 Annand 常數	P	: 壓力 (bar)
c	: 輻射 熱傳達에 對한 Annand 常數	r_f	: 火炎반지름 (m)
c'	: 亂流強度의 補正係數	R_i	: i 번째 反應의 "1 方向" 平衡反應速度
Ca	: 流量係數	T	: 溫度 (K)
ff	: 亂流火炎係數	u'	: 亂流強度
k	: 比熱比	V_{piston}	: 피스톤의 平均速度 (m/s)
K	: 抵抗係數	x	: 燃燒質量分
m	: 質量 (kg)	α	: 크랭크角 (deg)
		ρ	: 密度 (kg/m ³)
		ϕ	: 當量比

* 高麗大學校 機械工學科

** 高麗大學校 大學院

下添字

- e : 平衡狀態
- m : 未燃가스
- p : 既燃生成物

1. 緒 論

터보過給機關은 排氣量 또는 機關回轉速度의 增加에 의하지 않고 機關의 出力을 50 ~ 100%까지 增加시킬 수 있으며 馬力當 機關의 重量과 부피가 작아져서 機關의 小形化, 輕量化를 可能케 하며 燃料消費率이 改善될 수 있다는 長點으로 인하여 中·低速 디젤機關을 中心으로 널리 普及되어 왔으며 小形의 高速 터보過給機의 開發과 함께 最近에는 乘用車用 가솔린機關의 터보過給化도 可能하게 되어 이에 대한 研究 開發이 活潑히 進行되고 있다.

터보過給機關의 性能은 機關과 터보過給機 各各의 效率과 함께 그 機關에 適合한 最適의 過給機가 選定되었는지의 與否에 크게 依存한다. 過給機의 選定은 主로 實驗에 의하여 이루어지는데 이에 많은 經費와 時間이 所要되며 특히 새로운 設計의 機關에 대한 過給機의 選定은 全적으로 經驗에 依存하거나 또는 機關의 試驗製作이 先行되어야 한다. 따라서 보다 效率的으로 過給機를 選定하고 機關의 性能特性을 把握하기 위하여는 그 機關과 過給機의 性能을 잘 表現하는 效果的인 시뮬레이션 모델을 利用한 計算을 통하여 터보過給機關의 定性的인 性能特性을 把握하고 關心을 가져야 할 範圍를 찾아내어 이에 대하여 集中的으로 實驗을 하는 것이 바람직하다.

本 研究에서는 4氣筒 4사이클 터보過給 가솔린機關을 對象으로 하여 실린더內의 壓縮, 燃焼 및 膨脹過程의 시뮬레이션과 함께 過給機를 包含한 吸·排氣系統에서의 流動現象을 시뮬레이션함으로써 各種 運轉條件과 設計仕樣下에서의 실린더內와 吸·排氣管內 任意的 位置에서의 狀態量을 크랭크角의 函數로서 算出하고 결국 圖示平均有效壓力과 圖示燃料消費率 및 排기가스 濃度 등을 實際와 가깝게

豫測할 수 있는 시뮬레이션 모델을 設定하여 컴퓨터 프로그램을 開發함으로써 터보過給 가솔린機關의 效果的인 性能豫測을 可能하게 하는 土臺를 提供하고자 한다.

2. 시뮬레이션 모델 및 計算方法

2.1 실린더內 熱力學的 過程의 시뮬레이션

실린더內에서의 가스의 狀態變化는 실린더 內容物의 分布狀態에 따라 두가지 方法에 의하여 計算한다. 卽 新氣와 殘留가스의 混合物이 壓縮되는 過程, 燃焼가 끝난 後 既燃가스 單의 膨脹過程 및 吸·排氣過程中的 실린더內 가스의 熱力學的 狀態量은 全 실린더內 가스가 均一하게 混合된 狀態로 存在하는 것으로 생각하는 單一領域모델^{1,2)}을 利用하여 計算한다.

스파크가 튄 後 點火遲延期間을 지나 燃料-空氣混合氣에 點火가 이루어진 後에는 실린더內 가스가 火炎面에 의해 既燃과 未燃의 두 領域으로 나뉘어지는 것으로 생각하여 2領域 모델^{2,3)}에 의하여 計算한다. 2領域모델의 計算에서 任意的 瞬間의 壓力은 全 실린더에 걸쳐서 均一하나 溫度, 比熱, 組成 등은 각각의 領域에서 서로 다른 값을 갖는 것으로 생각한다.

2領域모델에 의한 計算에서 質量燃焼率은 亂流火炎速度와 火炎面の 面積을 利用하여 다음 式으로 表示된다.

$$\frac{dm_p}{dt} = \rho_m A_f u_t \dots\dots\dots (1)$$

여기서 亂流火炎速度는 다음과 같이 Kuehl의 層流火炎速度 $u_t^{(3)}$ 에 亂流火炎係數 ff 를 곱하여 算出한다.

$$u_t = ff u_t^{(3)} = ff \frac{0.78 \times 10^4}{\left(\frac{10000}{T_p} + \frac{900}{T_m}\right)^{4.838}} P^{-0.09876} \dots\dots\dots (2)$$

亂流火炎係數는 機關의 形式과 運轉條件의 函數로서 實驗에 의하여 決定되어야 하며 機關回轉速度, 피스톤의 運動 및 스톱밸브의 開度 등 여러 運轉狀態에 따른 亂流의 變化效

果를 適切히 反映하여야 한다.⁴⁾

Lucas 와 James⁵⁾, Benson 等¹⁾은 亂流火炎係數를 機關回轉速度의 一次函數로서 機關回轉速度가 주어지면 全 사이클에 걸쳐 一定한 값을 갖는 것으로 看做하였다. 이와 같은 亂流火炎係數의 設定은 計算이 簡單하다는 利點이 있으나 주어진 機關回轉速度에 대하여 亂流強度가 一定하다고 假定함으로써 亂流火炎速度는 層流火炎速度에 의해서만 變化하게 되므로 廣範圍한 運轉條件에 대한 燃燒現象을 記述하기에는 不充分하다. 그러므로 이와같은 難點을 克服하기 위하여 Lienesch 等은 亂流強度를 機關回轉速度에 比例하고, 燃燒過程의 進行에 따라 增加 또는 減少하는 다음 形態의 關係式을 利用하여 이를 亂流火炎係數의 計算에 使用하였다.^{4),6)}

$$u' = V_{piston} \sum_{i=0}^7 c_i \alpha^i / c' \dots\dots\dots (3)$$

여기서 c_i 는 Lienesch 等의 實驗에 의하여 決定된 常數이며 c' 은 對象機關의 特性에 따라 實驗적으로 決定되어야 하는 亂流強度의 補正係數로서 全 運轉條件에 걸쳐 一定한 값으로 固定된다.

