

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0023

나선형 흡기포트 입구의 유동조건이 실린더 내 선회특성에 미치는 영향에 관한 연구

Effects of the Inlet Flow Conditions of a Helical Intake Port on the In-cylinder Swirl Characteristics

이 지 근*, 강 신 재**
Jeekuen Lee, Shinjae Kang

ABSTRACT

Combustion and emission characteristics in a direct injection diesel engine is closely related to the intake port system. It is therefore important to understand the swirl flow characteristics formed by a helical intake port. However there are still many uncertainties.

The purpose of this experimental study is to investigate the effects of the valve eccentricity ratio and the inlet flow conditions of a helical intake port on the characteristics of an in-cylinder swirl flow. A steady state flow test rig consisted of ISM(impulse swirl meter), LFM(laminar flow meter) and cylinder head with a helical intake port was used. The swirl ratio(R_s) and mean flow coefficient($C_{f(mean)}$) with inlet flow conditions were measured.

The results of these experiment can be summarized as follows. Swirl flow characteristics of a helical intake port are affected by the inlet flow conditions, and especially they are much affected by the length of a manifold runner and the rotational angle of a curved manifold runner.

주요기술용어 : Helical Intake Port(나선형 흡기포트), Inlet Flow Condition(흡입유동조건), ISM(impulse swirl meter), DI Diesel Engine(직접분사식 디젤기관)

Nomenclature

B : cylinder bore(mm)
C_f : flow coefficient
C_{f(mean)} : mean flow coefficient
D_o : valve head diameter(mm)
L : intake manifold length(mm)

N_r : non-dimensional rig swirl
N_y : valve eccentricity ratio
R_s : Ricardo swirl ratio
θ : manifold rotation angle(deg.)

1. 서 론

자동차로부터 배출되는 배기가스 오염물질이 대기오염의 중요한 요인으로 알려져 있고, 특히

* 회원, 전북대학교 국책지원사업단

** 회원, 전북대학교 기계공학부

디젤 자동차로부터 주로 배출되는 입자상물질이 도심 대기오염의 대표적인 공해 물질로 인식되고 있으나, 아직 뚜렷한 방지 기술이 개발되어 있지 않다. 따라서 출력향상과 더불어 저연비, 저에미션(low emission)화는 디젤엔진 개발 목표로 인식된지 오래이다.¹⁾

이러한 문제를 해결하기 위한 방법 중 하나로 흡입공기의 운동에너지에 모멘트를 가하여, 연소실 내에서 공기의 선회를 발생시키므로써 연료와 공기의 혼합을 촉진시키는 방법이 많이 이용되고 있다.

이와 같이 선회유동의 중요성이 인식되면서 선회유동을 정의하고 정량화 하는 여러 가지 방법이 개발, 발전되어왔다. Tippelmann²⁾은 실린더 내 선회유동장의 각운동량 측정으로부터 선회비를 정량화 하는 ISM(Impulse Swirl Meter) 방법을 소개하고, 실린더 내 유동을 강제적 회전유동으로 가정하는 베인형 유속계(Vane meter)보다 더욱 신뢰할 수 있는 방법임을 제시하였다.

Monaghan³⁾ 등은 나선형 흡기포트를 포함한 여러가지 흡기포트의 선회유동특성을 LDA, CTA, 베인형 유속계 및 ISM을 이용하여 조사하고, 정상유동 시험 결과와 모터링 시험 결과 사이에 상관관계가 있음을 보인 바 있다. Gale⁴⁾은 나선형 흡기포트를 갖는 직접분사식 디젤기관의 실린더 헤드 설계에 관하여 상세히 기술하고, 정상유동상태에서 실린더 내 선회유동 생성 방법을 ISM(impulse swirl meter)을 이용하여 고찰한 바가 있다. Stone⁵⁾ 등은 정상유동특성을 정량화 하는 여러 가지 변수에 대하여 체계적으로 정리한 바가 있다.

