

自動車用 機關의 設計論

—Squish를 가지는 燃燒室에 대하여—

The Design Theory of Automobile Engine —for Combustion Chamber with Squish—

李 成 烈*

Lee, Seong youl

1. 緒 論

自動車用機關은 自動車の 心臟과 같은 役割을 하고 있지만 어디까지나 自動車の 一部分이며 機關自體로서 單 有效한 일을 할 수는 없다.

自動車用機關의 計劃을 하는데 있어서의 目標과 그것에 關聯된 要素를 생각하면

- (1) 高性能일 것
- (2) 우수한 機能을 가질 것
- (3) 충분히 無害일 것

등의 3가지가 目標로 되는 것으로 생각한다.

(1)의 高性能을 추구하는데 있어서는 比出力, 燃料消費率 및 良好한 應答性이 重要な 要素가 된다. 이 중 應答性의 問題는 燃料供給機構와 調速機등의 機能의 要素에 깊은 關連이 있다.

그리고 耐久性, 信賴性整備點檢의 無用性등은 (2)의 우수한 機能을 保障하기 위한 가장 重要的 背景으로 된다.

또한, 振動과 騒音이 없이 靜肅한 것은 (3)의 無害性의 目標과 關連하는 重要的 要素이다. 排出가스의 無害化가 自動車에 의한 公害防止의 立場에서 重要的 要素로 되어 있는 것은 이미 알고 있는 바이다. 그리고 이 排出가스의 淨化의 問題는 性能向上을 위한 比出力 增大의 方向에 대하여 이것을 방해하는 귀찮은 存在이다.

이들 問題를 解決하고 우수한 機關을 設計하는데 있어서는 하나하나의 項目에 대하여 그 本質을 충분히 理解하고 지금까지의 經驗을 토대로 하여 改良해 나가는 길 밖에는 없을 것이다. 그리고 各各의 系統, 즉 燃燒

室, 크랭크軸, 실린더블록, 冷却系統등이 서로 有機的인 關連을 가지고 있으므로 이들을 잘 配置하여 機關全體로서 調和가 이루어지도록 하는 것이 重要하다. 또한 設計에 있어서는 製作에 대하여 큰 考慮를 하지 않으면 안된다. 이것은 어떠한 機械에 대하여도 마찬가지지만 특히 自動車用機關의 경우는 量産이라는 點에 重點이 주어져야 하므로 製作을 容易하게 할 수 있도록 設計해야 할 것이다.

以上은 機關設計一般에 關한 것이다.

自動車用機關設計에 關한 執筆을 위촉받았으나 機關全般에 關한 設計論을 편다는 것은 制限된 紙面과 時間으로는 도저히 無理이므로 機關의 心臟部라고 할 수 있는 燃燒室에 대하여, 특히 squish를 가지는 燃燒室에 대한 設計計劃을 하는데 있어서 squish의 問題를 合理的으로 考慮에 넣기 위해서는 squish velocity에 關한 特性을 明確히 해야 하기 때문에 이것을 中心으로 論하고자 한다.

2. 燃燒室

燃燒室은 피스톤이 上死點근방의 위치에 있을때의 실린더 內部の 空間을 形成하는 部分을 말하며 機關에 供給된 燃料과 空氣는 主로 이 部分의 空間에서 燃燒하여 化學에너지를 熱에너지로 變換해서 실린더內 가스壓력을 上昇시키는 場所이다.

燃燒室의 設計에 있어서는 化學에너지를 效率 좋게 熱에너지로 變換하는 것이 第1의 問題가 되지만 이것을 하기 위해서는 短時間內에 完全燃燒를 시킬 것과 熱損失을 방지하는 것이 重要하다. 그런데 完全燃燒를 시키기 위한 條件과 熱損失을 적게 하는 條件이 一致하지 않는다는 點도 있다. 또한 노크등의 異常燃燒가 일어나

* 正會員, 成均館大學校 理工大學

지 않도록 考慮해야 할 것이다.

最近까지는 最高의 效率과 最高의 出力을 얻는 것이 目標였지만 自動車의 排出가스에 의한 公害問題가 重視되고서부터는 出力을 犧牲하더라도 完全한 燃燒가 얻어지는 設計에 重點을 두고 있다.

먼저, 短時間內에 燃燒시킨다는 條件은 여러가지 複雜한 內容을 포함하고 있다. 燃燒時間이 짧을수록 좋으나 하면 實際에는 그렇지 않으며 너무 짧으면 실린더內에 衝擊波를 發生하여 燃燒騒音を 發生하기도 하고 경우에 따라서는 피스톤과 燃燒室壁등에 機械的인 損傷을 發生할 수도 있을 것이다. 노크라는 異常燃燒은 이 燃燒時間이 顯著하게 짧기 때문에 일어나는 現象이다.

正常燃燒에서 燃燒時間을 支配하는 設計上의 要素로서는 燃燒室의 길이와 燃燒가 시작하는 點과의 關係 및 燃燒室內의 가스流動을 들 수 있다. 그러나 熱損失을 적게 한다는 立場에서 보면 이 가스流動은 그다지 바람직한 것이 못된다.

그러나 이와같은 條件은 實際에 있어서는 壓縮比의 決定, 吸排氣밸브, 點火플러그의 配置, 피스톤과 실린더헤드의 加工上의 制約등으로 完全히 滿足시키기에는 매우 어려운 問題이다.

그러므로 이와같은 밸브, 點火플러그 등의 配置와 燃燒室모양과의 關係에 대한 檢討를 하기로 한다.

3. 吸排氣밸브의 配置와 燃燒室모양

밸브의 配置는 吸排氣밸브가 모두 실린더헤드에 설치되는 것, 즉 OHV형(over head valve, valve in head combustion chamber), 실린더헤드와 실린더 측면에 설치하는 것, 즉 F형(F-head chamber), 吸排氣밸브 모두 실린더 측면에 설치하는 것, 즉 L형(L-head chamber)의 3種類로 分類된다.