亂流火炎係數는 式(3)으로 表示된 亂流強度를 基礎로 하고, 燃燒期間을 4개의 區間으로 나누어 各各의 區間에 대하여 서로 다른 關係式을 設定하여 計算한다. 卽 Fig.1에 나타난 第1段階에 該當하는 點火遲延期間과 點화가 이루어진 後 火炎만지름이 0.03 m에 到達될 때까지의 火炎成長期間인 第2段階 過程, 그以後 燃燒質量分이 50%에 이를 때까지의 火炎이 完全히 確立되는 期間인 第3段階 過程 및 火炎速度가 漸次 減衰되는 區間인 第4段階過程으로 燃燒過程을 區分한다.^{4),6)} 火炎이 完全히 確立되는 第3段階 燃燒過程中的 亂流火炎係數는 Mattavi 等이 實驗에 의하여 提示한 다음 式을 利用한다.

$$ff_{III} = 1 + 4.01 \frac{u'}{u_i} \dots\dots\dots (4)$$

第1段階의 點火遲延區間과 第2段階의 火炎成長區間 동안에는 다음과 같은 率로 火炎速度가 加速되는 것으로 假定한다.^{4),6)}

$$ff_{I,II} = \left(\frac{r_f}{0.03}\right)^{0.5} ff_{III} \dots\dots\dots (5)$$

火炎速度가 減少하는 第4段階에 있어서는 亂流火炎係數는 簡單한 2次式에 의한 率로 減衰되며 燃燒가 끝나는 크랭크角에서 層流火炎速度와 亂流火炎速度가 같아지는 關係를 利用하여 다음 式으로 表示된다.

$$ff_{IV} = ff_{III} \left[4 \left(\frac{1}{ff_{III}} - 1\right) (x - 0.5)^2 + 1\right] \dots\dots\dots (6)$$

以上과 같이 亂流火炎係數가 決定되면 이를 利用하여 質量燃燒率을 求할 수 있다.

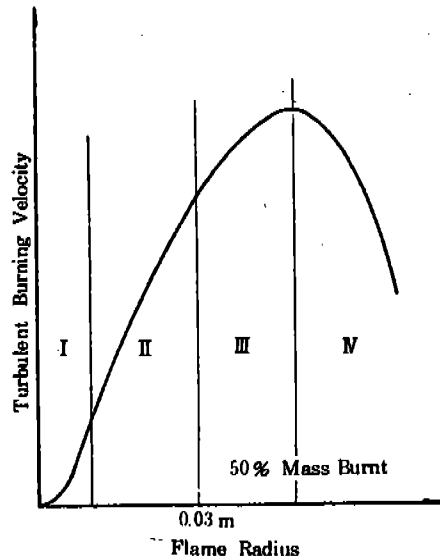


Fig.1 Four Stages of Flame Development

실린더內 가스가 熱力學的 過程을 겪는 동안 실린더壁面과 가스와의 熱傳達은 Annand의 熱傳達方程式⁷⁾에 의하여 구한다.

2.2 吸·排氣管內 流動의 시뮬레이션

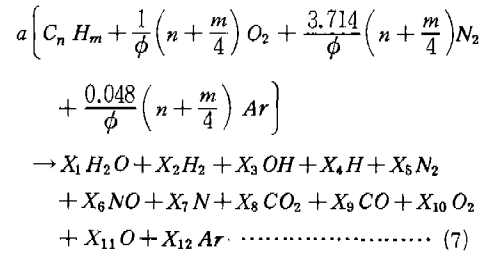
管內에서의 流動은 1次元 非定常 流動으로 假定하였으며 壁面과의 摩擦과 斷面積의 變化, 熱傳達 및 엔트로피 變化를 考慮한다. 이 流動의 支配方程式은 準線形 雙曲線形 偏微分方程式으로서 이 方程式들의 解를 求하기 위하여 特性曲線法^{1),8),9)}을 利用한다. 卽 支配方程式들을 壓力波와 流跡線 各各의 特性曲線에 따라 常微分方程式의 形態인 特性方程式으로 變換하고 이 特性方程式들을 格子法과 修正形

非格子法^{8,9)}을 利用하여 數值的으로 풀어 管內 任意의 位置에서의 壓力, 溫度 및 速度 等을 計算할 수 있다.

터보過給機關의 吸·排氣管系를 構成하는 壓縮機, 터빈, 氣化器, 消音器 等 各 裝置들의 效果는 各 適切한 모델링에 의하여 計算에 反映되어야 한다. 本 研究에서는 벨브를 통한 流出入에 대하여는 定壓모델¹⁰⁾을 사용하였으며, 氣化器에서의 流動은 實驗的으로 決定되는 常數인 氣化器 抵抗係數를 利用하는 斷熱 壓力降下모델^{10,11)}을, 매니폴드 連結部에 대하여는 定壓—完全混合모델^{12,12)}을 사용하였다. 또한 消音器에서의 流動을 시뮬레이션하기 위하여는 消音器가 前後의 排氣管과 連結되는 部分을 各 各 急激擴大部分과 急激縮小部分¹³⁾으로 看做하였으며 消音器 自體는 한개의 管으로 看做하여 解析하였다. 壓縮機와 터빈에 대하여는 製作社側에서 提供한 定常流動 狀態의 壓力比—質量流量 特性曲線을 利用하여 過給機 前後의 狀態量의 變化를 計算하였다. 卽 任意의 크랭크角에서 吸·排氣管內 各 位置에서의 壓力波의 計算에 의하여 壓縮機 및 터빈 入口로 流入하는 壓力波의 特性값들이 알려지면 壓縮機 및 터빈의 壓力比—質量流量 特性曲線上에서 이에 對應하는 諸 狀態量들과 일을 計算할 수 있다. 또한 各 瞬間에 터빈에 의하여 행하여진 일과 壓縮機에서 要求되는 일의 量을 比較하여 이들의 差異에 該當하는 일이 壓縮機를 加速 또는 減速하는데 利用되는 것으로 看做하여 每 時間段階마다 터보過給機의 回轉速度를 세로이 計算하여 이를 다음 時間段階에서의 過給機의 回轉速度로 하여 위와 같은 計算을 反復하였다.¹⁴⁾

2.3 排氣組成的 計算

本 研究에서는 燃燒生成物을 構成하는 各 化學種으로서 H_2O , H_2 , OH , H , N_2 , NO , N , CO_2 , CO , O_2 , O , Ar 等 12개의 化學種을 考慮하였으며 이들의 組成을 分子 X_i 로 表示하여 다음과 같은 反應이 실린더內 既燃가스 領域과 排氣管內에서 일어나는 것으로 생각한다.



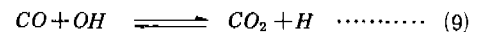
이들 化學種의 組成은 Vickland 等²⁾¹⁵⁾이 提案한 生成機構에 따라 平衡熱力學을 利用하여 求한다.

