

# 직접분사식 디젤기관의 흡입공기 선회강도에 대한 고찰

## Study on Induction Air Swirl in D.I. Diesel Engine

高 春 植\*  
C. S. Ko

### 1. 서 론

직접분사식 디젤기관의 성능과 배기가스 문제에 영향을 주는 실린더내에서의 연소형태는 크게 연료분사계와 흡입공기 유동계 두 가지에 의해 결정된다. 즉 분사율, 분사시기, 분무형태와 같은 분사계의 특성과 공기선회, 스퀴시(squish), 난류와 같은 공기 유동 특성에 의하여 연소형태가 결정된다.

이러한 복잡한 연소형태를 기관 특성에 맞게 조정한다는 것은 대단히 어려운 문제인데 이것은 연료와 공기의 혼합이. 연소실형상과 흡기계의 형상에 큰 영향을 받으며 연료가 액체상태로 연소실내로 들어와 분무과정을 통하여 증발이 되어야만 연소가 가능하기 때문이다.

특히 흡입공기 유동계에 있어서 현재의 직접 분사식 디젤기관의 흡입구 형상은 흡입공기의 운동에너지에 모멘트를 가하여 연소실내에서 공기의 선회(swirl)를 발생시켜 줌으로써 연료와 공기의 혼합기를 형성시키는 Helical type이 많이 이용되고 있다.

그러나 기관 성능과 배기가스 특히 NOx는 상반관계를 이루기 때문에 연소실내로 들어오는 흡입공기의 선회강도(swirl ratio)를 너무 강하게만 한다고 하여 좋은 결과를 얻을 수는 없다. 따라서 설계하고자 하는 각 기관에 있

어서 요구되는 성능과 배기가스 문제를 만족하는 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡입구 형상을 설계한다는 것은 많은 연구와 경험이 요구되고 있다.

본 자료에서는 직접분사식 디젤기관에 있어서 흡입공기의 최적 선회강도에 대한 설정방법과 흡입구 형상 설계를 위한 설계 이론 및 정상류 Rig test 상에서의 흡입공기 선회강도의 평가방법을 소개하고자 한다.

### 2. 흡입공기 선회강도 설정방법

직접분사식 디젤기관에서의 최적 흡입공기 선회강도는 연소실내에서 분사된 연료 분무와 밀접한 상호관계를 이룬다.

본 자료에서는 연료분무에 대한 속도성분들을 Cummins method에 의해 계산하여 Timoney가 발표한 내용을 바탕으로 선회강도 설정법을 서술하고자 한다.

그림 1, 그림 2와 같은 연료 분무 형태에서 Spray tip penetration  $S_t$  는 흡입공기의 선회가 없을 경우 시간  $t$  의 함수로 다음과 같이 주어진다.

$$S_t = F t^{0.6} \dots\dots\dots (1)$$

여기서,

\* 정회원 대우중공업

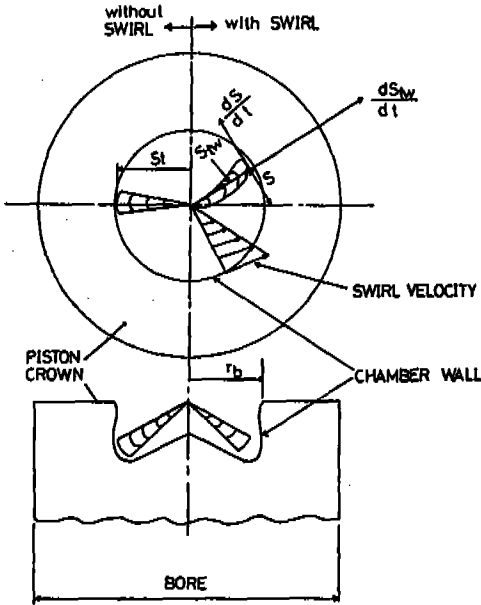


그림 1. 단순화한 Fuel Spray의 형태

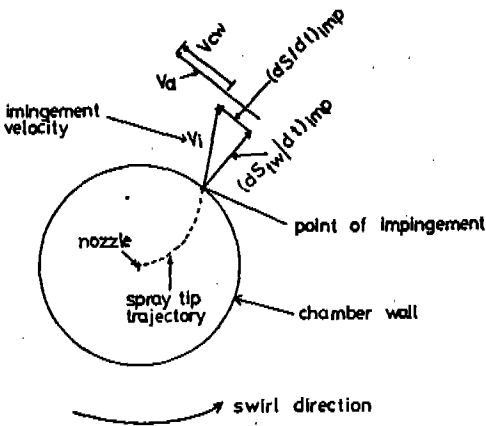


그림 2. Impingement에서의 Fuel Spray

$$F = 140 \frac{\sqrt{\frac{d \cdot \rho_c}{\rho_a} \left(\frac{\rho_f}{\rho_a}\right)^{0.44} \cdot \Delta P^{0.5}}}{\left(1 + \frac{\rho_c}{\rho_a}\right)^{0.86}}$$