한편 나선형 흡기포트를 갖는 직접분사식 디젤기관의 선회비 측정은 흡기다기관을 분리한 채, 실린더 헤드만을 이용하여 선회비(R_s)와 평균유량계수($C_{f(mean)}$) 사이의 상관관계를 고찰해 오고 있다.^{4,5,6)} 따라서 복잡한 형상의 흡기다기관을 부착하였을 경우, 실린더 헤드의 선회 유동 특성은 변화하게 되며, 실제 작동엔진에서 각 실린더 사이의 토크 불균일 등을 초래할 수 있다. 그러나

흡기다기관이 부착된 경우와 같은 흡기포트 입구 조건 변화에 따른 실험적 연구는 아직 체계적으로 이루어지지 않고 있다.

본 연구에서는 나선형 흡기포트를 갖는 실린더 헤드의 선회유동특성과 흡기포트 입구의 유동조건 변화에 따른 영향을 고찰하고자, 흡기다기관의 길이 및 흡기다기관 끝부분에 부착된 곡관의 회전방향 변화에 대하여, 실린더 직경의 1.75배 위치에서 ISM(Impulse Swirl Meter)을 이용하여 유량계수 및 평균유량계수 그리고 무차원 리그스웰 및 선회비를 측정하였다. 따라서 본 연구의 목적은 나선형 흡기포트 입구조건에 영향을 고찰하여, 실린더 헤드의 개발단계에서 설정된 선회 특성과 실제 작동엔진 사이의 차이를 구명할 수 있는 실험데이터를 제공함으로써, 저공해 저소음 디젤엔진 개발에 기여할 수 있는 기초 자료를 얻는데 있다.

2. 실험장치 및 측정방법

2.1 실험장치

나선형 흡기포트에 의해 실린더 내에 형성되는 선회 유동특성을 실험적으로 고찰하고자, 나선형 흡기포트를 갖는 실린더 헤드와 선회비 측정을 위한 ISM, 유량측정을 위한 LFM(Laminar Flow Meter), 모의 실린더(dummy cylinder) 등이

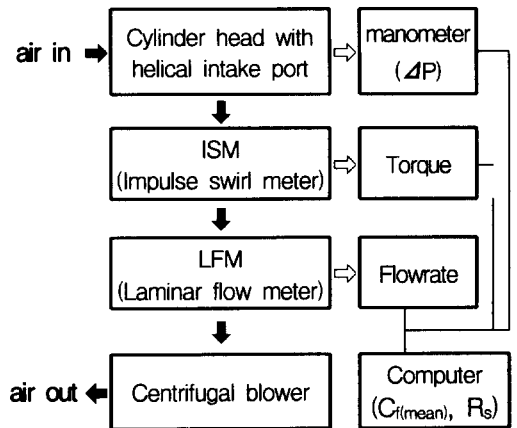


Fig. 1 Block diagram of the experimental apparatus

포함된 정상 유동 시험 장치를 Fig.1의 흐름도와 같이 구성하였다.

여기서, ISM은 실린더 내 각운동량을 측정하기 위한 허니컴과 로드셀(load cell)로 구성되어 있으며, 허니컴은 최대 흡입 밸브 양정에서 생성된 선회 유동이 압축행정 상사점에 접근할 때까지 소요되는 시간에 상당하는 실린더 내경의 1.75배 위치에 놓여져 있다.

실험에 이용된 엔진은 2밸브 나선형 흡기포트를 갖는 6기통 자연흡기식 엔진으로 내경과 행정이 각각 109mm, 118mm인 장행정 엔진이다. 흡기밸브는 헤드직경이 48mm이고 30°의 면각(seat angle)과 R15의 필렛반경(fillet radius)을 갖고 있다. 밸브시트는 아래 부분에 30° 그리고 윗 부분에 45°의 이중 시트각을 갖고 있어, 본 연구에서는 30°를 밸브시트각으로 정하였다.

일반적으로 실린더 중심에 대한 밸브의 위치는 한 개의 흡기포트를 갖는 실린더 헤드의 경우, 다음과 같은 밸브 편심율(valve eccentricity ratio, N_y)로써 표시된다.

$$N_y = \frac{Y}{B - D_0} \quad (1)$$

여기서 Y는 밸브 중심과 실린더 중심사이의 거리이며, B는 실린더 내경 그리고 D_0 는 밸브 헤드 직경이다.