燃燒生成物 中에 存在하는 12個의 化學種 中 NO 는 各 瞬間에 平衡을 이루고 있다고 假定할 수 있을 만큼 그 反應速度가 빠르지 않으므로 NO 는 反應速度論을 利用하여 非平衡 濃度로서 計算한다. NO 의 生成機構로서는 Extended Zeldovich 모델에 N_2O 에 관한 4개의 反應式을 附加한 Annand 모델¹²⁾을 使用하였으며 이 모델에 의하여 NO 의 正味變化率은 다음 式으로 表示된다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2}{6N} (1 - \alpha_e^2) \left\{ \frac{R_1}{1 + \alpha_e R_1 / (R_2 + R_3)} + \frac{R_6}{1 + R_6 / (R_4 + R_5 + R_6)} \right\} \dots \dots \dots (8)$$

여기서 α_e 는 NO 의 平衡濃度에 대한 非平衡 濃度の 比를 나타낸다.

膨脹行程中의 CO 의 濃度는 該當하는 壓力과 溫度下에서의 平衡濃度보다 크며 一般的으로 다음 反應에 의하여 生成되는 것으로 알려지고 있다.^{16,17)}



위의 反應式에서 CO 의 非平衡濃度는 水素 原子와 水酸基의 濃度比에 左右됨을 알 수 있다. 따라서 CO 濃度の 正確한 豫測을 위하여는 平衡濃度보다 상당히 큰 값을 갖는 것으로 알려진 H 와 OH 의 非平衡濃度を 求하여야 하는데 이를 위하여는 H 와 OH 의 生成機構를 設定하여야 하며 聯立된 偏微分 方程式들을 풀어야 하는 難點이 있다. 그러므로 計算을 簡單히 하고 實際에 보다 接近하는 CO 濃度を 豫測하기 위하여 實驗에 根據를 둔 近似式을 利用하여 CO 濃度を 豫測하기로 한다. Benson

등은 燃燒가스 中の CO 濃度는 사이클 中の CO의 最大 平衡濃도와 같은 傾向으로 變化한다는 Starkman과 Newhall의 主張을 根據로 하여 사이클 中の CO의 非平衡 濃度を 決定하는 다음 式을 提案하였다.^{16),17)} 卽

$$[CO] = [CO]_e + f_{co} [(CO)_{peak} - [CO]_e] \quad (10)$$

여기서 f_{co} 는 0과 1사이의 값을 갖는 實驗常數로서 모든 運轉條件, 그리고 全 사이클에 걸쳐 一定한 값으로 固定된다. Benson 等은 f_{co} 의 값으로 0.5를 推薦하였으며 本論文에서는 이 값을 使用하여 실린더內에서의 時間에 따른 CO 濃度の 變化를 計算하였다.

2.4 實驗常數의 決定

本 研究에서는 시뮬레이션 모델의 選定時 可及的 實驗常數에의 依存을 最少로 하였으나 必須의로 決定되어야 하는 實驗常數로서는 亂流強度의 補正係數, Annand 熱傳達常數, 氣化器 抵抗係數, 밸브流量係數 및 管摩擦係數와 壁面溫度 등이 있다. 이中 밸브流量係數는 밸브의 揚程과 壓力比의 函數로서 Noyes가 提案한 다음의 經驗式¹⁸⁾을 使用하였다.

$$C_d = \left[a \left(\frac{l}{d} \right)^2 + b \left(\frac{l}{d} \right) + c \right] \exp(-r(l/d)) + f \quad (11)$$

여기서 l/d 는 밸브지름과 揚程의 비이며 常數 a, b, c, r 및 f 는 밸브 前後의 壓力比의 多項式으로 表示된다. 이때의 多項係數는 밸브의 形態와 流動의 方向에 따라 Noyes가 제시한 값들을 使用하였다.

本 研究에서는 氣化器에서의 流動을 시뮬레이션하기 위하여 氣化器를 斷熱의로 壓力降下가 일어나는 不連續點으로 보는 斷熱壓力降下모델을 使用하였다.^{2),9),10),11)} 이 모델에 의하여 氣化器 前後의 壓力降下量은 氣化器 抵抗係數를 利用하여 다음 式으로 表示된다.

$$P_2 = (1 - KM_f^2) P_1 \quad (12)$$

여기서 抵抗係數 K 는 다음과 같이 定義되며 이 값은 實驗的으로 決定되어야 한다.

$$K = \frac{k \Delta P}{\rho_1 u_1^2} \quad (13)$$

氣化器 抵抗係數는 理論的으로 스토클벨브의 開도와 氣化器 下流側의 速度的 函數가 된다. Benson 等¹⁰⁾은 1個의 스토클벨브만을 가진 單純한 形態의 氣化器에 대한 定常流動의 實驗을 통하여 抵抗係數는 스토클벨브 開度만 의 函數로 假定할 수 있으며, 非定常 效果를 考慮하기 위하여 定常流動 抵抗係數에 補해 주어야 하는 非定常 係數는 여러 運轉條件에 대하여 同一한 값을 使用하여도 計算上 큰 誤差를 보이지 않는다는 事實을 밝혀내었다. 兪와 李¹¹⁾는 2개의 스토클벨브를 가지고 複雜한 形狀으로 構成된 Stromberg 下向式 氣化器에 대한 類似한 實驗을 통하여 複雜한 形狀의 氣化器에 대해서도 Benson과 同一한 結果를 얻었다. 다만 氣化器의 構造와 形狀의 差異로 抵抗係數의 값은 Benson 等이 簡單한 氣化器에 대하여 얻은 값보다 상당히 큰 數值를 나타냈다. 以上과 같이 Benson과 兪와 李의 研究를 통하여 抵抗係數는 定常流動의 實驗을 거치지 않고 氣化器를 實際 機關에 裝着한 狀態에서 스토클벨브의 開도를 바꾸어 가며 氣化器 前後의 壓力降下量을 測定함으로써 簡單히 決定될 수 있음을 알 수 있다. 그러므로 本 研究에서는 氣化器 抵抗係數를 決定하기 위하여 氣化器를 對象機關에 裝着한 狀態에서 각 스토클벨브의 開도에 대하여 氣化器 前後의 壓力降下量을 測定하고 式(13)을 使用하여 抵抗係數를 決定하였다. 이와 같이 決定된 抵抗係數는 非定常流動에 대한 抵抗係數이므로 別途의 修正을 要하지 않는다. Table 1은 他 研究者들과 本 研究에서 얻은 抵抗係數를 比較하여 나타낸 것이다.

실린더內 過程에 關係되는 常數인 亂流強度의 補正係數와 熱傳達常數는 特定한 한개의 運轉條件에서 實驗으로 얻은 指壓線圖와 이들 常數를 여러가지로 바꾸어 가며 計算한 指壓線圖를 比較하여 兩者가 一致하도록 하는 값을 정하여 이를 다른 모든 運轉條件에 그대로 適用하였다. Table 2는 各種 常數들의 값을 表示한다.