이며,  $\rho_c$ 는 압축종료시 Cylinder내 공기밀도이고,  $\rho_a$ 는 대기상태의 공기밀도,  $\rho_f$ 는 사용연료밀도,  $\rho_a$ 는 디젤연료밀도,  $d$ 는 노즐직경이며  $\Delta P$ 는 연료파이프와 실린더 내의 압력차이다.

흡입공기의 선회가 있는 경우 Spray tip penetration  $S_{tw}$ 는 공기선회가 없는 경우의 Spray tip penetration  $S_t$  보다는 적을 것이며, 이들 관계는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{S_t - S_{tw}}{S_t} = 0.35 \left( \frac{\rho_c \cdot S_{tw}^3 \cdot W^2}{2 \cdot d \cdot (\Delta P_x 10^5)} \right)^{0.44} \dots (2)$$

식(1)을 식(2)에 대입하고  $S_{tw}$ 를 시간으로 미분하면,

$$\frac{dS_{tw}}{dt} = \frac{0.6 \cdot F \cdot (1 - A \cdot S_{tw}^{1.32}) \cdot t^{-0.4}}{1 + 1.32 \cdot A \cdot F \cdot S_{tw}^{0.32} \cdot t^{0.8}} \dots (3)$$

의 형태로 되며, 여기서  $A$ 는

$$A = \frac{0.35 \cdot \rho_c^{0.44} \cdot W^{0.88}}{2^{0.44} \cdot d^{0.44} \cdot (\Delta P_x 10^5)^{0.44}}$$

이며,  $W$ 는 angular velocity이다.

식(3)을 계산하기 위하여 Runge-Kutta method를 이용하여 Spray tip penetration이 연소실 벽면에 도달하였을 때의 (impingement) 시간  $t$ 를 구한다.

흡입공기 선회가 없는 경우 Spray tip의 접선속도 성분은 없다고 가정하면 공기 선회가 있는 경우 선회 방향에 따른 spray tip의 Tangential displacement  $S$ 는,

$$S = \frac{0.5 \cdot \rho_c \cdot W^2 \cdot S_{tw}^{4.217}}{(\Delta P_x 10^5) \cdot d^{1.217}} \dots (4)$$

이며 접선속도는 식(4)를 시간에 대하여 미분하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{ds}{dt} &= \frac{ds}{ds_{tw}} \cdot \frac{ds_{tw}}{dt} \\ &= \left( \frac{2.1085 \cdot \rho_c \cdot W^2}{(\Delta P_x 10^5) \cdot d^{1.217}} \right) \cdot S_{tw}^{3.217} \cdot \frac{ds_{tw}}{dt} \end{aligned} \quad (5)$$

반경방향과 접선방향에 대하여 각각의 단위벡터  $U_r, U_\theta$ 를 취하면 spray tip velocity의 합성분은,

$$V_f = \frac{ds_{tw}}{dt} \cdot U_r + \frac{ds}{dt} \cdot U_\theta \dots (6)$$

이며 이것은 벽면에서의 Impingement velocity,  $V_i$ 로 정의할 수 있다.

$$V_i = |V_f|_{imp} = \sqrt{\left(\frac{ds_{tw}}{dt}\right)_{imp}^2 + \left(\frac{ds}{dt}\right)_{imp}^2} \dots (7)$$

한편, spray tip velocity와 공기속도와의 상

대속도  $V_{fa}$ 는 식(6)을 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$V_{fa} = V_f - V_a$$

$$= \frac{ds_{tw}}{dt} \cdot U_r + \left( \frac{ds}{dt} - W \cdot S_{tw} \right) \cdot U_\theta \quad \dots (8)$$

식(8)에서 접선성분은 spray jet에 작용하는 선회공기의 강도로 볼 수 있으며 impingement에서의 강도를  $V_{cw}$ 라고 하면  $U_r = 0$ 이기 때문에

$$V_{cw} = \left| \left( \frac{ds}{dt} \right)_{imp} - W \cdot \tau_b \right| \quad \dots (9)$$

로 표현할 수 있으며 여기서  $\tau_b$ 는 연소실의 bowl radius로 볼 수 있다.

