

吸氣系の 動的効果가 機關性能에 미치는 영향***

The Dynamic Effects of Intake System on the Engine Performance

趙 珍 鎬*, 金 柄 洙**
 Cho J. H., Kim B. S.

ABSTRACT

The intake system of 4-cycle, 4-cylinder reciprocating engine is investigated the simple model composed of vessel, duct and throttling part. The numerical calculation based on the simulation is performed for the flow phenomena including heat transfer, friction and bend of duct at each part. In the multi-cylinder engine, the volumetric efficiency is increased a little as the junction location is closed to cylinder at the engine speed having maximum volumetric efficiency. The configuration and dimension of intake system have an influence on the inertia effect by resistance and pressure variation, and the magnitude of that is varied by the engine speed. Thus the volumetric efficiency is correlative to them. The volumetric efficiency is high as the intake valve close is advanced at the low engine speed, and is delayed at high speed.

記 號 說 明

- | | |
|----------------------------------|--|
| a : 音速 | P : 無次元壓力 ($= (p/p_{ref})^{(k-1)/2k}$) |
| A : 無次元 音速 ($= a_0/a_{ref}$) | q : 실린더內 가스로의 熱傳達量 |
| D : 管直徑 | q_p : 管内 가스로의 熱傳達量 |
| e : 流量 | R : 가스상수 |
| F : 管斷面積 | Re : Reynolds 數 |
| h : 單位時間當의 순엔탈피 | t : 時間 |
| k : 가스의 比熱比 | T : 絕對溫度 |
| l : 管길이 | u : 가스粒子的 速度 |
| m : 가스質量 | U : 가스粒子的 無次元速度 ($= u/a_{ref}$) |
| Nu : Nusselt 數 | V : 體積 |
| p : 壓力 | x : 流動方向의 距離 |
| | X : 無次元距離 ($= x/l_{ref}$) |
| | Z : 無次元時間 ($= t a_{ref}/l_{ref}$) |

* 연구책임자 : 한양대학교 기계공학과

** 한양대학교 대학원

*** 이 논문은 1986년도 동계분 한국연구재단에 의하여 연구되었음

<Greece 文字>

- ζ : 管의 벤드部 損失係數
- ζ_s : 定常流에서의 벤드部 損失係數
- μ : 流量係數
- ξ : 摩擦損失係數
- ρ : 가스密度
- η_v : 體積效率

<下添字>

- o : 基準壓力 p_{ref} 까지 斷熱膨脹時의 狀態
- ref : 基準狀態
- 1, 2: 드로틀링, 分岐點 通過後의 狀態
- t : 드로틀링
- w : 壁

I. 序 論

피스톤형 內燃機關에 있어서 吸排氣系의 가스交換過程중 일어나는 가스의 流動現象은 燃費 뿐 아니라 排出成分등 機關性能에 미치는 영향이 큰 것은 周知의 사실이다. 따라서 機關의 性能 향상을 위한 가스流動系의 改善에는 그동안 實驗 또는 시뮬레이션 혹은 시뮬레이션과 實驗의 병행 등 그 解析技法이 다양하며, 이들에 대해서는 그동안 많은 研究가 이루어져 왔다. (1-5), (16)

가스流動系의 改善에는 첫째, 吸排氣밸브의 치수나 開閉時期 등의 最適化, 가스流動抵抗을 包含하는 過給機나 騒音器 등의 性能, 둘째 특히 多실린더機關의 경우는 吸排氣系의 動的效果를 고려한 管系 形狀 및 치수 등의 最適化 등이 要素가 될 수 있다.

本 研究에서는 多실린더機關에서 吸排氣때 管內에서 동반되는 動的效果 즉 慣性效果和 脈動效果중에서 慣性效果和 關聯이 큰 吸氣管系 形狀 및 치수, 吸氣밸브의 開閉時期와 또한 管內를 흐르는 가스유동에 영향을 미치는 熱傳達, 摩擦損失, 벤드部 損失 등을 고려하여 이들 關聯因子와 流動系의 最適化를 대표하는 體積效率과의 상관계를 特性曲線解法을 이용, 이를 시뮬레이션에 의해 구하였고 使用된 計算機는 VAX 11-780이다.