Table 1 Comparison of Resistance Coefficients

Throttle Opening	Resistance Coefficient (Unsteady)		
	Benson et al	Yoo and Lee	Present Study
1/4	44.8	2 360.3	3 440.3
3/8	12.8	765.1	657.1
1/2	4.8	359.0	267.0
3/4	1.4	147.5	113.0
4/4	1.2	125.4	80.8
Remark	Simple Carburettor with One Throttle	Stromberg 2-Venturi (Solex)	Stromberg 2-Venturi (Domestic)

Table 2 Constants

Fuel ; Composition	C_7H_{13}
Lower Heating Value	42 000 kJ/kg
Correction for Turbulent Intensity	1.27
Cylinder Wall Temperature	409 K
Annand Coefficient	a_q 0.26
	b 0.70
	c 4.25 E-9
Pipe Friction Factor	0.0050
Discharge Coefficient	Noyes eq.

3. 實 驗

實驗에 사용된 터보過給機關은 國內에서 市販되고 있는 1600 cc 給의 自然吸氣式 機關에 Garrett 社製의 T-2 터보過給機를 裝着하여 構成하였으며 Table 3 是 이들의 諸元을 表示한다. 터보過給機는 既存機關에의 修正을 최소로 하기 위하여 氣化器의 上流側에 設置하였으며, 過度한 壓力上昇과 노킹을 減少시키기 위하여 既存機關의 壓縮比 8.5 를 7.8 로 減少시켰다. 自然吸氣式 機關을 過給할 境遇 氣化器 플로트室內의 壓力은 過給의 程度에 相應하는 만큼 上昇하게 되어 이 壓力이 既存 燃料펌프의 送出壓力 以上이 되면 氣化器內로 燃料을 供給할 수 없게 된다. 本 研究에서는 이를 解決하기 위하여 壓縮機 出口와 燃料펌프

下部의 Spring chamber 를 호스로 連結하여 過給時 스프링 張力과 함께 壓縮機 出口의 壓力이 다이어프램에 加해지게 함으로써 燃料의 送出壓力을 增加시켰다. 실린더內 壓力의 變化는 Kistler 社製 6001 壓力變換器를 사용하여 檢出하였으며, 排出가스의 組成은 Horiba 社製 MEXA-8120 가스分析裝置를 이용하여 CO_2 와 CO 는 非分散 赤外線方式에 의하여 NO 의 境遇는 化學的 發光分析方式에 의하여 測定하였다.

Table 3 Engine Specifications

Item	Specification
Type	4-Cyl-In line-OHC Water Cooled
Displacement Volume	1597 cc
Bore × Stroke	76.9 × 86 mm
Compression Ratio	8.5
Max. Output	100PS/6300 rpm
Max. Torque	14 kg-m/4000 rpm
Turbocharger	Garrett, T-2 Air Cooled, Wasted Gated
Turbine	0.47 A/R, 50 Trim
Compressor	0.48 A/R, 50 Trim

4. 結果 및 考察

以上과 같이 設定한 시뮬레이션 모델의 妥

當性を 檢討하기 위하여 機關回轉速度, 吸氣管 壓力, 當量比 및 點火時期 等 運轉條件을 여러가지로 變化시켜가며 機關의 諸 性能因子와 排出가스의 組成 等を 計算하여 이를 實驗값과 比較, 檢討한다.

4.1 機關回轉速度 및 吸氣管 壓力的 影響

Fig. 2~4는 當量比를 1.0으로 하고 點火時期를 最大토크點火時期로 維持하면서 吸氣管 壓力 +100 mmHg, 0 mmHg 및 -100 mmHg의 各各에 대하여 機關回轉速度를 變化시킨 境遇의 실린더內 壓力變化를 圖示한 것이다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 吸氣管 壓力 +100 mmHg인 境遇 動力 사이클中の 실린더內 壓力變化의 豫測값은 全般的으로 實驗값과 比較的 一致하고 있으며 2領域 燃燒過程 中에서 약간의 差異를 보이고 있다. 吸·排氣過程 中の 실린더內 壓力變化도 全般的으로 實驗값

의 變化傾向을 제대로 豫測하고 있으나 블로다운 以後의 排氣過程에서 實驗값 보다 最大 0.4 bar 程度 높은 값을 豫測하고 있으며 블로다운 直後의 壓力變化는 實驗값보다 다소 緩慢하게 豫測하고 있다. Fig. 3에 나타난 바와 같이 吸氣管 壓力 0 mmHg의 境遇도 +100 mmHg인 境遇와 비슷한 樣狀을 보이고 있으며 燃燒過程中の 실린더內 壓力은 實驗에서 나타난 값보다 큰 기울기를 가지고 變化하고 있으며 따라서 실린더 最高壓力은 全般的으로 3~7 bar 程度 높게 豫測되고 있다. Fig. 4는 吸氣管 壓力 -100 mmHg인 境遇를 나타내고 있으며 앞의 境遇와 비슷한 傾向을 보이고 있으나 吸氣壓力이 작아짐에 따라 실린더 最高壓力의 差異는 앞서의 境遇보다 크게 나타나고 있다. 이것은 式(3)으로 表示된 亂流強度가 主로 機關回轉速度의 影響을 反映하고 있으며 吸氣管 壓力的 變化에 따른 亂流強度의 變化를 適

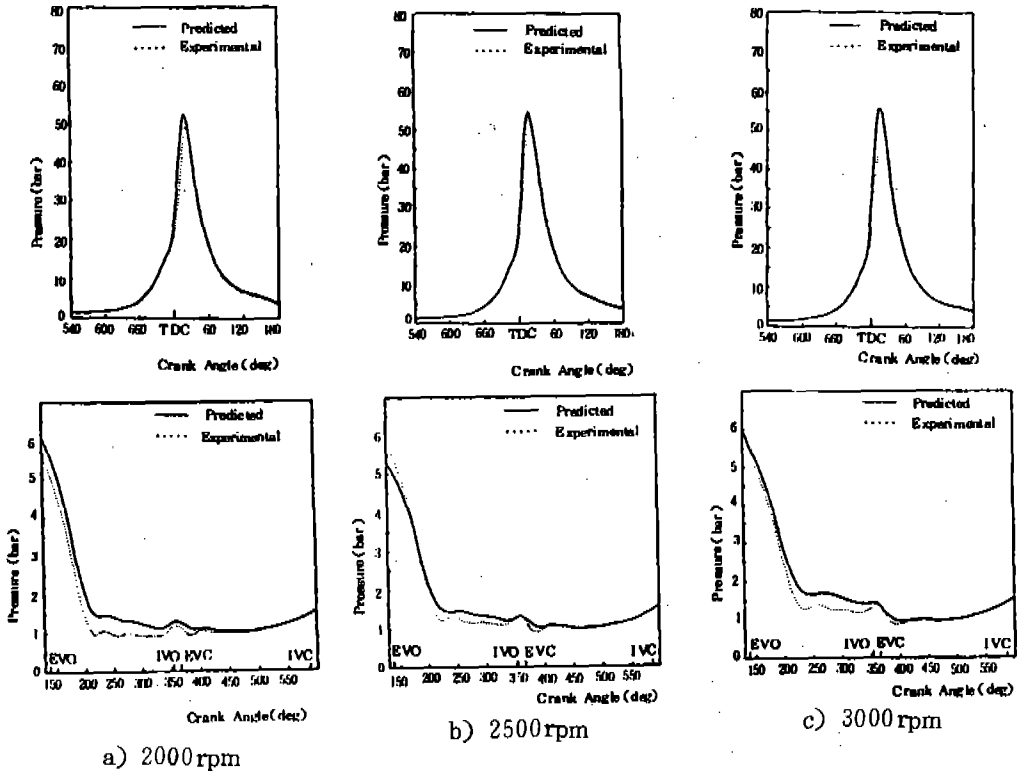


Fig. 2 The Effect of Engine Speed on the Pressure-Crank Angle Diagram (+100mmHg, Stoichiometric, MBT).