이상과 같은 식들은 그림 3과 같은 과정을 거쳐  $V_{cw}$ 와  $V_i$ 가 계산될 수 있으며 그 결과에는 그림 4와 같다. Timoney는 연비 및 smoke

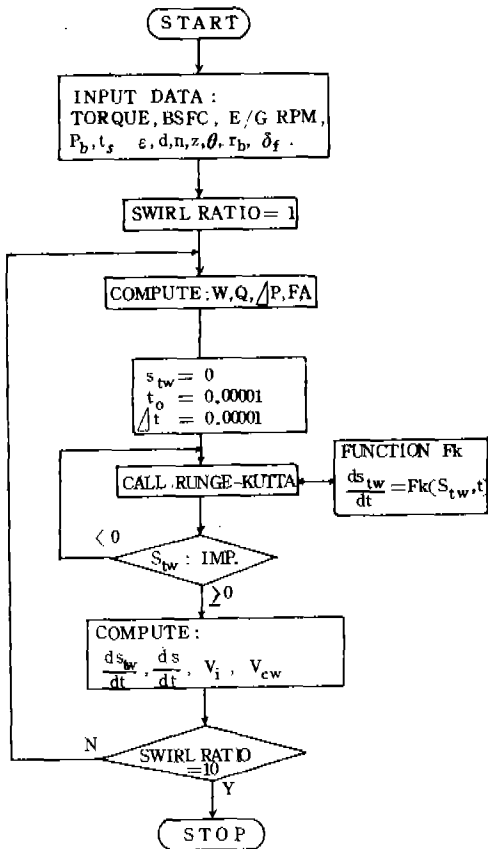


그림 3. Impingement Velocity 계산과정

가 가장 양호한 흡입공기 선회강도를 설정하는데 있어서  $(V_{cw})_{max}$ ,  $(V_i)_{min}$ 인 점이 최적임을 실험으로 입증한 바 있다.

### 3. 흡입구 형상 설계 기초이론

직접분사식 디젤기관에서 helical type의 흡입구로부터 실린더내로 유입되는 공기의 유동 형태는 free vortex 형태로서 그림 5와 같은 속도성분을 갖는다.

흡입구로부터 실린더내로 유입되는 공기의 angular momentum  $D_k$ 는

$$D_k = \int_0^{2\pi} \int_0^R r^2 h V_\varphi \cdot V_r \cdot d\varphi \quad \dots (1)$$

이며 그림 6에서와 같은 실린더 축에 대한 공기의 angular momentum  $D_z$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$D_z = \int_0^{2\pi} \int_0^D C_a \cdot C_u \cdot r^2 dr d\varphi \quad \dots (2)$$

여기서  $C_u$ 는 측정에 의해서 얻어지는 것으로 실린더내 공기선회를 rotating rigid body로 가정하고 일반적인 정상류 rig test 상에서 paddle wheel anemometer를 이용하여 이의 회전수를 측정함으로써 구할 수 있다.

즉,

$$C_u = \frac{\pi r n D}{30} \quad \dots (3)$$

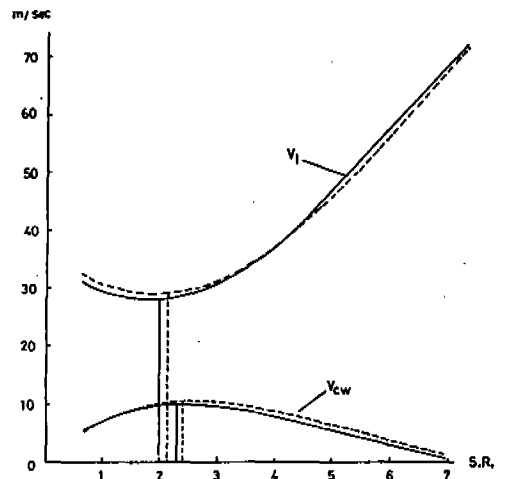


그림 4. Impingement Velocity 계산결과 예

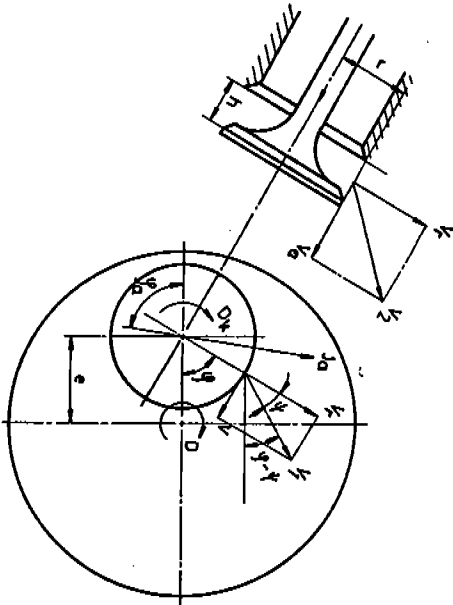


그림 5. 흡입구로부터 Cylinder내로 유입되는 공기유동 형태

이다.