II. 理論解析

1. 吸氣系의 모델化

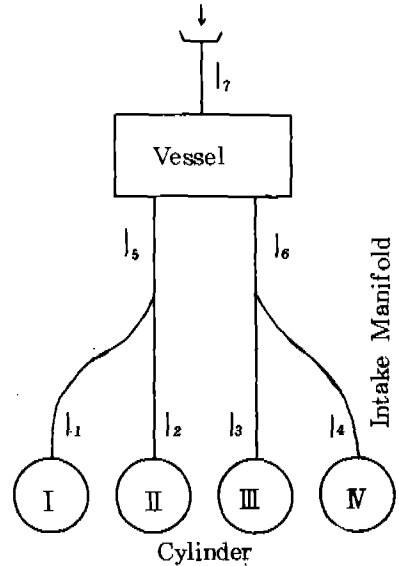


Fig.1 Model for Simulation

1-1 吸氣系의 모델

本 解析에서는 실린더를 포함하는 吸氣系를 단순화하기 위하여 容器, 管, 드로틀링部의 各要素로 구성되는 系로 생각하고 要素마다에 대하여 가스의 유동중 동반되는 熱傳達, 摩擦損失, 벤드部損失 등을 고려하여 容器와 管內에서 일어나는 現象을 特性曲線解法을 이용, 이를 해석하였고 그 밖에 계산을 위한 標準條件들은 다음 Table 1의 값들을 사용하였다.

1-2 假 定

本 解析을 위하여 설정한 가정은 다음과 같다.

- (1) 吸氣管內의 유동은 1次元이고 가스상호간의 熱移動은 없다.
- (2) 실린더內에서 일어나는 狀態는 準靜의이고 실린더로 流入되는 가스는 실린더內에 殘留하는 가스와 순간적으로 混合된다.
- (3) 境界條件式은 定常流에 관한 諸關係式을 적용한다.
- (4) 실린더壁을 비롯, 피스톤 및 吸氣管內壁

Table 1. Standard condition for Calculation

Items		Standard Condition
Number of Cylinder		4
Bore × Stroke		78 × 82 mm
Compression ratio		8.6
Valve timing	Intake Valve Open	20° BTDC
	Intake Valve Close	52° ABDC
	Exhaust Valve Open	58° BBDC
	Exhaust Valve Close	14° ATDC
Pipe length	l_1, l_4	0.24 m
	l_2, l_3	0.16 m
	l_5, l_6	0.44 m
	l_7	0.1 m
Intake Valve diameter		40 mm
Exhaust Valve diameter		32 mm
Vessel Capacity		0.004 m ³

$$\rho \left\{ q_p + \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \dots \dots \dots (3)$$

式(3)에서 對流熱傳達 q_p 는 다음 식에 의해 計算된다.⁽³⁾

$$q_p = \frac{2k}{k-1} R \xi \frac{u}{D} (T_w - T) \dots \dots \dots (4)$$

2-2 壓力波 및 流跡線 特性曲線式

吸氣系의 動的效果에 直接的인 關係를 가지는 壓力波의 特性曲線解析을 위하여 앞에서 式(1)을 式(3)에 代入하여 ρ 의 미분항을 소거하고 다시 式(2)와 流動方向의 管길이(x)와 時間(t) 平面上에서 流速과 壓力의 變化方向이 동일하게 표시되는 壓力波와 流跡線의 特性曲線을 구하면 다음과 같다.

壓力波 特性曲線 :

$$\frac{du}{dt} = u \pm a \dots \dots \dots (5)$$

$$du = \pm \frac{dp}{\rho} \mp \frac{au}{F} \frac{dF}{dx} dt \pm \frac{k-1}{a} q_p dt - \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{u|u|}{2} \left\{ 1 \mp (k-1) \frac{u}{a} \right\} dt \dots \dots \dots (6)$$

流跡線 特性曲線 :

$$\frac{du}{dt} = u \dots \dots \dots (7)$$

$$\frac{da_0}{a_0} = \frac{k-1}{2k} \left\{ q_p + \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|u|^3}{2} \right\} \frac{\rho}{p} dt \dots \dots (8)$$

基準條件 $p_{ref}, \rho_{ref}, a_{ref}, l_{ref}$ 을 써서 式(5)~ 式(8)을 無次元化하면 다음과 같이 된다.

壓力波 特性曲線 :

$$\frac{dX}{dZ} = U \pm AP \dots \dots \dots (9)$$

$$dU = \mp \frac{2}{k-1} AP \mp \frac{AUP}{F} \frac{dF}{dX} dZ \mp \frac{k-1}{AP} \frac{q_p l_{ref}}{a_{ref}^3} dZ - \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) l_{ref} \frac{U|U|}{2} \left\{ 1 \mp (k-1) \frac{U}{AP} \right\} dZ (10)$$

流跡線 特性曲線 :

$$\frac{dX}{dZ} = U \dots \dots \dots (11)$$

$$dA = \frac{k-1}{2} \left\{ \frac{q_p}{a_{ref}^3} + \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{|U|^3}{2} \right\}$$

의 溫度는 일정하다.