식(1)에서 밸브가 실린더 벽면에 접해 있을 때 $N_y=0.5$, 그리고 실린더 중심에 놓여 있을 때 $N_y=0$ 이다. 실험에 이용된 실린더 헤드의 나선형 흡기포트는 실제 엔진에서 $N_y=0.472$ 의 편심율을 갖고 설치되어 있다.

2.2 선회비 측정방법

실린더 내 압력설정은 흡기밸브를 통과하는 유동조건이 충분히 발달된 난류상태가 되도록 345mmH₂O로 일정하게 유지한 상태에서 밸브양정을 1mm에서 12mm까지 1mm 간격으로 변화시켜가면서 토크 및 흡입 유량을 측정하였다.

흡기포트의 위치에 따른 영향을 알아보기 위하

여 흡기밸브의 중심점을 Fig.2에 도시된 것과 같이 X방향으로 실린더 중심인 $N_y=0$, $N_y=0.166$, $N_y=0.333$, $N_y=0.499$ 그리고 $N_y=-0.166$, $N_y=-0.333$, $N_y=-0.499$, Y방향으로 실린더 중심인 $N_y=0$, $N_y=0.166$, $N_y=0.333$, $N_y=0.499$ 그리고 $N_y=-0.166$, $N_y=-0.333$, $N_y=-0.499$ 로 움직여 가면서 실험을 수행하였다. 이때, 편심율은 실린더를 고정하고 실린더 헤드를 움직여 변경시켰으며, 측정된 토크 및 유량으로부터 평균유량계수와 선회비 등이 계산되었다.

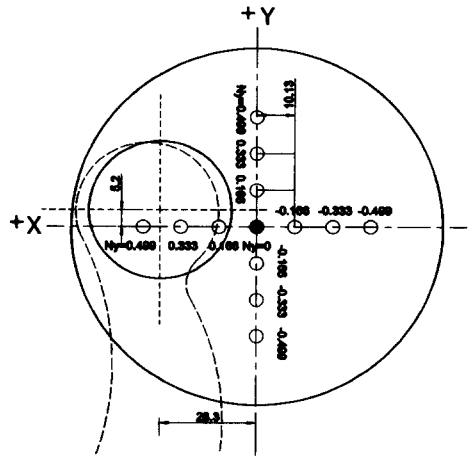


Fig.2 Definition of an axis of coordinates and intake valve positions

한편, 실린더 헤드 입구의 유동조건이 나선형 흡기포트의 유량계수 및 선회비에 끼치는 영향을 알아보기 위하여, Fig.3에 나타낸 것과 같이 흡기다기관을 모사한 장치를 부착한 후 실험을 수행하였다.

먼저 흡기다기관의 길이에 따른 영향을 알아보기 위하여 직경 50mm의 파이프를 설치하였다. 이때 파이프의 길이는 실린더 내경(B)의 0.5B, 1.0B, 1.5B, 2.0B, 2.5B, 3.0B 로 변화시켰다. 또한 흡기다기관의 곡률 및 곡률부분의 설치방향 변화에 따른 영향을 알아보기 위하여, 파이프 입구에 90°의 곡관을 설치하고, 곡관의 입구가 수직상방향을 향할 때를 0°로 정의하고, 곡관을 시계

방향으로 45°씩 회전시켜 315°까지 실험을 수행하였다.

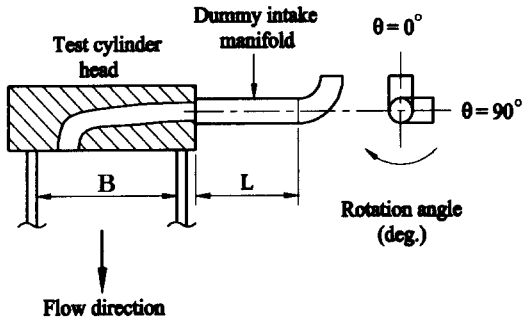


Fig.3 Schematic diagram of a dummy intake manifold and a curved tube

이때, 곡관 입구에는 벨마우스와 같은 부차물을 설치하지 않았으며, 곡관의 높이는 Fig.3에 표시된 흡기다기관을 모사한 파이프 중심선으로부터 65mm 이다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 편심을 변화에 따른 선회 유동 특성