피스톤이 상사점에서 하사점으로 이동할 때 전체 angular momentum의 합  $D_L$ 은

$$D_L = \int_{TDC}^{BDC} D_z dt = \int_{TDC}^{BDC} \frac{G}{g} \cdot C_u \cdot \frac{D}{4} dt \quad \dots (5)$$

로 쓸 수 있고 여기서  $G$ 는 단위시간당 중량 유량으로서

$$G = \gamma \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot C_a$$

이다.

식(5)에 대한 평균값은

$$\frac{1}{t} \int_{TDC}^{BDC} \frac{G}{g} \cdot C_u \cdot \frac{D}{4} dt = \left(\frac{s}{t}\right) \cdot \left(\frac{C_u}{C_{a,m}}\right) \quad \dots (6)$$

이며, 여기서  $\left(\frac{C_u}{C_{a,m}}\right)$ 은 다음과 같다.

$$\left(\frac{C_u}{C_{a,m}}\right) = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left(\frac{C_u}{C_a}\right) \left(\frac{C_a}{C_{a,m}}\right)^2 d\alpha \quad \dots (7)$$

여기서  $C_{a,m}$ 은 평균 피스톤 속도이다.

식(7)을 기관회전수  $n$ 과 paddle wheel anemometer 회전수  $n_D$ 로 환산하면 흡입공기의 평균 선회강도는 다음과 같이 유도될 수 있다.

$$\left(\frac{n_D}{n}\right) = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \left(\frac{n_D}{n}\right) \left(\frac{C_a}{C_{a,m}}\right)^2 d\alpha \quad \dots (8)$$

식(8)에서  $\left(\frac{C_a}{C_{a,m}}\right)$ 는 기관의 크랭크 기구에 의

해 구해질 수 있으며, 이 식으로부터 paddle wheel anemometer를 이용한 정상류 rig test 상에서 기관흡입 공기 선회강도를 예측할 수 있다.

이상과 같이 흡입구 선회강도를 paddle wheel anemometer 회전수와 기관 회전수와의 비로 무차원화 시킬 수 있으나 이것을 실제 흡입구 형상 설계에 적용하기 위해서는 다음과 같은 과정이 필요하다.

즉, 그림 7과 같은 일반적인 helical type의 흡입구의 단면,  $F_\varphi$ 에서 유동형태는 free vortex라는 가정을 도입하고 그곳을 통과하는 유량  $Q_\varphi$ 를 구하면,

$$Q_\varphi = V_\varphi \cdot r \cdot \left[ \int_{r_i}^{r_o} y dr \right] F_\varphi \quad \dots (9)$$

로 되며 여기서  $V$ 를 구하여 식(1)에 대입하면

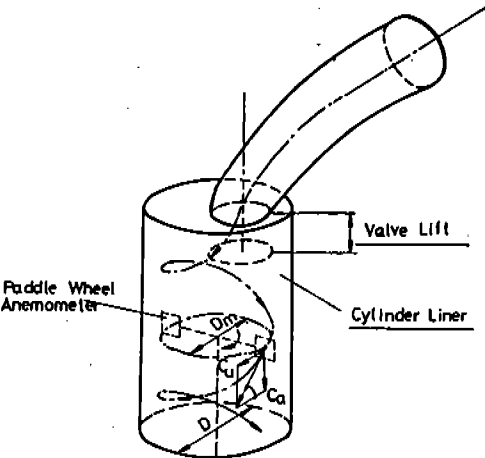


그림 6. Cylinder 속에 대한 공기유동 형태

이며, 여기서  $n_D$ 는 anemometer 회전수이고,  $r$ 은 anemometer radius이다.