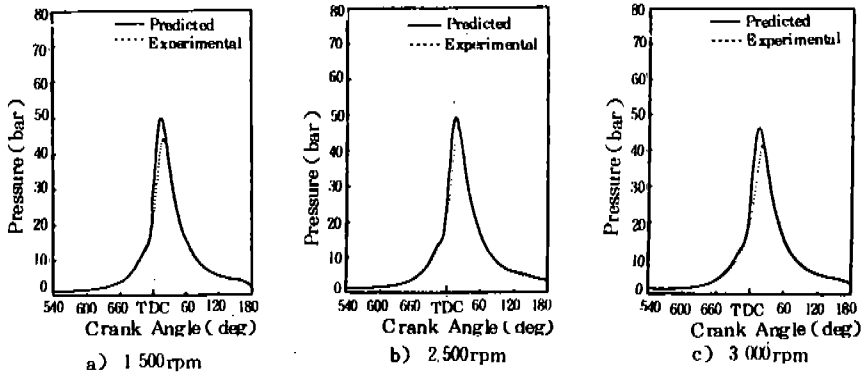


Fig. 3 The Effect of Engine Speed on the Pressure-Crank Angle Diagram(0mmHg, Stoichiometric, MBT).

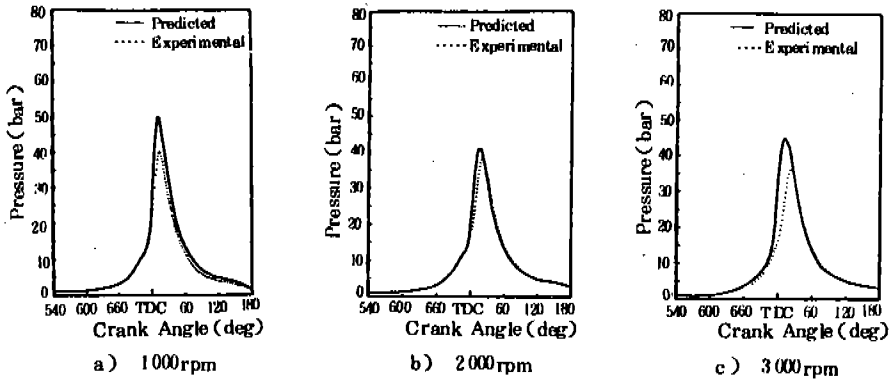


Fig. 4 The Effect of Engine Speed on the Pressure-Crank Angle Diagram(-100 mmHg, Stoichiometric, MBT).

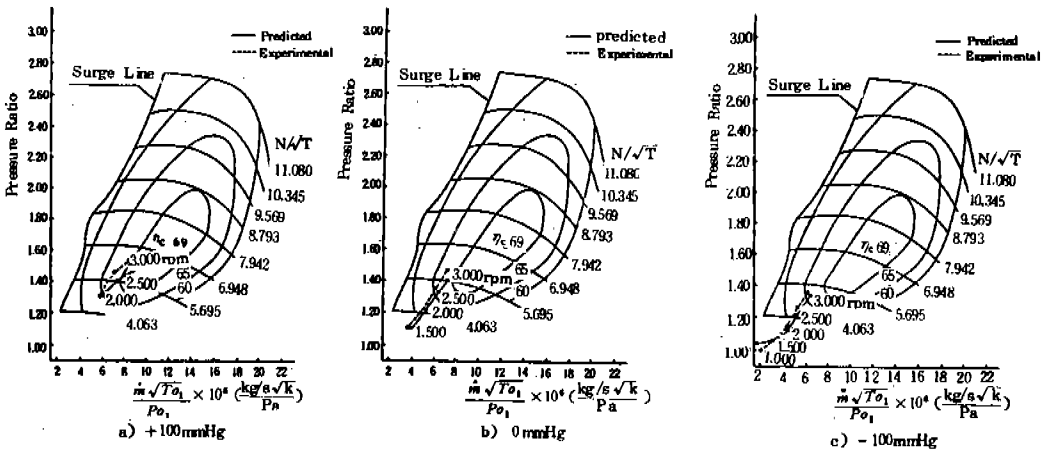


Fig.5 Compressor Characteristics (Stoichiometric, MBT)

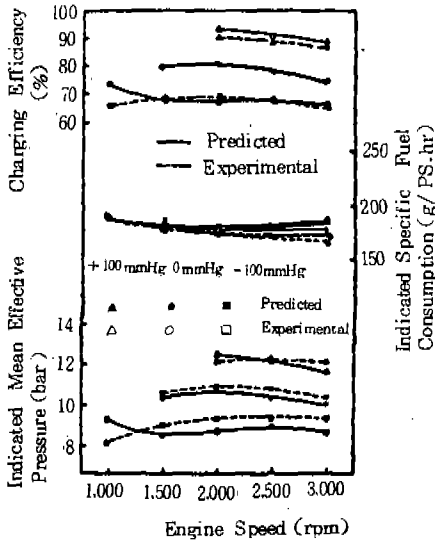


Fig. 6 The Effect of Engine Speed on the Engine Performance (Stoichiometric, MBT)

切히 나타내지 못하고 있는데 起因하는 것으로 생각된다. 卽 亂流強度의 補正係數가 +100 mmHg인 境遇에 대하여 選定된 값이므로 基準運轉條件에서 많이 벗어날수록 燃燒過程의 豫測에 보다 큰 誤差를 나타내게 되는데 起因한다.

Fig. 5는 各 吸氣管 壓力에 대하여 機關回轉速度를 變化시킨 境遇의 壓縮機 性能特性을 表示하며 그림에서 나타난 바와 같이 壓縮機 性能特性의 變化傾向은 實驗結果와 大體로 잘 一致하고 있으며 따라서 本研究에서 사용된 시뮬레이션 모델은 주어진 機關에 대한 壓縮機의 適合性檢討 (Matching)에 適切하게 使用될 수 있을 것으로 생각된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 吸氣管 壓力과 機關回轉速度의 變化에 따른 圖示平均有效壓力, 充填效率 및 圖示燃料消費率等 機關性能因子와 排出가스의 組成의 變化를 豫測한 값을 實驗값과 比較하여 圖示한 것이다. 充填效率는 1000 rpm을 除外한 大部分의 運轉條件에서 實驗값과 3%以內의 差異로 豫測할 수 있었다. 圖示燃料消費率은 3000 rpm, -100 mmHg의 運轉條件을 除外하고는 實驗값보다 1~7% 정도 높게 豫測되었으며 圖示平均有效壓力의 豫測값은 大部分의 運轉條件에 걸쳐 實驗