OHV형은 Fig. 1과 같이 吸氣밸브와 排氣밸브가 크랭크軸의 中心線에 並行으로 설치되어 있는 것과 Fig. 2와 같이 크랭크軸의 中心線에 直角方向으로 설치되는 것으로 다시 分類된다. Fig. 1의 것은, 性能上 Fig. 2의 것보다 制約이 많지만 吸氣, 排氣系統을 같은쪽에 놓을 수가 있어서 이 點으로는 自動車用으로 便利하다. 이것에 대하여 Fig 2의 것은 吸氣系統과 排氣系統이 실린더의 양쪽으로 나누어지지만 燃燒室의 모양을 理想에 가까운 것으로 하는 것이 可能하며 또한 吸排氣系統의 가스流動의 慣性을 利用하여 吸入效率의 向上을 기할 수 있고 一般으로 比出力을 크게 하는데 重點을 들 수 있

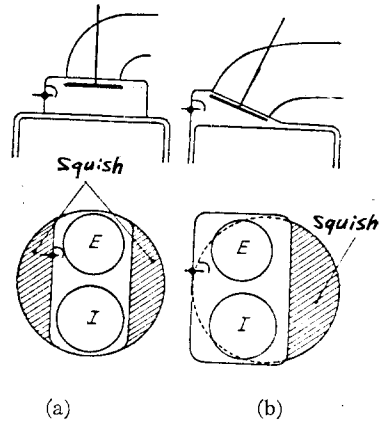


Fig. 1. Valve in head Combustion chamber

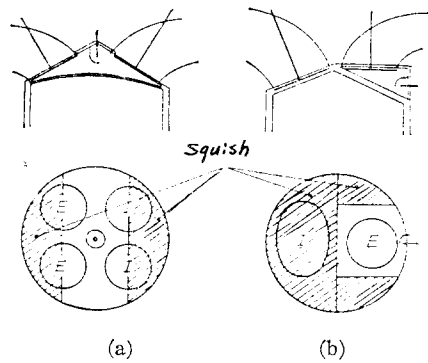


Fig. 2. Valve in head Combustion Chamber

는데 사용되는 形式이라 할 수 있다.

Fig. 1의 (a), (b)는 어느 것이나 自動車用의 가솔린 機關의 燃燒室로서 널리 사용되는 모양이며 피스톤이 上死點에 近接함에 따라 피스톤헤드와 燃燒室壁 사이에 생기는 squish에 의하여 壓縮끝 부근에서 燃燒室內에 강한 가스流動이 생겨, 安定하고 良好한 燃燒가 넓은 運轉條件下에서 얻어지는 것이 특징이다. 그림에 表示하는 바와 같이 點火플러그의 위치는 排氣밸브에 가까운 쪽에 설치하는 것이 노크방지에 有利하다. 이 경우, squish area의 크기를 어떻게 決定할 것인가 하는 것이 重要하다. 이 部分의 面積이 너무 적으면 燃燒에 問題가 생기지만 이 部分의 燃燒가스는 피스톤 上面과 燃燒室壁 사이에 끼여서 冷却되기 때문에 不完全燃燒을 한다 그러나 이 冷却作用이 노크방지의 作用을 가지고 있어서 높은 壓縮比의 採用을 可能하게 하고 있다.

Fig. 2의 경우도 斜線을 한 部分이 squish area이다. (a)의 4 밸브식의 球形燃燒室은 특히 高速高出力을 기

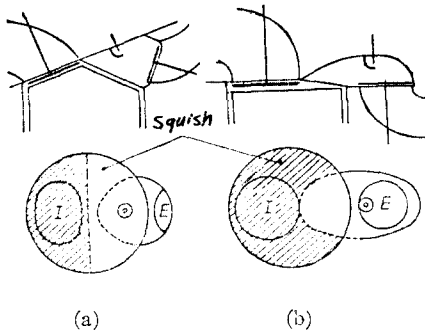


Fig. 3. F-head chamber

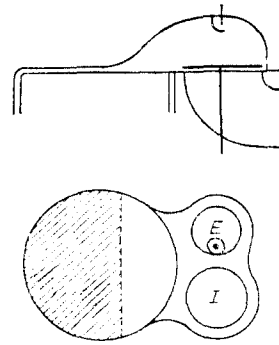


Fig. 4. L-head chamber

도하는 경우에 사용되는 것이며 點火플러그의 위치는 燃燒室천정 중앙에 설치한다.

Fig. 2의 (b)의 경우는 매우 큰 squish area를 얻을 수가 있어서 上死點을 지나 最後에 燃燒하는 部分의 가스, 즉 eud gas에 대하여 冷却面의 作用을 한다. 즉 quenching area로서 노크發生을 방지하므로 높은 壓縮比의 採用을 可能하게 한다.¹⁾ 또한, squish area를 크게 취할 수 있으므로 低速, 低負荷의 運轉狀態에서도 충분한 亂流를 確保할 수가 있어서 安定한 燃燒를 얻을 수 있다.

Fig. 3은 F형의 밸브配置의 例이다. (a)의 경우는 squish area 斜線으로 表示한 바와같이 크게 취할 수 있다. 또한 點火플러그는 燃燒室中央에 설치할 수 있고 squish는 이 點火플러그를 向하여 壓出된다. (b)의 경우는 吸排氣밸브의 軸이 실린더 中心線과 平行한 경우이다. 이 형식의 특징은 吸氣밸브의 지름을 크게 할 수가 있지만 밸브機構가 複雜하다. 밸브機構가 複雜하게 되는 樞柱를 치루면서 까지 이 形式을 採用할 만한 性能上의 利點은 認定하기가 어렵지 않을까 생각한다.

Fig. 4는 L형 燃燒室의 一例이다. side valve 식이라고도 말하며 밸브機構가 單純하므로 2次大戰前까지는 自動車用機關의 燃燒室로서 널리 사용되어온 形式이라 한다. 그림에서와 같이 squish area를 크게 취하여 吸排氣밸브 上部의 燃燒室과 피스톤 上部의 squish를 發生하는 部分과의 연결에 適當한 絞縮을 주어, 點火플러그의 위치를 排氣밸브 근방에 選定함으로써 運轉條件의 넓은 범위에 걸친 變化에도 安定된 燃燒를 얻을 수 있다.