또한  $C_a$ 는 피스톤 속도이며, 이것을 기관회전수  $n$ 과 관련지우면 식(2)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$D_z = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{\pi^2 D^4}{32} \cdot C_a^2 \cdot \frac{n_D}{n} \cdot \frac{1}{s} \quad \dots (4)$$

여기서  $s$ 는 stroke이며,  $D$ 는 실린더 bore

유입 공기의 angular momentum  $D_k$ 는,

$$D_k = \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{Q_\phi^2}{\left[ \int_{r_i}^{r_a} \frac{r_a y}{r} dr \right]_{F_\phi}} \dots\dots\dots (10)$$

으로 쓸 수 있다.

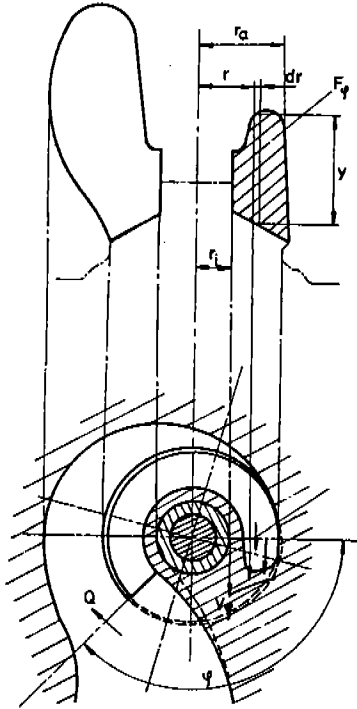


그림 7. 흡입구 Helix 개략도

한편 흡입구로부터 실린더내로 유입되는 공기의 angular momentum  $D_k$ 와 실린더내에서 실린더축에 대한 공기의 angular momentum  $D_z$ 와의 관계는 실제 실린더내의 마찰을 고려하면 다음과 같다.

$$D_z = x \cdot D_k \dots\dots\dots (11)$$

따라서 식(2), (10), (11)을 조합하면,

$$\left[ \int_{r_i}^{r_a} \frac{y}{r} dr \right]_{F_\phi} = 2 \cdot S \cdot \frac{x}{\left( \frac{n_D}{n} \right)} \dots\dots\dots (12)$$

로 쓸 수 있으며, 여기서  $\left( \frac{n_D}{n} \right)$ 를 식(8)로부터 유도하여 위 식에 대입하면,

$$\left[ \int_{r_i}^{r_a} \frac{y}{r} dr \right]_{F_\phi} = 2 \cdot S \cdot x \cdot \frac{\frac{1}{\pi} \int_{IDC}^{BDC} \left( \frac{C_a}{C_{am}} \right)^2 da}{\left( \frac{n_D}{n} \right)_m} \dots\dots (13)$$

이 된다.

이와 같이 유도된 식(13)으로부터 설계하고자 하는 기관의 평균 흡입공기 선회강도를 알 수 있으면 흡입구의 형상 설계가 가능하다고 본다.

#### 4. 흡입공기 선회강도 평가방법

정상류 rig test 상에서의 흡입공기 선회강도 평가방법은 흡입구로부터 실린더내로 유입되는 공기의 토오르크를 측정하여 평가하는 방법도 있으나 일반적으로 paddle wheel anemometer에 의한 평가방법이 많이 이용되고 있어 본 연구에는 이에 대한 평가방법을 소개하고자 한다.

Paddle wheel anemometer에 의한 평가방법은 그림 8과 같은 장치상에서 이루어진다. 즉, surge tank내의 압력과 대기압과의 차  $\Delta P$ 를 일정하게 하고 cylinder head의 밸브양정을 조정하여 각각의 paddle wheel 회전수  $n_D$ 와 유량  $G$ 를 측정한다.

흡입구 출구를 공기가 통과할 때 밸브 및 흡입구 형상에 의한 압력손실이 없다고 가정하면 그때의 이론 흡입 공기량  $G_{theor}$ 는,

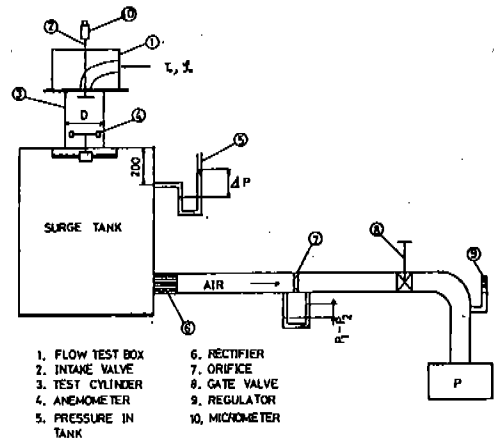


그림 8. 흡입공기 선회강도 측정장치

$$G_{theor} = F_v \cdot \gamma \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{P}{\gamma_m}} \dots\dots\dots (1)$$

과 같이 쓸 수 있으며 여기서  $F_v$ 는 흡입구 출구 면적이다.