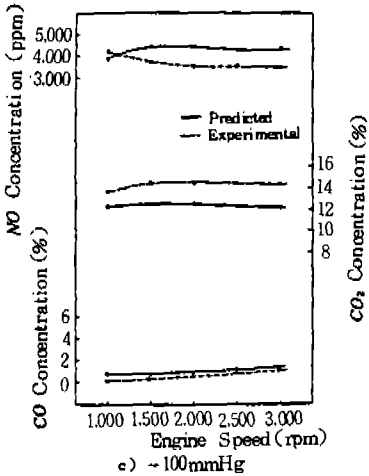
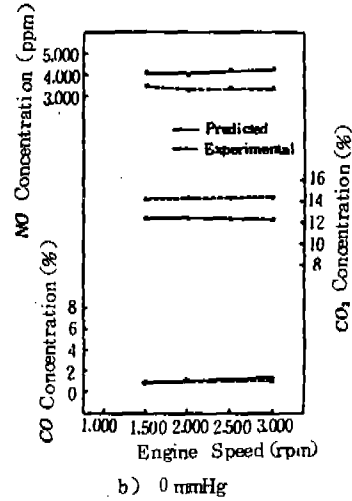
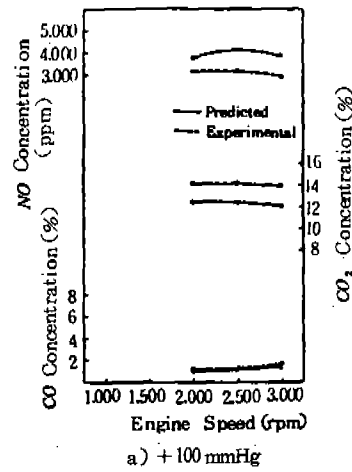


Fig. 7 The Effect of Engine Speed on the Exhaust Emission (Stoichiometric, MBT)

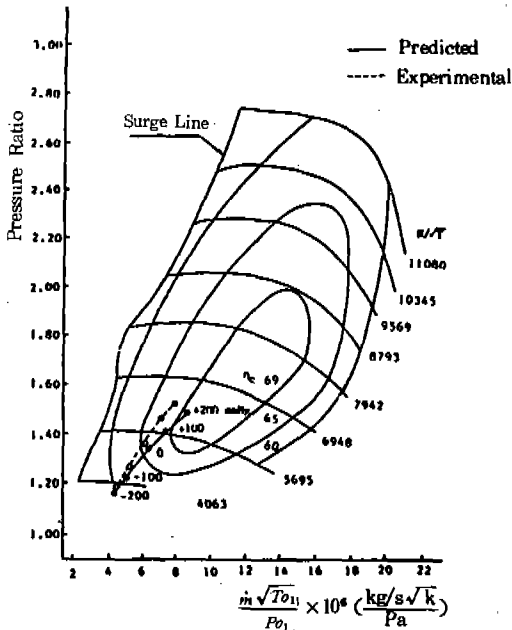


Fig. 8 Compressor Characteristics (2500 rpm, Stoichiometric, MBT)

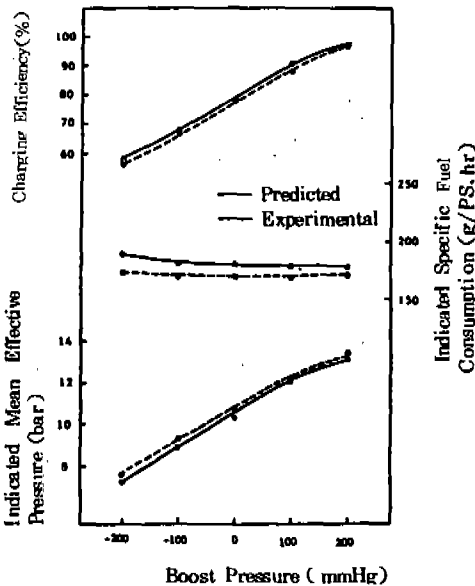


Fig. 9 The Effect of Boost Pressure on the Engine Performance (2500 rpm, Stoichiometric, MBT)

값보다 약간 낮게 예측되었다. 이는 Fig. 2 ~ Fig. 4의 指壓線圖에 나타난 바와 같이 負의 일로 作用하는 上死點 以前の 燃燒過程初期의 實驗값과 豫測값 間의 不一致 및 膨脹過程

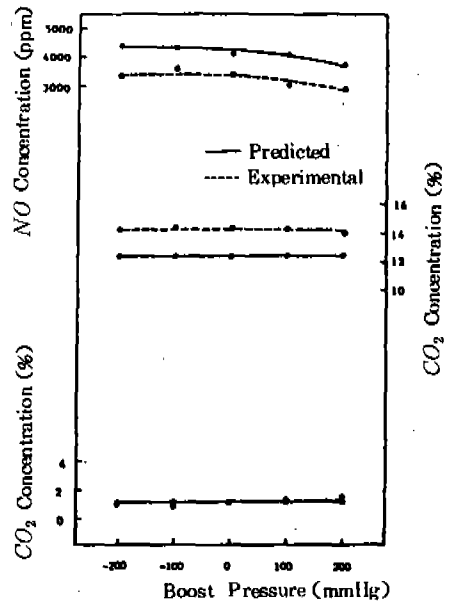


Fig. 10 The Effect of Boost Pressure on Exhaust Emission

部에서의 不一致에 起因한다. 排出가스 中 Benson 等の 經驗式을 利用하여 計算한 CO 濃度の 豫測값은 機關回轉速度 및 吸氣管 壓力의 變化에 대하여 實驗값과 잘 一致하였으며 CO₂의 境遇는 實驗값보다 2%程度 낮은 값을 豫測하고 있다. 이것은 CO₂의 濃도가 完全히 平衡을 이루는 것으로 假定하였기 때문으로 생각된다. NO의 境遇 實驗값과 豫測값 兩者 모두에서 理論 燃料-空氣 混合比에서는 機關回轉速度 및 吸氣管 壓力의 變化에 대하여 거의 影響을 받지 않는 것으로 나타났으며 NO의 濃도는 實驗값 보다 600~1000 ppm 程度 높게 豫測되었다. 一定 燃料-空氣 混合比의 境遇 NO의 濃도에 가장 큰 影響을 미치는 것은 실린더內의 最高壓力과 溫度 및 火炎速度이며 本 研究의 境遇 指壓線圖에서 나타난 最高壓力의 差異에 關係없이 大部分의 運轉條件에서 NO가 높게 豫測되는 것으로 미루어 실린더 最高溫度가 實際보다 높게 計算되어 NO 濃도가 實驗값보다 높게 豫測된 것으로 생각된다. 또한 燃燒初期의 壓力上昇이 計算에 의한 境遇가 實驗에서보다 빠르게 일어나고 있으며 이는 火炎速度가 實際보다 빠르게 計算되

고 있기 때문이라 생각되며 따라서 NO가 解離되는 時間이 充分하지 못하게 되는것도 NO를 높게 豫測하는 原因의 하나로 推定된다. 그러므로 NO 濃度の 보다 正確한 豫測을 위하여는 보다 正確한 熱傳達常數의 選定과 함께 火災의 傳播를 보다 正確히 나타낼 수 있는 燃燒모델의 使用이 要求된다.