(5) 流動하는 流體는 理想氣體이다.

2. 管内의 가스流動

2-1 支配方程式

가스가 流動하는 管에 있어서 임의의 단면 에 대한 連續方程式은,

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \dots \dots \dots (1)$$

이 되고 吸氣管과 같이 管의 벤드部가 存在하는 경우에는 벤드部 損失을 고려하고 이때의 運動量方程式은 다음과 같다.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \left(\frac{\xi}{D} + \zeta \right) \frac{u|u|}{2} = 0 (2)$$

여기서 定常流에 있어서 길이 l 사이의 벤드部에 따른 壓力損失 $\Delta p = \zeta_s \rho u^2 / 2$ 로 표시되고 벤드部的 損失係數 $\zeta = \zeta_s / l$ 로 된다.⁽¹⁴⁾ 또한 管内 유동에 동반되는 摩擦에 의한 摩擦損失係數는 Blasius의 式에 의해 $\xi = 0.3164 \text{ Re}^{-1/4}$ 로 표시되고⁽¹⁵⁾ ξ 의 최대값은 0.08로 하였다. 그리고 에너지方程式은 다음과 같다.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) = (k-1)$$

$$l_{ref} \frac{dZ}{AP^2} \dots\dots\dots (12)$$

3. 容器內的 狀態變化

流入하는 가스의 에너지方程式은

$$\frac{k}{k-1} p \frac{dV}{dt} + \frac{1}{k-1} V \frac{dp}{dt} = h + q \dots\dots (13)$$

이 되고 p 를 無次元化하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{dP}{dt} = \frac{k-1}{2} \left\{ \frac{H+Q}{P^{2k/(k-1)}} - \frac{dV}{dt} \right\} \frac{P}{V} \dots\dots (14)$$

여기서,

$$H = \frac{k-1}{k} \left(\frac{h}{p_{ref}} \right), Q = \frac{k-1}{k} \left(\frac{q}{p_{ref}} \right)$$

이다. 이상가스의 狀態式 $PV = mRT$ 를 미분하고 다시 식(14)를 變形하면,

$$\frac{dA}{dt} = \frac{A}{2VP^{2/(k-1)}} \left\{ \frac{H+Q}{P^2} - EA \right\} \dots\dots (15)$$

로 표시되며 여기서 $E = e/\rho_{ref}$ 이다. 실린더內 가스의 熱傳達量에 대해서는 Annand가 제안한 $Nu = bRe^c$ 를 사용하였고⁽⁹⁾, 여기서 $b = 0.3$, $c = 0.7$ 로 가정하였다.

4. 境界條件

(1) 流入時의 境界條件

이때의 境界條件은 에너지 및 連續方程式으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$A^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U^2 = A^2 P_t^2 + \frac{k-1}{2} U_t^2 \dots (16)$$

$$FUP^{2/(k-1)} = \mu F_t U_t P_t^{2/(k-1)} \dots\dots\dots (17)$$

특히 管의 끝部가 폐쇄되었을 때 발생하는 管끝部 壓力을 P_T 라 하면 壓力波의 관계식은 다음과 같이 된다.

$$U = \frac{2}{k-1} (P_T - P) A \dots\dots\dots (18)$$

또한 용기로 유입되기 직전 설정된 드로틀링部에서의 壓力은

i) 드로틀링部에서의 流速이 亞音速일때

$$\frac{P^2 - 2/(k-1)(P_T - P)^2}{P_t^2} < (k+1)/2$$

$$P_t = P \dots\dots\dots (19-a)$$

ii) 드로틀링部의 流速이 音速일 때

$$\frac{P^2 - 2/(k-1)(P_T - P)^2}{P_t^2} \geq (k+1)/2$$

$$P_t = \sqrt{\frac{2}{k+1} \left\{ P^2 + \frac{2}{k-1} (P_T - P)^2 \right\}}$$

\dots\dots\dots (19-b)

가 된다.