그러나 構造上의 制約으로 壓縮比를 높게 취할 수 없는 것과 吸入效率가 다른 形式에 비하여 떨어지므로 最

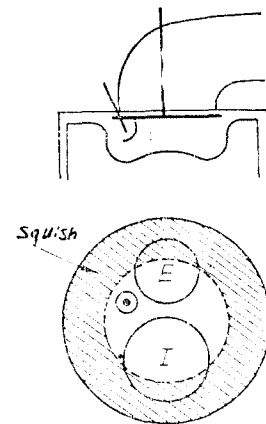
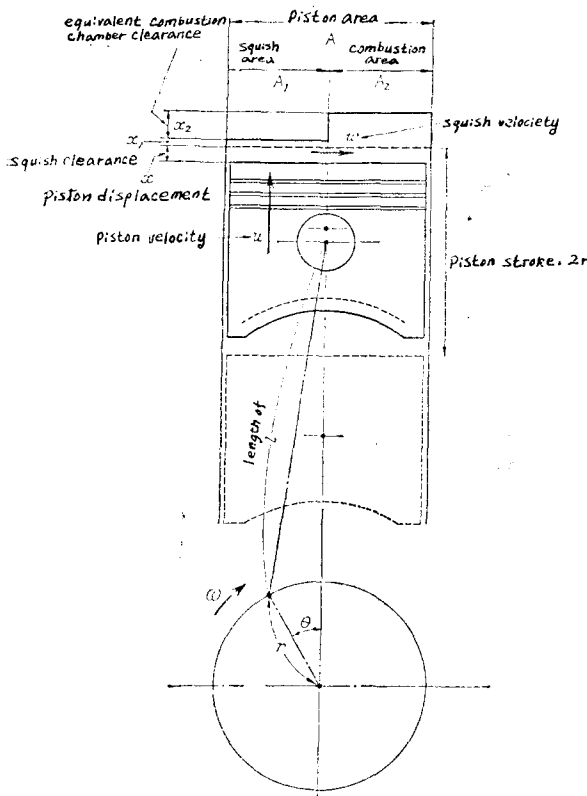


Fig. 5. Valve in head Combustion chamber

近에는 거의 이 形式은 사용되지 않게 되었다.

이와같이 燃燒室의 모양과 特性은 4사이클 가솔린 機關에 있어서는 吸排氣밸브의 配置와 不可分의 關係에 있지만 OHV형의 경우에는 燃燒室을 形成하는 오목한 部分을 실린더헤드에 設置하거나 또는 피스톤頂部에 設置하거나 하는 것이 있다. Fig 1, 2, 3, 4는 어느 것이나 실린더헤드에 오목한 部分을 設置하여 燃燒室을 形成하고 있는 例이다.

이것에 대하여 最近 Fig 5에 表示하는 바와같이 피스톤頂部에 오목한 部分을 設置하여 燃燒室을 形成하는 例를 볼 수 있다. 이와같이 하면 피스톤은 熱的으로 가혹하게 되리라 생각되지만 이와같은 構造로 함으로써 燃燒室容積을 正確하게 加工할 수가 있어 壓縮比의 값을 正確하게 하는 것이 可能하다. 피스톤의 熱負荷를 適當하게 處理할 수 있으면 이와같은 모양은 많은 利點



A: piston area A₁: squish area
 A₂: area of combustion chamber
 w: squish velocity r: crank radius
 θ: crank angle

Fig. 6. Model of Combustion chamber with Squish
 을 가질 것이다.

4. Squish area

이상 말한 바와같이 現在の 自動車機關의 燃燒室에는 어느 것이나 squish area가 취해져 있다.

squish area를 가지는 燃燒室을 Fig 6과 같이 model化하여 생각하기로 한다. 그림에 表示하는 바와같이 piston area A중, squish area를 A₁, 燃燒室에 面한 面積을 A₂, squish clearance, 즉 피스톤이 上死點에 있을 때의 squish area의 틈새를 x₁으로 하고 x를 上死點으로 부터의 피스톤 變位로 한다. 또한 x₂를 燃燒室相當틈새(egeivaleut combustion chamber clearance)라 부르기로 한다.

이와같은 燃燒室에서 壓縮行程의 끝 가까이에서 피스톤이 μm/sec로 움직인다면 squish area의 幅 y의 部分으로부터 w m/sec의 流速으로 混合氣가 燃燒室쪽을 向하여 壓出할 것이다. 이 w의 값이 어느 程度의 값이 되는가 하는 것을 推定하기로 한다.

지금, 실린더內에 있어서의 壓力은 場所에 따라 變化가 적고 실린더內는 항상 均一한 壓力이라 생각한다.

이 假定은 실린더內의 壓力測定, 즉 指壓線圖를 구하는데 있어서도 사용하고 있는 假定이다. 이와같은 假定이 成立한다고 하면 squish are의 容積變化率과 燃燒室部分의 氣의 容積變化率이 항상 같게 되도록 squish velocity w가 定해지는 것으로 생각하면 되므로 微小時間 dt시간 사이에 2部分의 容積變化率에 대한 다음 等式이 얻어진다.

$$\frac{\{A_1\mu - (x_1+x) \cdot y \cdot w\} dt}{A_1(x_1+x)} = \frac{\{A_2\mu + (x_1+x) \cdot y \cdot w\} dt}{A_2(x_1+x_2+x)} \tag{1}$$

이것을 整理하면

$$\frac{w}{\mu} = \frac{A_1 \cdot A_2 \cdot x_2}{y(x_1+x) \{A_1 + A_2\} (x_1+x) + A_2 x_2} \tag{2}$$

(2)式은 squish velocity w가 그때의 피스톤 속도의 몇배가 되는가를 表示한 것이며 x₂ 즉 燃燒室容積을 크게 하면 이 값은 크게 된다. 피스톤 變位 x가 클 때는 이 값은 작게 된다.

數值計算의 便宜를 위하여 이 式을 變形하기로 한다.

A₁=aA로 놓아 A₁+A₂=A이므로
 A₂=(1-a)A로 된다.