나선형 흡기포트의 흡입 유동특성을 정량화 하는 방법으로, 밸브양정 변화에 따른 유량계수(C_f)와 밸브 작동구간 동안의 평균값에 해당하는 평균유량계수($C_{f(mean)}$)를 측정하는 방법이 있다. 또한 연소실 내로 분사된 연료 분무의 난류혼합을 촉진시키고 에너지 전달을 확산시키기 위한 선회 유동특성을 평가하는 방법으로, 무차원 리그스웰(N_r)과 이에 대한 선회비(R_s)를 측정하여 평균 유량계수와와의 상관관계를 고찰하는 방법이 널리 사용되고 있다. 이 때, 리카르도선회비(Ricardo swirl ratio, R_s)는 다음과 같이 정의 된다.

$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \eta_v \cdot L_d \cdot \frac{\int_{a_1}^{a_2} C_f N_r da}{\left(\int_{a_1}^{a_2} C_f da \right)^2} \quad (2)$$

여기서, ω_c 는 흡기밸브 작동 구간동안 실린더 내로 흡입된 공기의 각속도이고, ω_e 는 엔진 각속도 이다. 또한 L_d 는 엔진형상계수(engine shape factor, $L_d = BS/D^2$) 이고, η_v 는 체적효율이다.

Fig.4는 나선형 흡기포트에 의해 형성되는 유동장의 선회특성을 알아보고자, 두 흡기밸브의 중심점을 Fig.2에 나타낸 X, Y 방향으로 움직였을 때, $Z/B=1.75$ 위치에서 양정변화에 따라 측정된 무차원 리그스웰(N_r)을 $N_r = f(L/D)$ 관계로 나타낸 것이다.

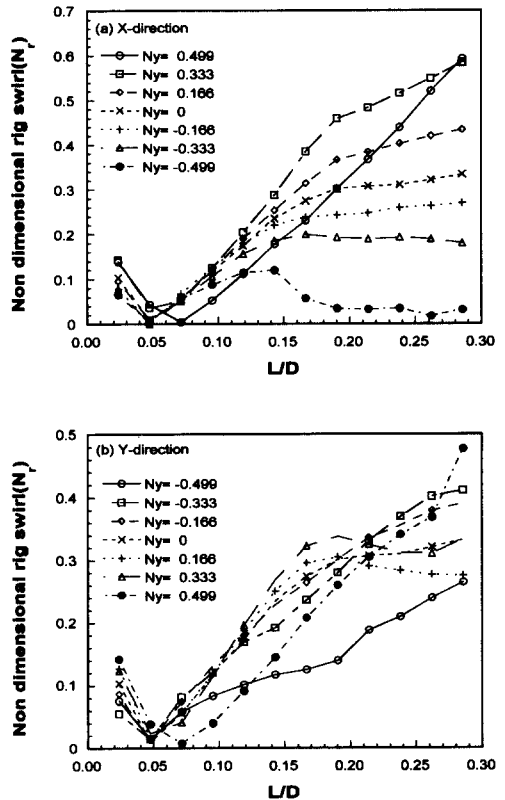


Fig.4 Distributions of N_r with valve eccentricity ratio at $Z/B=1.75$

Fig.4(a)는 흡기밸브의 중심점을 X방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 전반적인 분포경향

을 살펴보면 편심율변화에 따라 많은 차이를 나타내고 있으며, 특히 $L/D=1.0$ 부터 밸브양정이 증가할수록 그 차이가 더욱 크게 나타나고 있다. 나선형 흡기포트를 통과한 유동이 실린더 벽면을 따라 윤택하게 회전하지 못하고, 벽면과 충돌하는 지점으로 예상되는 $N_y=-0.449$ 의 경우, $L/D=0.14$ 를 경계로 급격히 감소하여 높은 밸브양정에서 거의 0에 가까운 값을 나타내고 있다.