(2) 流出時의 境界條件

이때의 境界條件은 에너지 및 連續方程式으로부터 다음과 같이 표시된다.

$$A^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U^2 = A_t^2 P_t^2 + \frac{k-1}{2} U_t^2$$

$$= A_t^2 P_t^2 \dots\dots\dots (20)$$

$$\frac{FUP^{2/(k-1)}}{A^2} = \frac{\mu F_t U_t P_t^{2/(k-1)}}{A_t^2} \dots\dots\dots (21)$$

또한 이때의 壓力波의 관계식은 다음과 같이 된다.

i) 容器와 접속되는 管끝 流出部에서 流速이 亞音速일 때

$$P/P_T < 2/(3-k)$$

$$U = \frac{2}{k-1} (P_T - P) A$$

音速일 때

$$P/P_T \geq 2/(3-k)$$

$$U = -AP$$

ii) 드로틀링의 流速이 亞音速일 때

$$P/P_1 > \sqrt{2/(k+1)}$$

$$P_t = P$$

音速일 때

$$P/P_1 \leq \sqrt{2/(k+1)}$$

$$P_t = \sqrt{2/(k+1)} P_1$$

또한 드로틀링過程에서의 流量과 全엔탈피는 다음 식으로 주어진다.

$$E = F a_{ref} P^{2/(k-1)} U/A^2 \dots\dots\dots (24)$$

$$H = E \left\{ A^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U^2 \right\} \dots\dots\dots (25)$$

(3) 3管 分岐點에서의 境界條件

分岐點에서 3方向의 壓力는 같고 流速은 音速 이하인 것으로 가정한다. 分岐點을 유입 또는 유출하는 가스는 균질인 것으로 가정하고 境界條件을 구하면 에너지 및 連續方程式으로부터 다음과 같이 표시된다.

$$\left(A^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U^2\right) \frac{FU}{A^2} = \left(A_1^2 P^2 + \frac{k-1}{2} U_1^2\right)$$

$$\frac{F_1 U_1}{A_1^2} + \left(A_2 P^2 + \frac{k-1}{2} U_2^2\right) \frac{F_2 U_2}{A_2^2} \dots\dots (26)$$

$$\frac{FU}{A^2} = \frac{F_1 U_1}{A_1^2} = \frac{F_2 U_2}{A_2^2} \dots\dots (27)$$

壓力波에 관한 식은 다음과 같다.

$$U = \frac{2}{k-1} (P_T - P) A \dots\dots (28-a)$$

$$U_1 = -\frac{2}{k-1} (P_{T_1} - P) A_1 \dots\dots (28-b)$$

$$U_2 = -\frac{2}{k-1} (P_{T_2} - P) A_2 \dots\dots (28-c)$$

III. 數值解析

數值解析은 Fig.2의 流動圖에 나타난 바와 같이 수행하였으며 解析方法은 Table 1에서의 對象機關의 諸元과 運轉條件을 고려하고 燃燒室 周邊의 溫度, 吸氣系의 形狀과 寸數 그리고 吸氣管內에서 가스의 유동중 동반되는 벤드部損失 등은 Table 2에 표시된 값들을 인용하였고 計算範圍은 실린더에 대해서는 排氣밸브가 열릴때로부터 吸氣밸브가 닫히는 時期까