Fig. 8은 基準運轉條件인 機關回轉速度 2500 rpm, 理論 燃料-空氣 混合比에서 吸氣管 壓力을 -200 mmHg에서 +200 mmHg 까지 變化시킨 境遇의 壓縮機 性能特性曲線上的 變化를 表示하고 있으며 Fig. 9와 Fig. 10은 機關性能 因子들과 排出가스의 組成을 各各 表示한다. 壓縮機 性能特性的의 경우 實驗에 나타난 變化 傾向을 잘 豫測하고 있으며 定量的으로도 가깝게 接近하고 있다. 充填效率의 豫測값은 全 吸氣管 壓力에 걸쳐 實驗값과 잘 一致하고 있으며 圖示燃料消費率은 全般的으로 實驗값보다 높게 豫測되고 있다. 充填效率가 實驗값과 잘 一致하는 反面 圖示燃料消費率은 높게 豫測되고 있으므로 圖示平均有效壓力은 4% 以內的 誤差範圍內에서 實驗값보다 多少 낮게 豫測되었다. 排出가스 組成中 CO의 境遇는 實驗값과 잘 一致하고 있으며 CO₂의 豫測값은 實驗값보다 2% 程度 낮게 豫測되고 있다. NO의 境遇는 다른 機關回轉速度에서와 마찬가지로 實驗값보다 높은 값을 나타내고 있다.

4.2 當量比의 影響

Fig. 11은 機關回轉速度 2500 rpm, 吸氣管 壓力 +100 mmHg, 點火時期 20° BTDC인 運轉條件에서 當量比를 0.8 부터 1.3 까지 變化시킨 境遇의 圖示平均有效壓力, 充填效率 및 圖示燃料消費率의 變化를 나타내고 있으며 Fig. 12는 排出가스의 組成을 圖示한 것이다. Fig. 11에 表示된 바와 같이 充填效率는 當量比의 變化에 따라 크게 變化하지 않으며 全般的으로 實驗값과 거의 一致하고 있다. 圖示燃料消費率의 境遇는 實驗값보다 4~8% 程度 높은 값을 豫測하였다. 圖示平均有效壓力은 實驗값과 豫測값 兩者 모두 當量比 1.1附近에서 最大값을 나타내고 있으며 當量比의 全 領域에 걸쳐 4.5% 以內的 正確度로 豫測되었다. 排

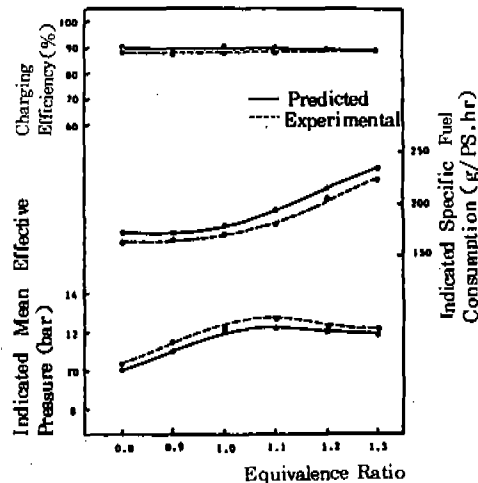


Fig. 11 The Effect of Equivalence Ratio on the Engine Performance (2500 rpm, +100 mmHg, 20° BTDC)

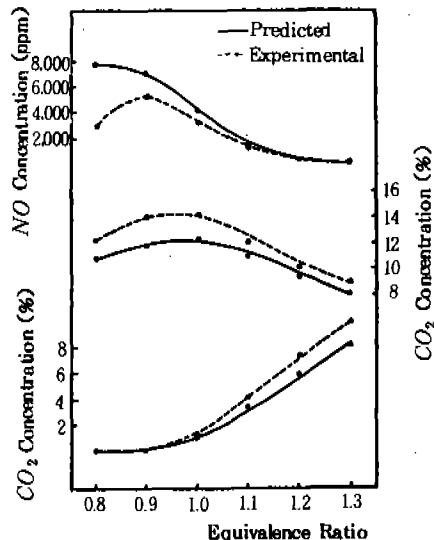


Fig. 12 The Effect of Equivalence Ratio on the Exhaust Emission (2500 rpm, +100 mmHg, 20° BTDC)

출가스 組成中 CO의 境遇는 實驗값에 상당히 接近하고 있으나 가장 濃厚한 境遇인 當量比 1.3에서 1.7% 程度 낮게 豫測되고 있다. CO₂의 境遇는 앞의 境遇에서와 마찬가지로 實驗값보다 多少 낮은 값이 豫測되었으며 NO는 理論 混合比보다 濃厚한 領域에서는 實驗값에 상당히 接近하고 있으나 稀薄한 領域에서는 差異를 보이고 있다. 이는 稀薄한 領域에서 NO 濃도에 敏感한 影響을 미치는 실린더 最高壓力과 溫度가 實際보다 높게 豫測되었기 때문으로 생각되며 이의 改善을 위하여는 보

다 正確한 燃燒모델의 使用과 熱傳達 常數의 選定이 要求된다.

4.3 點火時期의 影響

Fig. 13과 Fig. 14는 機關回轉速度 2500rpm, 吸氣管 壓力 +100mmHg, 當量比 1.0의 運轉條件에서 點火時期의 變化에 따른 機關性能과 排出가스 組成을 實驗값과 豫測값을 比較

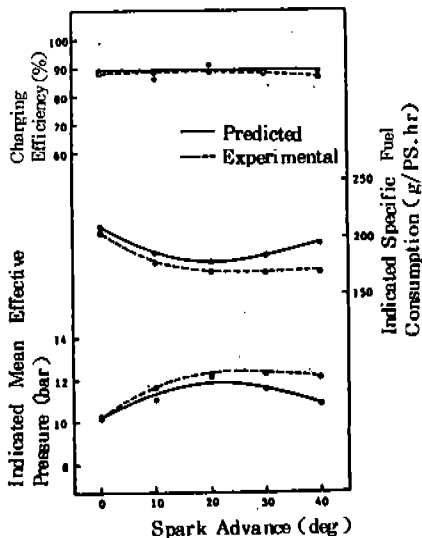


Fig. 13 The Effect of Spark Advance on the Engine Performance(2500 rpm, +100 mmHg, Stochiometric)