또한 흡기밸브의 중심점이 (+) 방향으로 움직일수록 점점 증가하여 $N_y=0.333$ 에서 가장 높은 분포를 나타내고 있다. $N_y=0.449$ 의 경우 낮은 밸브양정에서 다른 흡기밸브 중심점의 위치와 달리 낮은 분포를 나타내지만, 밸브양정 증가에 따라 거의 선형적으로 증가하여, 최대 밸브양정 근처에서 $N_y=0.333$ 과 거의 유사한 분포를 나타내고 있음을 알 수 있다. 이것은 흡기밸브와 실린더 벽사이의 간격이 지나치게 좁아질 경우, 흡기밸브의 열림 면적이 작은, 낮은 밸브양정에서 흡기밸브 출구면적이 일부분이 폐쇄되는 효과로 유동저항이 증가하여 흡입유량이 감소함과 더불어, 감소된 유량으로 인하여 각운동량의 절대 발생량이 감소함을 알 수 있다. 따라서 흡기밸브와 실린더 벽면사이의 간격에 대한 최소 폭이 존재함을 알 수 있으며, 지나치게 작아지면 흡입유동저항이 증가함과 동시에 선회유동발생에 있어 불리하게 됨을 알 수 있다.

Fig.4(b)는 흡기밸브의 중심을 Y방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 흡기밸브가 실린더 벽면에 가까운 $N_y=-0.449$ 의 경우, 밸브양정 증가에 따라 매우 완만한 증가경향을 갖으며 가장 낮은 분포를 나타내고 있다. 밸브 중심이 +Y 방향으로 움직일수록 점차 증가하는 경향을 갖으며, $L/D=0.16$ 근처에서부터 증가 경향이 급격하게 감소함을 알 수 있다. 또한 흡기밸브가 실린더 벽면에 근접한 $N_y=0.449$ 의 경우 Fig.4(a)에 나타난 X방향에 대한 $N_y=0.449$ 의 경우와 유사하게 낮은 밸브양정에서 낮은 값을 나타내지만, 흡입유량이 증가하는 높은 양정까지 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다.

Fig.5는 밸브양정 변화에 따른 유량계수(C_f)로부터 흡기밸브 작동구간의 평균값의 의미를 갖는 평균유량계수($C_{f(mean)}$)를, 그리고 무차원 리그스윙(N_r) 분포로부터 흡기밸브의 작동구간 동안 흡입공기의 각운동량 발생 비율로 정의되는 리카르도 선회비(R_s)를 밸브편심율에 대하여 나타낸 것이다.

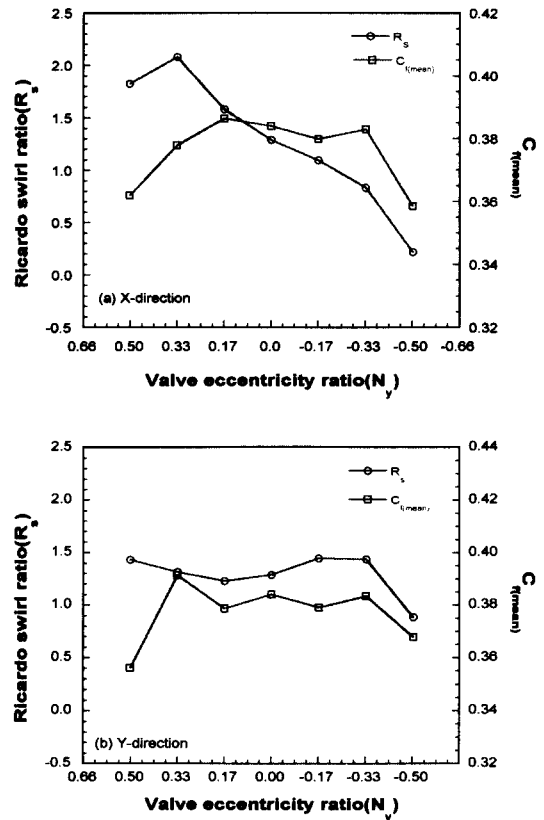


Fig. 5 Distributions of $C_{f(mean)}$ and R_s with valve eccentricity ratio at $Z/B=1.75$