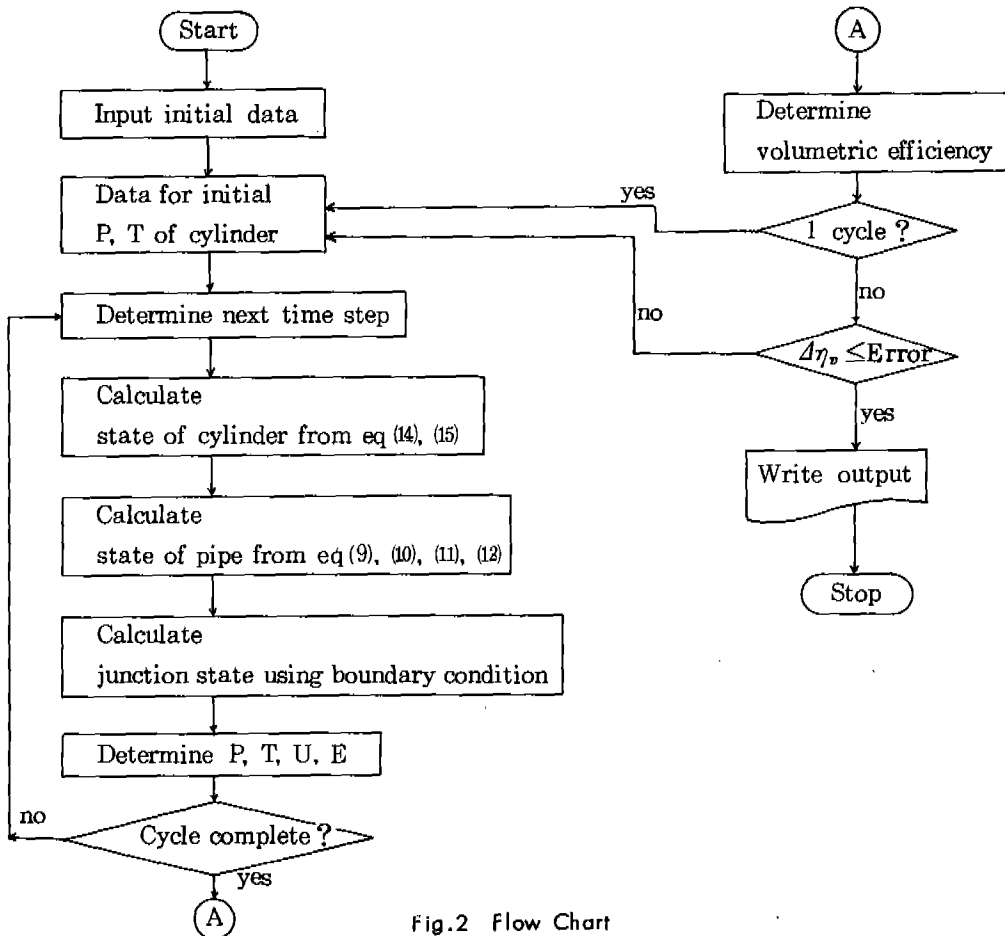


Fig.2 Flow Chart

Table 2. Initial values for Calculation

Items		Initial values
Specific heat ratio		1.4
gas constant		0.287 [KJ/kg·K]
Thermal conductivity of gas in Cylinder		2.68×10^{-3} [KW/m·K]
Temperature of Cylinder Wall		373 [K]
Temperature of piston		573 [K]
When exhaust valve is opened	Temperature of Cylinder	1.000 [K]
	Pressure of Cylinder	4.5 [bar]
Back pressure		1 [bar]
Bend coefficient		$2.0 [m^{-1}]$

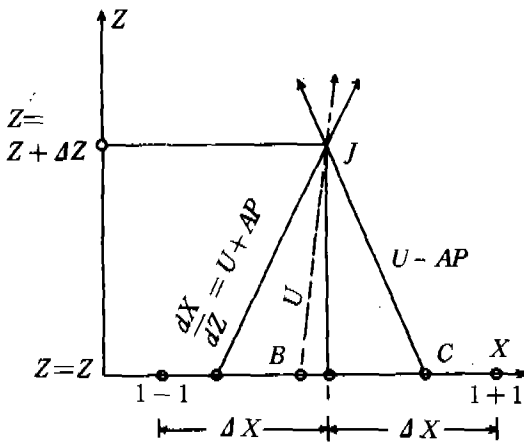


Fig. 3 Mesh method

지로 하고 吸氣系에 대해서는 全사이클에 대하여 計算을 하였다. 그리고 계산의 방법과 순서는 임의의 시간에서의 실린더 혹은 容器內의 狀態를 式(14)와 (15), 管內의 狀態는 式(9), (10), (11) 및 (12), 또 실린더 혹은 容器와 管과의 접속 및 分岐點의 狀態는 境界條件式을 써서 그 狀態值를 구하고 이와 같은 순서에 따라 사이클에 대해서 반복계산하여 體積效率이 收檢되었을 때의 사이클 값을 解로 하였다. 특히 吸氣管系 管內에서의 狀態는 格子法을 사용, 式

(9)~(12)를 數值計算하였다. 格子法에 의한 計算方式은 Fig. 3에서 無次元時間 Z에서의 I-1, I, I+1點의 狀態를 안다면 A와 B점의 U, P, A를 I-1, I點의 값으로부터 補間法에 의해 구한다. 이들 값을 이용, 式(9)와 式(11)에 의해 $\frac{dX}{dZ}$ 를 구하고 다시 ΔZ 時間後의 I點, 즉 J點을 통과하는 A, B點을 試行錯誤法으로 구한다. 또한 C點의 위치도 동일한 방법으로 I와 I+1點의 값으로부터 補間法에 의해 구한다. 이러한 방법으로 얻어진 A, B, C點의 값을 사용, 式(10)과 (12)를 풀어 J點의 狀態를 계산한다. 그리고 管 끝 부분이나 접속부분 등에 대해서는 境界條件式을 인용, 解를 구하였다.