따라서 흡입구의 저항계수( $\mu\delta$ )는 실제 측정된 공기량  $G$ 와 이론공기량  $G_{theor}$ 과의 비로 표시할 수 있다.

$$\mu\delta = \frac{G}{G_{theor}} \dots\dots\dots (2)$$

또한 밸브양정에 따른 흡입공기 선회강도  $\frac{n_D}{n}$ 는 다음과 같이 계산된다.

$$\frac{n_D}{n} = \frac{n_D}{G} \cdot \gamma \cdot \frac{V_h}{30} \dots\dots\dots (3)$$

여기서  $V_h$ 는 실린더 체적이다.  
식(4)를 2절 식(8)에 대입하면 평균 흡입공기 선회강도  $(\frac{n_D}{n})_m$ 을 구할 수 있다.

이와 같이 하여 실제 측정된 결과에는 그림 9와 같다.

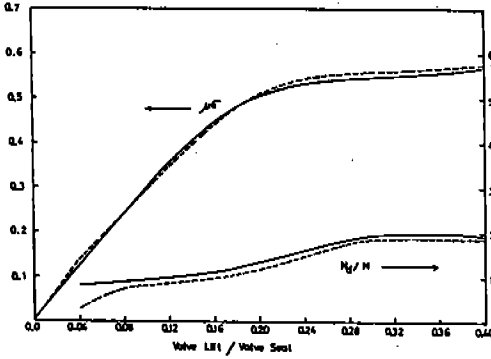


그림 9. 흡입공기 선회강도 측정결과 예

5. 맺음말

이상과 같이 흡입구 선회강도 설정으로부터 평가에 이르기까지 서술하였으나 실제 흡입구 선회강도 선정에 있어서는 기관성능 시험과 관련시켜 최적 선회강도를 선정해야 할 것이다.  
특히 이것은 연소실 형상과 밀접한 관계를 갖기 때문에 흡입구 형상 자체로만 선회강도를 조정한다는 것은 대단히 위험한 일이다.  
또한 최적 선회강도에 따른 흡입구 형상 설

계에 있어서 흡입구 자체에 대한 정상류 rig test는 반드시 수반되어야 하며, rig test를 통한 흡입구 형상 변경은 많은 경험이 요구된다.

흡입공기의 선회강도 평가는 일반적으로 두 개의 blade를 갖는 paddle wheel anemometer가 많이 사용되고 있으나 실제 anemometer 형상 및 설치 위치에 따라 선회강도 측정값은 변화하기 때문에 이에 대한 세심한 고려가 요구된다.

실제 기관의 cylinder head는 주물 상태이기 때문에 흡입구의 조도 및 주물 수축율 등도 고려해야 할 사항이다.

일반적으로 흡입구 형상에 대한 설계에 있어서 먼저 cylinder head 크기 및 흡입공기 선회강도를 선정하고 그 강도값에 맞게 설계하고 있으나 흡입공기 선회강도 선정은 대단히 어려운 일로서 엔진 개발에 많은 경험을 요하고 있어 본 자료에서 소개된 선회강도 설정방법은 실제 현장에서 많이 응용될 수 있을 것이라 기대된다.

참 고 문 헌

1. David J. Timoney, "A simple technique for predicting optimum fuelair mixing conditions in a D.I. Diesel engine with swirl", SAE paper 851543
2. David J. Timoney, "Smoke and fuel consumption measurements in a D.I. Diesel engine with variable swirl", SAE paper 851542
3. H. F. Pettifer, "Interaction of port design and injection rate for a D.I. Diesel", SAE paper 820356
4. Gótz Tippelmann, "A new method of investigation for swirl ports", SAE paper 770404
5. Tanabe, Hamamoto, Ohigashi and Komoda, "Investigation of steady flow

- test method of induction air swirl”,  
일본자동차 기술회 논문집 No. 10, 1975,  
pp 61-64
6. R. Cichoki and W. Cartellieri, “The  
passenger car direct injection diesel -  
a performance and emissions update”  
SAE paper No. 810480
7. H. Hiroyasu, “Diesel engine combus-  
tion and its modeling”, proc. Int.  
Symp. Diagnostic and modeling of  
combustion in reciprocating Sep. 4,  
1985.