또한 Fig 6에서 피스톤헤드와 squish area와의 間隔 (x₁+x)와 相當燃燒室틈새 x₂와의 比를 b로 놓는다. 즉 (x₁+x)/x₂=b로 하여 (2)式을 整理하면 (3)式이 얻어진다.

$$w = \left(\frac{A}{x_2 \cdot y} \right) \cdot \left[\frac{a(1-a)}{b(1-a+b)} \right] \cdot \mu \tag{3}$$

A, x₂, y와 squish area의 面積比를 表示하는 a는 어느 것이나 設計의 諸元에 의하여 決定되지만, b는 피스톤 변위 x의 함수로 되어 있으므로 크랭크角 θ에 따라 變化한다. 또한 피스톤속도 μ도 θ의 함수임은 말할 것 없다.

여기서 피스톤변위 x와 피스톤속도 μ와 크랭크角 θ와의 關係를 實用上 충분한 近似式으로 다음과 같이 表示한다.

Table. 1. Specifition of the engine used as experimental model

Item	Symbol	Specification
Squish area	A_1	22.1cm ²
Combustion chamber area	A_2	22.1cm ²
Piston area	A	44.2cm ²
Squish clearance	x_1	1.9mm
Squish width	y	101mm
Clearance volume	V_2	67.4cc
Stroke volume	V	287cc
Compression ratio	ϵ	4.5
Max. Engine speed	n	3600rpm
Crank radius	r	32.5mm
Con-rod length	l	123mm
Stroke	S	65mm

$$\left. \begin{aligned} x &= r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{1}{4} \left(\frac{r}{l} \right) (1 - \cos 2\theta) \right] \\ \mu &= r \left(\frac{d\theta}{dt} \right) \left[\sin \theta + \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \right) \sin 2\theta \right] \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

여기서 $d\theta/dt$ 는 크랭크軸의 回轉角速度이며 ω 로 표시하면 600rpm 일 때는 $\omega = d\theta/dt = 20$ (rad/sec)로 된다 또한 6000rpm이면 $\omega = 200$ (rad/sec)이다.

Fig. 6에서 壓縮比 ϵ 은 $\epsilon = 1 + \frac{A \cdot 2r}{Ax_1 + A_2(x_2 + x_1)}$ 이므로 r, A, x_1 및 ϵ 의 값을 넣으면 x_2 의 값을 決定할 수 있다.

이상의 式들을 사용하여 數值計算하면 squish velo-

city에 關한 定性的인 關係를 얻을 수 있을 것이다.

그러면, 著者が 計算한 結果를 紹介하면 다음과 같다.²⁾

計算과 實驗에 사용할 機關의 諸元은 Table. 1과 같으며 計算은 600, 1200, 2400, 3600rpm에 대하여 施行하였으며 크랭크角에 대한 피스톤속도는 Table. 2와 같다.

Table. 2에서 보면 上死點前後 크랭크角 1°의 곳에서는 피스톤속도는 매우 느리고 3600rpm에서도 0.27m/sec에 不過하다. 上死點, 즉 $\theta=0$ 에서는 $\mu=0$ 이다.

그런데 上死點의 前後 10°에서는 600rpm일때 0.65m/sec이고 3600rpm에서는 2.68m/sec에 이른다. $\theta=1^\circ$ 의 경우의 約 10倍의 피스톤속도로 된다.

그런데 (2)式으로 計算되는 squish에 의한 squish velocity w 의 피스톤속도 μ 에 대한 倍率은 Table. 3에 表示되는 바와 같이 上死點에 近接할수록 增大되며 $\theta=1^\circ$ 의 곳에서 28倍가 된다.

Table 3은 크랭크 반지름 $r=40$ mm, 피스톤면적 $A=60$ cm², Squish area ratio $a=0.5$, Squish clearance $x=1$ mm, 壓縮比 $\epsilon=9$ 인 경우에 대한 計算例이다

Squish velocity는 크랭크角 10°부근에서 最大의 값을 나타내고 있지만 이것은 後述하는 바와 같이 Squish Clearance x_1 에 따라 Squish velocity의 最大値를 나타내는 크랭크角은 달라진다.

4.1 機關回轉數와 Squish velocity와의 關係

Fig. 7은 Squish Clearance $x_1=1.9$ mm, squish 幅 $y=101$ mm로 했을때의 機關回轉數를 parameter로 한 경우의 크랭크角에 대한 Squish velocity를 나타낸

Table 2. Displacement and velocity of the piston depending on crank angles

Crank angle (θ°)	Piston displacement x (mm)	Piston velocity u (m/sec)			
		600rpm	1200rpm	6400rpm	3600rpm
1	0.0065	0.0449	0.0898	0.1796	0.2695
5	0.1625	0.2247	0.4494	0.8988	1.3487
10	0.650	0.4466	0.8931	1.7862	2.6303
15	1.392	0.6633	1.3266	2.6533	3.9812
20	2.480	0.8715	1.7430	3.4860	5.2307
25	3.815	1.0694	2.1389	4.2779	6.4190
30	5.814	1.2519	2.5038	5.0077	7.5141
40	9.363	1.5756	3.1513	6.3026	9.4570
50	14.098	1.8266	3.6533	7.3067	10.9637
60	19.441	1.9989	3.9979	7.9958	11.9976

Table 3. Squish velocity on crank angles

Crank angle, θ	b	w/u	w (m/sec)			
			600rpm	1200rpm	2400rpm	3600rpm
1	0.056	28.0	1.4	2.8	5.6	8.4
5	0.066	2.33	6.1	12.2	24.5	33.5
10	0.098	14.8	7.7	15.4	30.8	46.2
15	0.150	8.9	6.9	13.7	27.5	41.2
20	0.222	5.4	5.5	10.9	21.9	32.8
25	0.315	3.4	4.3	8.5	16.9	25.4

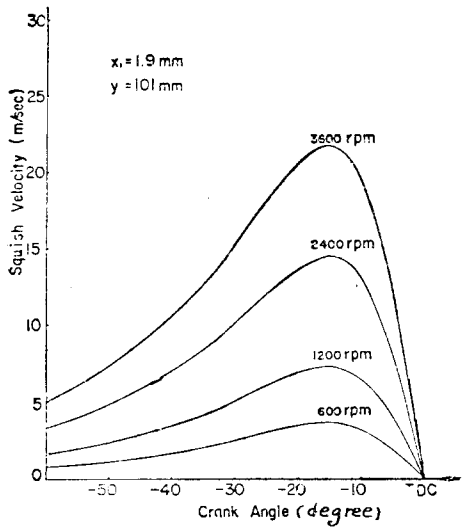


Fig. 7. Relation between the various crank angles and squish velocity with engine speed

다.