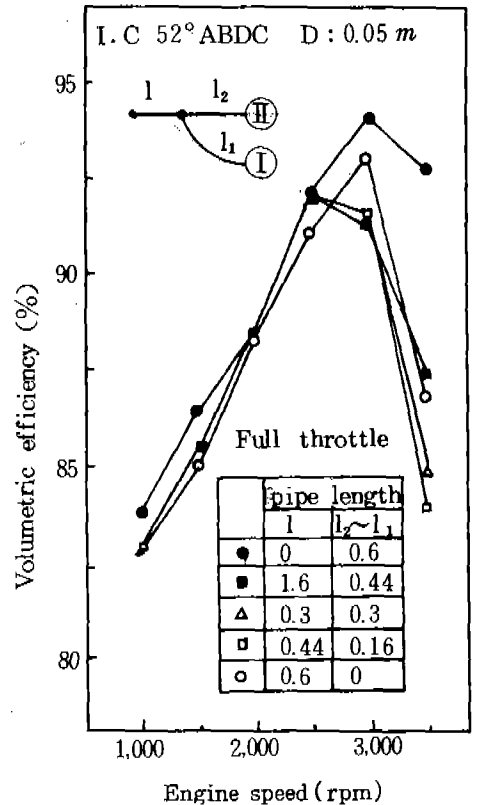


Fig. 4 The effect of junction location on the volumetric efficiency

IV. 計算結果 및 考察

Fig. 4는 2개의 실린더와 연결되는 直徑 0.05 m, 전체길이 0.6 m인 吸氣管에서 分岐點

의 위치가 달라지는데 따른 실린더의 體積效率 平均값을 각 機關回轉速度 變化에 대하여 구한 것이다. 그림에서 $l=0, l_1=l_2=0.6$ m인 경우는 각 실린더에 대하여 獨立的으로 吸氣管을 설치한 경우에 해당된다.

그림에서와 같이 分岐點의 위치에 따른 體積效率의 變化는 轉회轉속도 범위에서 큰 차이가 없다. 그러나 體的效率이 최대가 되는 機關回轉速度範圍에서는 分岐點의 위치가 실린더에 가까워질수록 體積效率은 다소 증가된다.

Fig.5는 分岐點으로부터 각 실린더까지의 吸氣管길이 l 이 달라지는데 따른 각 실린더별의 體積效率을 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 分岐點으로부터 실린더까지의 길이가 길고 曲管인 실린더 I의 體積效率이 管의 길이가 짧고 직관으로 이어진 실린더 II에 비해서 體積效率이 다소 낮음을 알 수 있다. 이는 유동중 動반되는 摩擦損失 및 벤드部損失의 영향에 의한 것으로 생각된다.

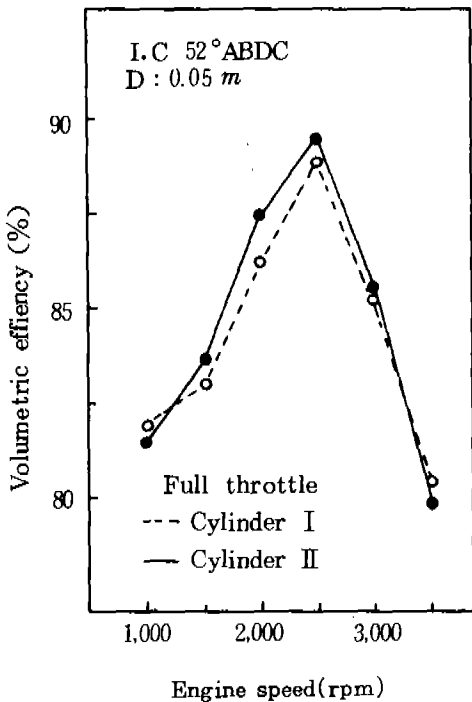


Fig.5 The volumetric efficiency for each cylinder

Fig.6은 分岐點과 실린더와의 길이를 일정하게 하고 分岐點과 開放端까지의 길이를 變更시킨 경우에 대한 機關의 回轉速度와 體積效率과의 관계를 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 어느 回轉速度 範圍에서는 分岐點으로부터 開放端까지의 길이 l 이 커질수록 體積效率은 증대된다. 그러나 機關의 高速領域에서는 $l=0.6$ m인 경우가 $l=0.7$ m 또는 $l=0.4$ m일 때에 비하여 體積效率이 높다. 이는 開放端으로부터 分岐點까지의 길이 l 과 體積效率과의 사이에 最適値가 存在함을 뜻하고 길이 l 이 길어지는 경우는 摩擦 등에 의하여 吸氣抵抗이 커지고 또한 管의 길이가 어느 한도 이상으로 짧아지는 경우는 慣性效果의 영향이 작아지는 등에 기인하는 것으로 생각된다.