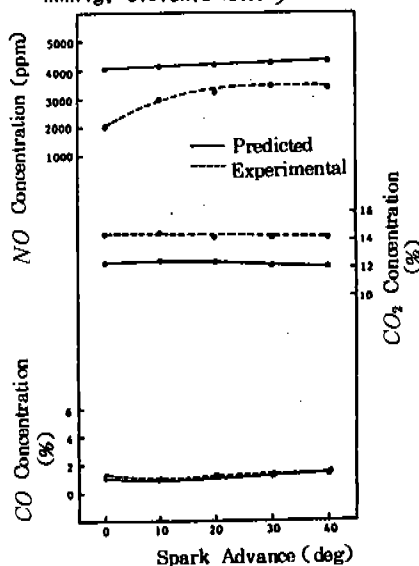


Fig. 14 The Effect of Spark Advance on the Exhaust Emission(2500rpm, +100mmHg, Stochiometric)

하여 나타낸 것이다. 充填效率는 點火時期의 變化에 대하여 實驗값과 豫測값이 모두 큰 變化를 보이지 않으며, 兩者가 比較的 一致하고 있다. 圖示平均有效壓力는 點火時期를 크게 前進시킨 境遇 圖示燃料消費率이 實驗값보다 높게, 따라서 圖示熱效率가 낮게 豫測되어 이 範圍에서 圖示平均有效壓力의 豫測값도 實驗값과 比較的 큰 差異를 보이고 있다. 排出가스 組成에 대한 豫測의 正確度는 앞서의 境遇와 마찬가지로의 正確度를 가지고 豫測되었으나 點火時期 變化에 따른 NO 濃度의 變化는 특히 點火時期 0° BTDC에서 實驗값과 豫測값이 큰 差異를 나타내고 있다. 보다 正確한 NO 濃度의 豫測을 위해서는 點火時期를 包含한 廣範圍한 運轉條件에 대하여 燃燒 및 膨脹過程 中の 실린더內 狀態變化를 보다 正確하게 豫測하는 것이 必要할 것으로 생각된다.

5. 結 論

터보過給 4氣筒 4사이클·가솔린 機關의 性能과 排氣組成을 豫測하기 위하여 실린더內 過程과 吸·排氣系統에서의 流動을 計算하는 프로그램을 開發하였으며 各種 運轉條件에서 機關의 性能과 排氣가스의 組成을 豫測하고 實驗값과 比較하여 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 簡單한 實驗을 통하여 스토크밸브 開度의 函數로 求한 氣化器 抵抗係數와, 製作社에서 提供한 定常流動의 境遇의 過給機 特性曲線을 利用하여 非定常狀態의 管流動을 計算한 結果 실린더內로 流入된 混合氣의 質量流量을 나타내는 充填效率와 壓縮機 特性曲線上의 性能의 變化를 잘 豫測할 수 있었다.

(2) 실린더內 燃燒過程에 關係되는 實驗常數인 亂流強度의 補正係數와 熱傳達常數는 特定한 한個의 基準運轉條件에서 實驗의으로 얻은 指壓線圖로부터 決定하여 다른 運轉條件에 適用하였으며 이 結果 基準運轉條件으로부터 크게 벗어난 境遇를 除外한 大部分의 運轉條件에서 豫測된 指壓線圖, 圖示平均有效壓力, 圖示燃料消費率은 實驗結果와 比較的 一致하였다.

(3) 排氣가스中 CO의 豫測값은 全 運轉條件에 걸쳐 實驗값과 잘 一致하였으며 平衡熱力學만을 使用하여 豫測한 CO₂ 濃度の 境遇도 2%以內的 差異로 豫測할 수 있었다. NO의 濃度は 實驗값보다 多少 큰 값이 豫測되었다.

(4) 보다 正確한 NO濃度の 豫測은 실린더內 壓力 및 溫度變化를 보다 正確하게 豫測하는 것과 關聯되며 이를 위하여는 廣範圍한 運轉條件에 대하여 火炎의 傳播를 보다 正確히 나타낼 수 있는 燃燒모델에 關한 研究와 熱傳達係數의 正確한 選定이 要求된다.

後 記

本 研究는 韓國科學財團의 1986年 目的基礎 研究費 支援에 의하여 遂行되었으며 이에 深甚한 謝意를 表한다.

參 考 文 獻

1. R.S. Benson, W.J.D. Annand, P.C. Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder 4-Stroke Cycle S.I. Engine", *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 17(2), pp.97-124, 1975.
2. 俞炳澈, 崔英惇, 李秉海, 尹健植, "4氣筒 4사이클 스프라크 點火機關의 性能 및 排氣組成 豫測에 關한 研究", *韓國自動車工學會誌* 10(4), pp. 39-56, 1988.
3. D.K. Kuehl, "Laminar-Burning Velocities of Propane-Air Mixtures", 8th International Symposium on Combustion, pp.510-521, 1962.
4. H.B. Mathur, M.K.G. Babu, K.S. Reddi, "A Thermodynamic Simulation Model for a Methanol Fueled Spark Ignition Engine", SAE 830333, 1983.
5. G.G. Lucas, E.H. James, "A Computer Simulation of a Spark Ignition Engine", SAE 730053, 1973.
6. J.H. Lienetch, "A User's Guide to the New General Motors Research Laboratories

- Single-Cylinder Engine Simulation Program", GM Report EN-175, 1980.
7. W.J.D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, vol.177, pp.973-996, 1963.
8. R.S. Benson, R.D. Garg and D. Woollatt, "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems", *Int. J. Mech. Sci.*, vol.6, pp.117-144, 1964.
9. 尹健植, 俞炳澈, "單氣筒 4사이클 스프라크 點火機關 吸·排氣過程의 시뮬레이션", *自動車工學會誌* 7(1), pp. 24-34. 1985.
10. R.S. Benson, P.C. Baruah, Ir. R. Sierens, "Steady and Non-Steady Flow in a Simple Carburetter", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, vol.188, pp.537-548, 1974.
11. 俞炳澈, 李正鉉, "4氣筒 4사이클 스프라크 點火機關 吸·排氣系統의 流動에 關한 研究", *自動車工學會誌* 10(1), pp. 63-71. 1988.
12. R.S. Benson, D. Woollatt, W.A. Woods, "Unsteady Flow in Simple Branch Systems", *Proc. Instn. Mech. Engrs.* vol.178, pp.24-49, 1963.
13. R.S. Benson, R.D. Garg, W.A. Woods, "Unsteady Flow in Pipes with Gradual or Sudden Area Changes", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, vol.178, pt.3I (iii), pp.1-23, 1963-64.
14. R.S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", vol.1, pp.479-570, Clarendon Press, Oxford, 1982.
15. C.W. Vickland, F.M. Strange, R.A. Bell and E.S. Starkman, "A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines", *SAE Trans.*, vol.70, pp.785-795, 1962.
16. R.S. Benson, P.C. Baruah, "Performance and Emission Predictions for a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine", *Proc.*

- Instn. Mech. Engrs., vol.191, pp.339-354, 1977.
17. P.C. Baruah, R.S. Benson, S.K. Balouch, "Performance and Emission Predictions of a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine with Exhaust Gas Recirculation", SAE 780663, 1978.
 18. R.N.Noyes, "Analytical Prediction of Discharge Coefficients for Engine Poppet Valves", GM Report-3376, 1980.