Squish velocity는 피스틴이 上死點에 接近함에 따라 增加하여 上死點前 15°에서 peak를 나타내고 그 이후 上死點까지 급격히 減少하여 上死點에서 0이 된다. 그 後 피스틴의 下降에 따라 이와 方向이 反對가 되는 逆 Squish가 發生하며 Squish velocity의 크기는 同一하다.

Fig. 8은 機關回轉數와 Squish velocity의 最大值와의 關係를 나타낸 것이다. 機關運轉速度와 Squish velocity의 最大值와의 關係는 서로 直線的인 比例關係에 있다.

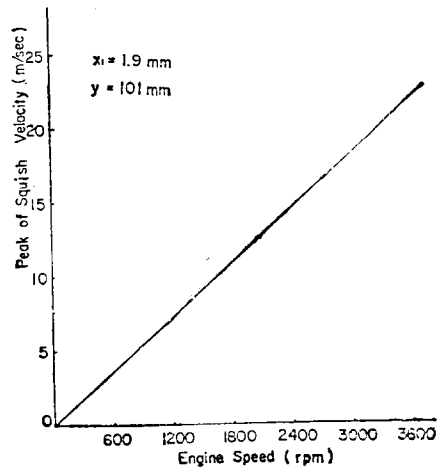


Fig. 8. Relation between the engine speed and peak of squish velocity

4.2 Squish area와 Squish velocity와의 關係

Fig. 9는 3600rpm에서 $x_1 = 1.9$ mm, $y = 101$ mm인 경우의 Squish area ratio와 Squish velocity와의 關係를 나타낸 것이다. 이 경우 parameter로 취한 Squish area ratio $a = \frac{A_1}{A}$ 의 增加에 따라 Squish velocity가 增加함은 當然하다. 그러나 Squish velocity의 最大値는 $x_1 = 1.9$ mm로 취한 Fig 7의 경우와 마찬가지로 Squish area ratio의 大小에 關係없이 上死點前 15°에서 나타난다.

이것으로 보아 Squish area ratio가 Squish velocity의 最大値의 發生時期를 左右하는 要因이 되지 못함을 알 수 있다.

그리고 Fig. 10은 Squish area ratio에 대한 Squish velocity의 最大値와의 關係를 나타낸다.

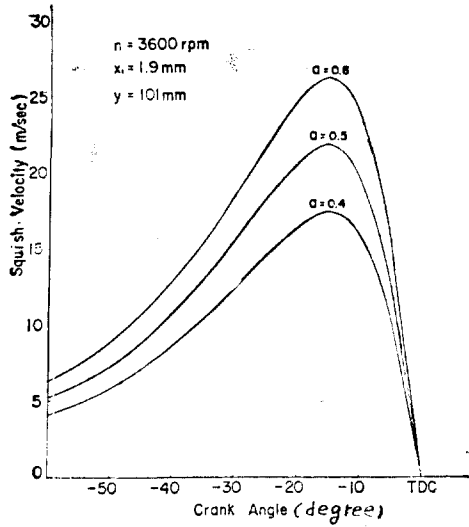


Fig. 9. Relation between the various crank angles and squish velocity with squish area ratio (A_1/A)

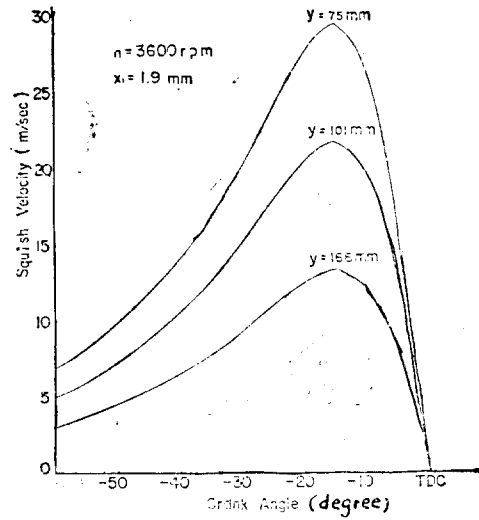


Fig. 11. Relation between the various crank angles and squish velocity with squish width

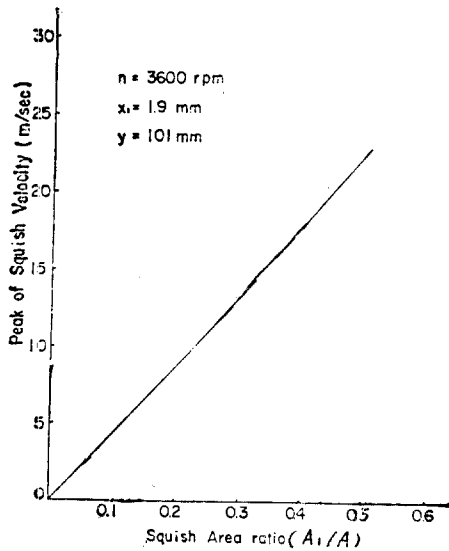


Fig. 10. Relation between squish area ratio and peak of squish velocity

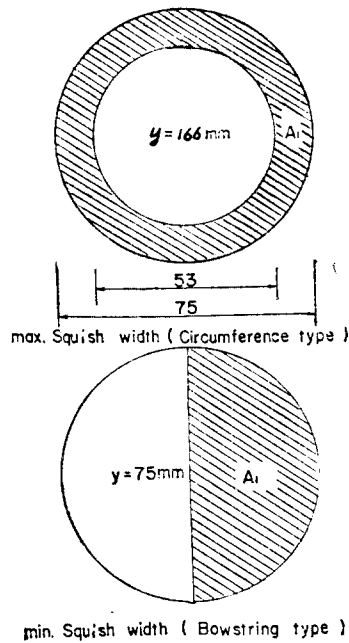


Fig. 12. Maximum and minimum squish width

4.3 Squish width와 Squish velocity와의 關係

Fig. 11은 3600rpm에서 $x_1=1.9\text{mm}$ 인 경우, Squish width y 를 parameter로 취하여 크랭크角에 대한 Squish velocity의 變化를 나타낸 것이다.