Fig.7은 吸氣밸브의 닫힘시기(I.C; 30°, 40°;

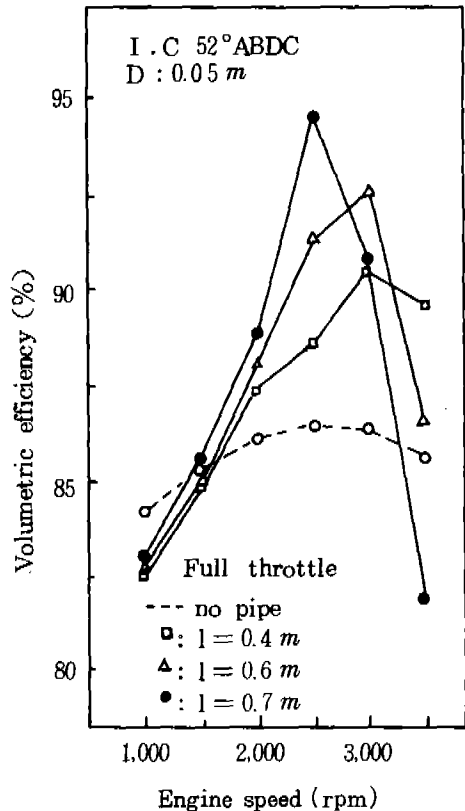


Fig.6 The effect of open end-connection length on the volumetric efficiency at constant of junction-cylinder length

52° ABDC)를 달리한 각 경우에 있어서의 회轉速度와 體積效率과의 관계를 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 機關의 회轉速度가 낮은 경우에는 吸氣밸브의 닫힘시기가 下死點 基準으로 빠를수록 體積效率이 높다. 그러나 機關回轉速度가 高速領域에 있을 때에는 吸氣밸브의 닫힘시기가 늦을수록 體積效率이 증대된다. 이는 機關回轉速度가 높은 領域에서는 吸氣밸브의 열려있는 期間, 즉 時間面積이 크고 또한 慣性效果가 크기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 8은 실린더와 分岐點까지의 길이가 일정하고 開放端과 分岐點 사이의 길이와 管의 直徑을 달리하였을 때의 機關回轉速度 일정 (3,000 rpm)에 대한 體積效率의 變化를 나타낸 것이다.

그림에서와 같이 吸氣管의 길이가 길고 管 直徑이 작을 경우의 體積效率은 크게 떨어지

고 管길이가 어느 適正範圍(0.6~1.0 m)에서는 管直徑이 적정치수(0.04, 0.05 m)일 때 體積效率이 가장 높다.

이는 吸氣管 直徑이 작을 경우는 摩擦損失 등에 의한 吸入抵抗이 증대하고 또한 지나치게 直徑이 클 경우에는 吸氣管내에서의 유동 중 동반되는 壓力振動의 振幅이 작아 慣性效果에 미치는 영향이 떨어지므로 인한 體積效率의 低下로 생각된다.

V. 結 論

피스톤형 內燃機關에서 全回轉速度 範圍에 걸쳐 고르고 높은 體積效率을 얻는다는 것은 매우 중요한 일이다. 또한 吸氣系에서 일어나는 動的效果는 體積效率에 미치는 영향이 크고 動的效果중 특히 慣性效果는 吸氣系의 形