Fig.5(a)는 흡기밸브의 중심을 X방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 먼저 평균유량계수의 변화를 살펴보면, 흡기밸브가 실린더 중심 근처에 있을 경우 거의 차이를 나타내지 않는 반면, (+)방향과 (-)방향에 관계없이 실린더 벽면에 접근함에 따라 평균유량계수가 감소함을 알 수 있다. (+)X방향의 경우, 흡기밸브가 $N_y=0$ 에서

$N_y=0.449$ 의 위치인 실린더 벽면 쪽으로 접근함에 따라 $C_{f(\text{mean})}=0.026$, 백분율로 6.6%감소하며, (-)X방향의 경우 $N_y=0$ 에서 $N_y=-0.449$ 의 위치인 실린더 벽면 쪽으로 접근함에 따라 $C_{f(\text{mean})}=0.022$, 백분율로 5.7%감소함을 알 수 있다. X방향 전체에 대한 변화 경향을 살펴보면, $N_y=0.166$ 에서 $C_{f(\text{mean})}=0.386$ 으로 최대값을 나타낸 후 점점 감소하여 $N_y=-0.449$ 에서 $C_{f(\text{mean})}=0.359$ 로 최소값을 나타내, X방향의 편심을변화에 따라 최대 0.027의 차이를 나타내 최대값을 기준으로 7%의 차이를 나타냄을 알 수 있다.

선회비 변화를 살펴보면 흡기밸브가 실린더 중심에서 (+) 방향으로 접근함에 따라 점점 증가하다가 $N_y=0.333$ 에서 $R_s=2.080$ 으로 최대값을 나타낸 후 $N_y=0.499$ 에서 약간 감소하는 경향을 나타내, 흡기포트가 실린더 중심에 있을 때보다 최대 $R_s=0.79$, 백분율로 61% 증가함을 알 수 있다. 또한 (-) 방향으로 움직임에 따라 점점 감소하여 $N_y=-0.499$ 에서 $R_s=0.216$ 의 최소값을 나타내 $N_y=0$ 에서 보다 $R_s=1.0719$, 백분율로 83%가 감소함을 알 수 있다. X방향 전체의 변화에 대하여 살펴보면, 최대 $R_s=1.864$ 의 차이를 나타내 최대값을 기준으로 90%의 편차가 있음을 알 수 있다.

Fig.5(b)는 흡기밸브의 중심을 Y방향으로 움직였을 경우에 대한 것이다. 평균유량계수의 변화는 흡기밸브의 중심이 X방향으로 움직일 경우와 유사하게 실린더 중심부에서 약간의 변동이 있기는 하지만 큰 차이를 나타내지 않는 반면, 실린더 벽면으로 접근함에 따라 감소하는 경향을 나타내고 있다. (+)Y방향의 경우, 흡기밸브가 $N_y=0$ 에서 $N_y=0.449$ 의 위치인 실린더 벽면 쪽으로 접근함에 따라 $C_{f(\text{mean})}=0.016$, 백분율로 4.2% 감소하며, (-)Y방향의 경우 $N_y=0$ 에서 $N_y=-0.449$ 의 위치인 실린더 벽면 쪽으로 접근함에 따라 $C_{f(\text{mean})}=0.028$, 백분율로 7.2%감소함을 알 수 있다. Y방향 전체에 대한 변화 경향을 살펴보면, $N_y=0.333$ 에서 $C_{f(\text{mean})}=0.391$ 의 최대값을 나타낸 후 급격히 감소하여 $N_y=0.499$ 에서 $C_{f(\text{mean})}=0.356$ 의 최소값을 나타내며, 그 차이는

0.035로 최대값을 기준으로 약 9%정도의 편차가 존재함을 알 수 있다. 이 차이를 X방향의 변화와 비교해 보면, 흡기포트의 위치가 Y방향으로 변화하는 경우가 약 2%정도 더 큰 차이를 나타내 유량계수에 더 민감한 영향을 끼침을 알 수 있다.