Squish width의 增加는 Squish velocity를 減少시키고 있으나 Squish velocity의 最大值는 Squish 幅의 大小에 關係없이 上死點前 15° 에서 發生하고 있다. 이

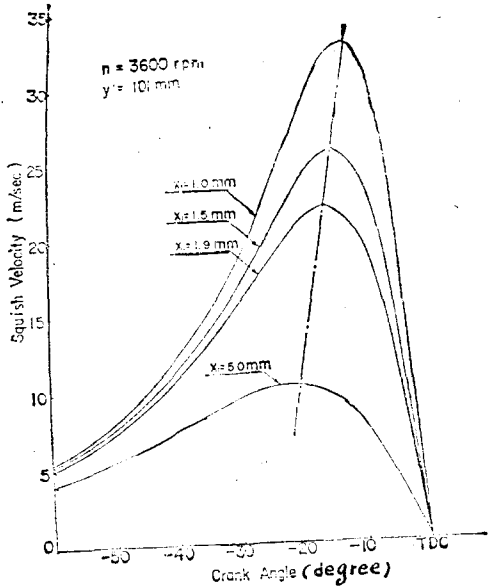


Fig. 13. Relation between the various crank angles and squish velocity with squish clearance

것으로 보아 Squish 幅도 Sbuish velocity의 最大値를 發生하는 時期를 決定지우는 因子로는 되지 못함을 알 수 있다.

그러나 Squish width의 變化에 따라 Squish velocity의 絶對值도 變化하며 $n=3600 \text{ rpm}$ 인 경우, $x_1=1.9 \text{ mm}$, $a=0.5$ 일 때 y 의 最大値, 最小値는 Fig 12와 같이 最小値(弦形) 75mm와 最大値(圓周形) 166mm로 그 領域이 決定된다.

그러므로 Squish velocity의 領域은 機關 運轉速度, Squish Clearance x_1 , Squish area A_1 이 定해질 때 Squish width y 의 最大値와 最小値의 領域안으로 決定된다.

4.4 Squish Clearance와 Squish velocity와의 關係

Squish Clearance x_1 을 $x_1=1.0, 1.5, 1.9, 5.0 \text{ mm}$ 로 한 경우, 크랭크角에 대한 Squish velocity의 變化를 Fig 13에 나타낸다. 이 경우 機關運轉速度는 3600 rpm이고 Squish幅은 101mm이다.

그림에서 보는 바와같이 Squish velocity의 peak는 x_1 이 減少됨에 따라 上死點에 接近하고 反對로 x_1 이 增加됨에 따라 上死點에서 멀어지게 된다. peak의 移動은 그림에 表示한 破線의 傾向으로 나타난다.

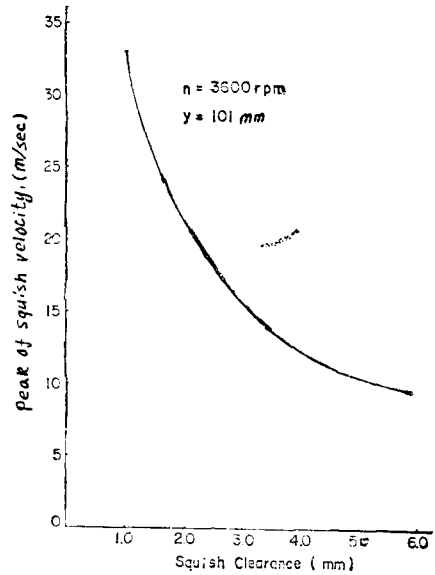


Fig. 14. Relation between the squish clearance and peak of squish velocity

따라서 Squish velocity의 最大値를 發生하는 時期는 Squish Clearance x_1 만의 함수이며 x_1 에 따라 決定에 있된다.

Fig 14는 Squish Clearance와 peak of squish velocity와의 關係를 나타낸 것이며 서로 逆比例하는 關係이다.

以上과 같은 것들은 燃燒가 없는 경우, 즉 motoring 때의 Squish velocity에 대한 著者의 計算結果였으나 平尾³⁾의 燃燒中의 Squish를 다음에 紹介하기로 한다.

5. 燃燒中의 Squish

上死點에 있어서 $w=0$ 로 되고 上死點을 지나면 w 의 方向은 反對로 되어 燃燒室內의 가스는 Squish area를 向하여 流動하게 된다.

이와같이 흐름의 方向이 바뀌었을 때를 負의 符號로 나타내고 $-w$ 로 表示하기로 하고 上死點後까지를 延長하여 Squish velocity와 크랭크角과의 關係를 表示하면 Fig 15와 같이 된다.

Fig 15의 縱軸은 w/rw 인 無次元量으로 하고 있으므로 600rpm, 1200rpm, 2400rpm, 3600rpm의 曲線은 全部 겹쳐져 1개의 曲線으로 表示된다.

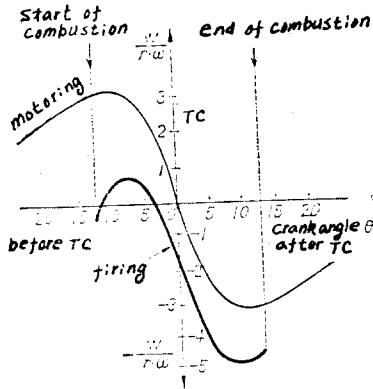


Fig. 15. Relation between the squish velocity and crank angles $r=0.04m$, $A=50cm^2$, $a=0.5$, $x_1=1mm$ $\epsilon=9$

즉, 크랭크 반지름 $r=0.04m$, 機關運轉速度 600rpm, $\omega=20\pi$ 로 하여 이것을 Fig 15의 縱軸의 값에 곱하면 그때의 Squish velocity (m/sec)의 값이 얻어진다. 6000 rpm의 경우는 $\omega=200\pi$ 로 하면 된다.

그런데 實際로 着火運動을 하고 있을 때는 上死點前 10~15° 부근으로부터 燃燒에 의한 壓力上昇이 시작되고 이 때문에 燃燒室로부터 Squish area 쪽으로 가스의 流動이 생겨 Squish velocity를 크게 變化시킬 것이다.