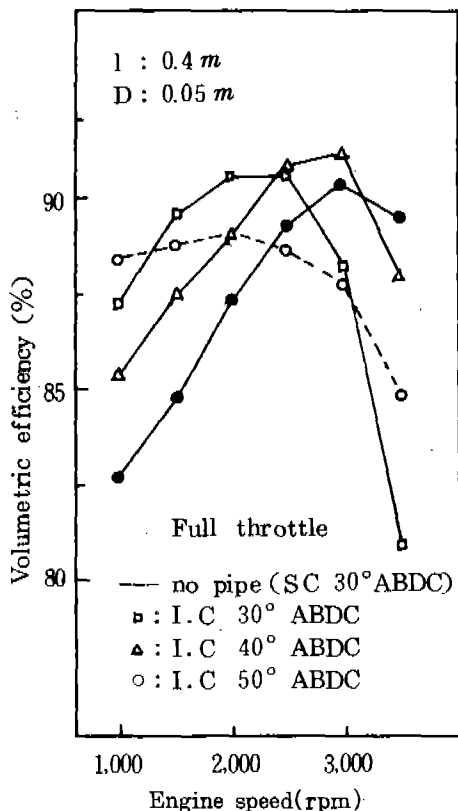


Fig. 7 The effect of Intake valve close on the volumetric efficiency

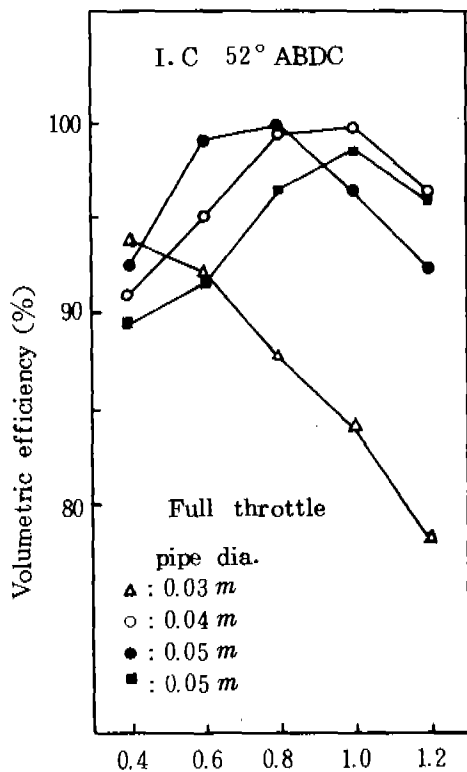


Fig. 8 The effect of Intake pipe diameter and length on the volumetric efficiency at 3,000 rpm

狀 및 치수 등에 따라 크게 달라진다. 이를 糾明하기 위하여 실린더를 포함하는 吸氣系를 容器와 管, 드로틀링부의 各 要素로 構成되는 모델을 설정하고 要素마다에 대하여 熱傳達, 摩擦, 벤드部 등을 고려 유동중의 現象을 시 模擬에 의해 解析한 結果, 다음과 같은 結論을 얻었다.

(1) 多실린더機關의 경우 體積效率이 최대로 되는 機關回轉速度에서는 分岐點의 위치가 실린더에 가까워질수록 體積效率이 다소 증대되는 경향이 있다.

(2) 吸氣管의 形狀 및 치수는 유동중 동반되는 諸抵抗이나 壓力振動에 의한 慣性效果에 영향을 미치고 또한 機關回轉速度에 따라 그 크기가 달라진다. 따라서 體積效率은 이들과 상관관계가 있는 경향을 보였다.

(2) 體積效率은 機關의 低速領域에서는 下死點基準 吸氣밸브 닫힘시기가 빠를수록, 또한 高速領域에서는 늦을수록 높은 경향을 나타낸다.

參 考 文 獻

- 1) R.S. Benson; "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines" Clarendon Press, Oxford, Volume I, 1982.
- 2) J.H. Horlock F.R.S and D.E. Winterbone; "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines" Clarendon Press, Oxford, Volume II, 1986.
- 3) R.S. Benson; "Numerical Solution of one-dimensional Non-steady flow with supersonic and subsonic flows and Heat Transfer" Int. J. Mech. Sci., Vol. 14, pp. 635-642, 1972.
- 4) R.S. Benson, W.J.D. Annand and P.C. Baruah; "A simulation model Including Intake and Exhaust systems for a single cylinder four-stroke cycle spark ignition

- Engine" Int. J. Mech. Sci., Vol. 17, pp. 97-124, 1975.
- 5) Masaaki Takizawa, Tatsu Uno and Toshiaki Oue; "A Study of Gas Exchange Process Simulation of Automotive Multi-Cylinder Internal Combustion Engine," SAE, 820410, pp. 1663-1676.
- 6) 嶋本讓外 3人; "吸氣管效果による四サイクルラセル機關體積效率の平たん化", 日本機械學會論文集(B編), 52卷 478號, pp. 2487~2494, 1986.
- 7) 西脇一字; "가스交換의 Simulation(2)" 內燃機關, Vol.13, No.155, pp. 73~80, 1974.
- 8) 西脇一字; "가스交換의 Simulation(3)" 內燃機關, Vol.13, No.156, pp.67~72, 1974.
- 9) W.J.D. Annand; "Heat Transfer in the Cylinder Reciprocating International Combustion Engine" Proc. Int. Mech. Eng., Vol. 177, pp. 976-981, 1963.
- 10) 趙珍鎬; 內燃機關工學, 學研社, 1983.
- 11) C.F. Taylor, J.C. Livengood and D.H. Tasi; "Dynamics in the Inlet System of a Four-stroke single Cylinder Engine", Trans. of the ASME, Vol. 77, pp. 1133-1145, 1955.
- 12) A. Ohata, Y. Ishida; "Dynamics Inlet pressure and Volumetric Efficiency of Four cycle Four cylinder Engine", SAE, 82407, pp. 1-11.
- 13) G. Woschni; "A universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the I.C. Engine", SAE, 670931, pp. 3069-3074.
- 14) 藤本; 水力學概論, 養賢堂, 1950.
- 15) J.P. Holman; "Heat Transfer", McGraw Hill, Fifth Edition, 1981.
- 16) 趙珍鎬, 李昌植, 金柄洙; "往復動機關吸排氣系の 가스流動에 관한 研究," 漢陽大學校 産業科學論文集, No. 23, 1986.