선회비 변화를 살펴보면 흡기밸브가 실린더 중심에 (+) 방향으로 접근함에 따라 약간 감소하다가 증가하여, 흡기포트가 실린더 중심에 있을 때보다 최대 $R_s=0.15$, 백분율로 11% 증가함을 알 수 있다. 또한 (-) 방향으로 움직임에 따라 점점 증가하여 $N_y=-0.333$ 에서 $R_s=1.438$ 의 최대값을 나타낸 후 급격히 감소하여 $N_y=-0.499$ 에서 $R_s=0.884$ 로 최소값을 나타내, $R_s=0.40$, 백분율로 31%정도 감소함을 알 수 있다. 또한 Y방향 전체의 변화에 대하여 살펴보면, $N_y=-0.333$ 에서 $R_s=1.438$ 의 최대값을 나타낸 후 급격히 감소하여 $N_y=-0.499$ 에서 $R_s=0.884$ 로 최소값을 나타내고 있다. 이 차이는 $R_s=0.554$, 최대값을 기준으로 한 백분율로 38.5%의 편차로서 X방향의 1.864, 90%보다 작게 나타나 X방향으로 편심을 변화가 Y방향의 변화 보다 더 민감한 반응을 보임을 알 수 있다.

3.2 흡입구 길이 변화에 따른 흡입 및 선회 유동특성

일반적으로 평균유량계수와 선회비 같은 무차원 값을 측정할 경우, 흡기다기관을 제거하고 실린더 헤드만을 대상으로 시험이 수행된다. 따라서 실제 엔진과 같이 흡기다기관이 부착되는 경우 흡기다기관의 형상에 따라 나선형 흡기포트 입구의 유동조건이 변화하여 평균유량계수 및 선회비가 달라지게 된다.

특히 대부분의 흡기다기관은 곡률을 갖는 곡판 형태로 되어 있으며, 각 실린더 위치에 따라 곡판의 길이 또한 다르게 설치되어 있다. 따라서 실린더헤드 개발단계에서 설정된 평균유량계수와 선회비가 흡기다기관이 부착된 실제 작동조건에 대한 결과와 차이를 나타낼 것으로 생각된다. 이와 같이 나선형 흡기포트를 갖는 실린더 헤드에

서 흡기포트 입구의 유동조건 변화에 따른 특성을 파악하기 위하여 흡기다기관을의 형상을 변화시켜가면서 흡입 및 선회 유동특성의 평가를 수행하였다.

Fig.6은 흡기포트 입구의 유동조건 변화가 실린더 내 선회유동장 및 흡입유동특성에 끼치는 영향을 알아보기 위한 방법으로, Fig.3에 나타낸 바와 같이 흡기포트 입구에 설치된 흡기다기관의 길이를 실린더 내경(B)의 0.5B부터 0.5B씩 1.0B, 1.5B, 2.0B, 2.5B, 3.0B까지 변화시켰을 때의 결과를 나타낸 것이다. 이때, 흡기다기관의 길이를 흡기포트 입구 면적의 상당직경으로 무차원화 하지 않고 실린더 내경으로 무차원화 하여 표시한 것은 흡기포트 입구면적이 실린더 내의 유효 행정체적, 즉 배기량에 의해 결정되기 때문이다.