이와같이 燃燒에 의한 영향을 대충 定性的으로 생각하면 上死點前에서는 燃燒에 의한 가스 壓力의 上昇으로 Squish velocity가 低減되고, 上死點以後에서는 逆으로 Squish area 쪽으로의 가스 流動의 도움으로 逆 Squish velocity를 增大시키는 方向으로 作用될 것이다.

이것을 좀 더 定量的으로 檢討하기 위하여 Fig 16에 表示하는 바와같은 실린더內 壓力曲線의 model을 생각하기로 하자.

壓縮시작의 실린더內 壓力은 大氣壓이고, 壓縮比 $\epsilon=9$, 壓縮行程中의 polytrope 지수는 1.3, 燃燒는 上死點을 中心으로 하여 前後 크랭크角으로 25°에서 完了하는 것으로 하고 이 동안의 燃燒에 의한 壓力上昇은 크랭크角에 대하여 直線的이라고 假定하여 나타낸 것이 Fig 16이다.

이와같이 하면 燃燒에 의한 壓力上昇은 上死點前 12.5°의 15ata로부터 시작해서 最高壓力에 도달하는 것은 上死點後 12.5°의 61ata로 된다. 上死點 12.5°에서 燃燒에 의한 壓力上昇은 Fig. 17에 表示하는 바와 같이 點火플러그 부근에서 燃燒가 시작하여 그 部分의 膨脹에

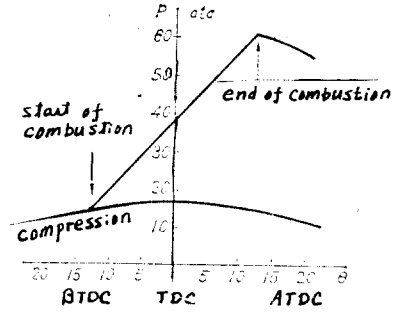


Fig. 16. Model of indicator card

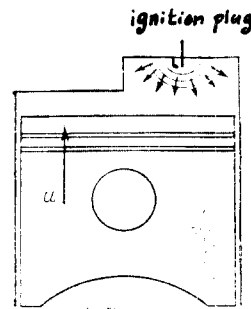


Fig. 17. Start of combustion

의하여 未燃가스는 壓縮되어 壓力이 上昇할 것이다.

즉, 燃燒가 시작하면 上死點에 도달할 때까지는 未燃燒部分은 上昇하는 피스톤과 點火플러그를 中心으로 하여 燃燒를 끝낸 部分의 膨脹에 의하여 壓縮되어 壓力이 直線的으로 上昇하고, 上死點을 지나서 부터는 피스톤은 下降을 시작하여 全體로서는 膨脹을 시작하는데도 不拘하고 燃燒의 進行에 따라 未燃燒部分은 燃燒하고 있는 部分의 膨脹에 의하여 壓縮되어 壓力上昇을 계속한다.

이와같이 未燃燒部分이 燃燒되고 있는 部分의 膨脹에 의하여 壓縮되는 現象을 Fig 18과 같은 model로 생각하여 燃燒에 의한 未燃燒가스의 壓縮을 v 라는 速度로 未燃燒가스를 壓縮하는 假想피스톤으로 바꾸어 놓아 前節에서 motoring의 경우에 대한 Squish velocity를 구한 것과 同一한 方法을 사용하여 Squish area의 容積變化率과 燃燒室의 容積變化率을 같다고 하면 前節의 (1)式에 相當하는 式은

$$\frac{\{A_1 u - (x_1 + x) y w\} dt}{A_1 (x_1 + x)} = \frac{\{A_2 u + A_2 v + (x_1 + x) v \cdot w\} dt}{A_2 (x_1 + x_2 + x - x')} \quad (5)$$

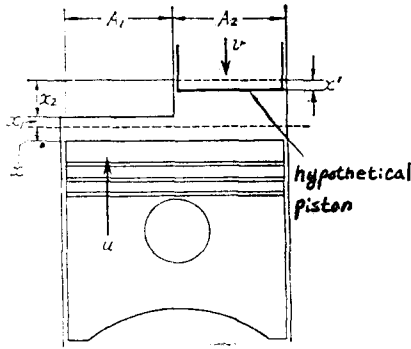


Fig. 18. compression of unburned gasses depend on the burned gasses

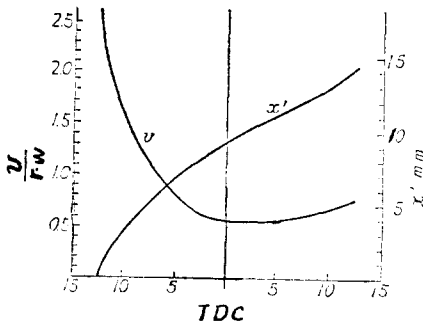


Fig. 19. Displacement and Velocity of the hypothetical piston

로 된다.

여기서 v 는 Fig 18에 表示하는 假想피스톤의 速度이고 x' 는 그 變位이다.

(5) 式을 整理하여 前節의 (3) 式에 相當하는 形으로 하면

$$w = \left(\frac{A}{x_2 y} \right) \cdot \left[\frac{a \left\{ (1-a) \left(1 - \frac{x_1}{x_2} \right) - b(1-a) \frac{v}{u} \right\}}{b \left\{ (1-a) \left(1 - \frac{x_1}{x_2} \right) + b \right\}} \right] \cdot u \quad (6)$$

으로 된다.

이 式에서 $v=0, x_1=0$ 로 놓으면 (3) 式과 同一하게 되며 燃燒가 일어나지 않는 motoring 때의 Squish velocity w 가 구하여진다. 이 v 와 x' 는 燃燒期間以外에는 0으로 된다.

燃燒에 의하여 Fig. 16에 表示하는 壓力上昇이 생기는 v 와 x' 의 값을 구하면 Fig. 19와 같이 된다.

이 값을 사용하여 燃燒期間中の Squish velocity w 를 計算한 것이 Fig. 15의 굵은 曲線이다.

이 그림에서 아는 바와같이 上死點前 12.5°의 곳에서 燃燒에 의한 壓力上昇이 시작하면 w 의 값은 負이다. 이것은 燃燒시작 이전까지 Squish area로부터 가스가 壓出되던 것이 燃燒가스의 膨脹 때문에 가스는 逆으로 Squish area 쪽으로 流入하는 것을 나타낸다. 그러나 그 크기는 매우 작으며 燃燒가 시작하기 直前의 流出速度의 1/10 정도이다. 그 後 피스톤의 上昇에 따라 가스의 흐름의 方向은 다시 變化하여 Squish area로부터 流出되며 上死點前 2~3° 부근에서 다시 w 의 方向을 바꾸어 가스는 Squish area 쪽으로 流入하게 된다.

上死點에 있어서의 流入速度는 6000rpm일 때 50m/sec 정도에 도달한다. 그 後 流入速度는 더욱 增大하여 上死點後 5°로부터 燃燒가 끝나는 12.5°까지는 6000rpm일 때 100m/sec를 超過하는 값으로 된다.

여기서 다시 (5) 式 및 이것을 誘導하는데 사용한 Fig 18의 假想 model은 全燃燒室內의 壓力은 항상 均一하고 Squish area內的 壓力과 燃燒室內의 壓力은 同一하다는 假定下에서 Squish area內的 가스의 容積變化率과 燃燒室쪽의 容積變化率이 항상 같다는 것으로 하여 定式化한 것이다.

이 方法의 前提가 되는 假定, 즉 全燃燒室內의 壓力은 항상 均一한 壓力을 유지하면서 變化한다는 假定을 그대로 두고 다만 生覺하는 方法으로서 Squish area에 相當하는 部分의 壓力과 壓力變化가 크랭크角度 θ 의 함수로 定해진다는 것에 着案하여 Squish velocity를 구하는 式을 誘導하면

$$w = u \frac{A_1}{(x_1 + x) y} - \left(\frac{dp/d\theta}{m \cdot p} \right) \frac{A_1}{y} \omega \quad (7)$$

을 얻는다.

여기서 m 은 polytrope 지수이다.

이 式은 motoring의 경우나, firing의 경우에도 그대로 사용할 수 있는 式이다. 그러나 이 式을 사용해서 w 를 計算할 때는 $dp/d\theta$ 와 p 의 값을 알 必要가 있으며, motoring의 경우는 (3) 式을 사용하는 것이 便利하다. 그러나 燃燒中の w 를 구하는 경우에는 $dp/d\theta = \text{const}$ 이므로 (7) 式은 사용에 매우 便利하다. 이것에 비하여 (6) 式은 x' 와 v 의 算出이 까다롭고 時間을 要하므로 사용이 不便하다.

이와같이 燃燒가 進行되고 있는 期間은 (7) 式을 사용하고 그 以外의 期間 또는 motoring의 경우는 (3) 式을 사용하는 것이 便利하다.

이들 計算式은 처음에 말한 바와 같이 실린더內的

壓력은 측정장소에 따라 변화가 없이 항상 均一한 壓力分布로 되어 있다는 假定에서 成立한다. 그러므로 이와같은 假定에서 Squish velocity를 計算한다는 것은 嚴密히 말하면 矛盾되는 것이다. 그것은 壓力勾配가 없으면 흐름이 생기지 않기 때문이다. 그러나 그 흐름을 發生시키는데 必要的인 壓力勾配가 실린더內의 壓力에 비하여 극히 적다고 하면 실린더內의 場所에 따른 壓力의 差는 省略해서 現象을 論하여도 誤差는 그다지 問題가 되지 않을 것이다 라고 하는 것이 前述한 바와 같은 矛盾을 안고 있으면서도 (6)式과 (7)式을 誘導하여 사용하는 理由이다.

그러나 이와같이 計算해 보면 6000rpm일때는 Squish에 의한 가스流速은 80~130m/sec에 도달한 다는 結果가 되므로 高速運轉의 경우에는 誤差를 어느程度 覺悟하지 않으면 안되는 것으로 생각한다.

이 경우, 그 誤差는 큰 쪽인지, 작은 쪽인지를 판단해야 할 것이다. 즉 w 의 計算値가 實際의 값보다 큰 것인지, 또는 적은 것인지를 檢討해 볼 必要가 있다. 그러므로 Squish area內의 흐름의 內容을 檢討해보면 흐름의 方向에 따라 加速되는 소위 加速흐름은 6000rpm정도의 高速運轉일 경우, 수 cm사이를 流速은 0에서 100 m/sec정도까지 加速되는 것으로 된다. 또한, 수mm정도의 협소한 Squish area의 틈새를 이와같은 高速으로 流動하기 위해서는 매우 큰 抵抗을 받을 것이다.

이와같이 생각하면 (6)式 (7)式으로 計算되는 w 의 값은 실린더內에서 생기는 實際의 가스流速보다 큰 값

으로 되고 있다는 것을 容易하게 理解할 수가 있을 것이다. 그러면 그 差가 어느 정도인가 하는 것은 實驗値를 구하거나 더욱 詳細한 解析이 必要할 것이다.

6. 結 論

自動車用機關의 設計論을 記述함에 있어서 이미 緒論에서 言及한 바와같이 機關全般에 關한 設計論을 편다는 것은 도저히 無理이고 機關의 性能上의 問題나 排氣淨化의 問題에 있어서도 燃燒室의 問題가 中心이 되기 때문에 Squish를 가지는 燃燒室을 中心으로 하여 squish velocity 특성에 關하여 論하였다.

勿論, 前述한 것만으로 Squish에 關한 問題가 完璧하다고는 絶對 말할 수 없으나 設計計劃에 있어서 Squish를 考慮한 燃燒室의 모양 및 치수를 조금이라도 合理的으로 잡을 수 있는데 도움이 되었으면 한다.

參考文獻

- 1) C. F. Taylor; The Internal Combustion Engine in Theory and practice, Vol. II, MIT press, pp. 72~73
- 2) 李成烈, 李起明: 4行程機關의 Squish Velocity 特性에 關한 研究, 嶺大論文集, 第7輯 1973
- 3) 平尾收: 自動車機關計劃原論, 山海堂, pp. 204~217, 1972