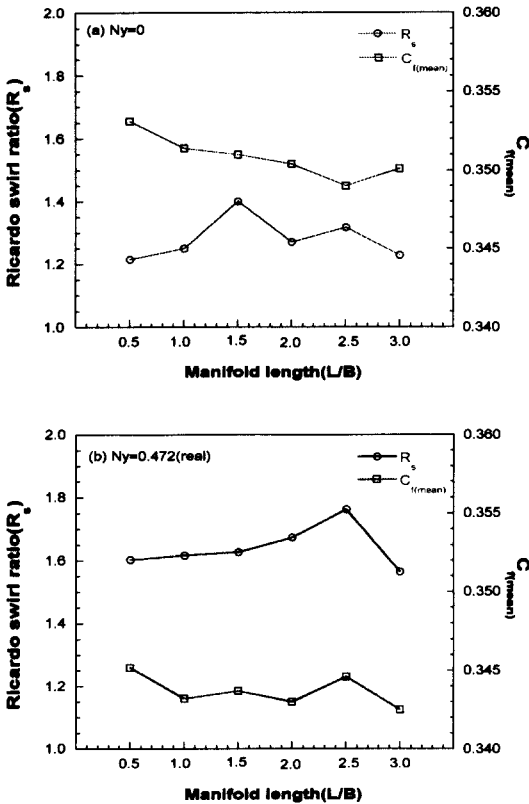


Fig. 6 Distribution of $C_{f(mean)}$ and R_s with intake manifold length(L/B)

결과는 흡기밸브 작동구간 동안 유량계수(C_f)의 평균값의 의미를 갖는 평균유량계수($C_{f(mean)}$)를, 그리고 무차원 리그스웰(N_r) 분포로부터 흡기밸브의 작동구간 동안 흡입공기의 각운동량 발생 비율로 정의되는 리카르도 선회비(R_s)를 흡기다기관 길이 변화에 대하여 나타내었다.

Fig.6(a)에 나타낸 흡기밸브의 중심이 실린더 중심에 있을 경우에 해당되는 $N_r=0$ 의 경우의 평균유량계수의 변화를 살펴보면, 흡기다기관 길이가 증가함에 따라 매우 작은 차이이기는 하지만 점차 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 흡기다기관이 설치되지 않은 경우보다 최대 9%의 감소함을 알 수 있다. 이것은 흡기다기관의 길이가 길어짐에 따라 유동손실이 증가하기 때문으로 판단된다. 선회비 변화를 살펴보면 흡기다기관 길이 변화에 대하여 특별한 변화 경향을 나타내지 않으며, 흡기다기관이 부착되지 않은 경우보다 최대 $R_s=0.113$, 백분율로 8.8%의 차이를 나타내고 있다.

Fig.6(b)는 흡기밸브가 실제 위치에 있을 경우에 대한 것이다. 먼저 평균유량계수의 변화를 살펴보면 흡기밸브 중심이 실린더 중심에 있을 경우인 Fig.6(a)의 경우와 같이 흡기다기관의 길이가 증가함에 따라 약간 감소하는 경향을 나타내며, 흡기다기관이 설치되지 않은 경우보다 최대 8.6%의 감소함을 알 수 있다. 선회비 변화를 살펴보면 흡기밸브가 실린더 중심에 있을 경우보다 다소 높은 1.6~1.7 수준을 나타내지만 흡기다기관 길이변화에 대하여 특별한 경향을 나타내지 않으며, 흡기다기관이 부착되지 않은 경우보다 최대 $R_s=0.27$, 백분율로 14.7%의 차이를 나타내, 흡기밸브가 실린더 중심에 있는 경우보다 다소 큰 차이를 나타내고 있음을 알 수 있다.

이상의 결과로부터 흡기다기관의 길이가 실린더 내경의 3.0B 이내의 범위에서 변화할 경우 평균유량계수는 9% 이내의 차이를 나타내며, 선회비는 흡기다기관이 부착되지 않은 경우보다 실린더 중심에 있을 경우 약 8.8%의 편차를 그리고 편심되어 있을 경우 약 14.7%의 차이를 나타냄

을 알 수 있다.

3.3 흡입구에 설치된 곡관의 회전각 변화에 따른 흡입 및 선회 유동특성

나선형 흡기포트는 흡기밸브 축을 중심으로 매우 짧은 나선형상의 통로를 형성하여 흡입되는 공기에 각운동량을 부여 하므로써 실린더 내에 선회 유동이 발생하도록 되어 있으며, 나선형 흡기포트의 기하학적 형상에 매우 민감한 반응을 나타낸다.

한편 흡기포트 입구에 부착되는 흡기다기관은 상대적으로 긴 곡관 형태로 되어 있으며, 각 실린더로 연결되는 곡관의 회전방향은 실린더 위치에 따라 다르게 설치되어 있다. 따라서 흡기다기관의 길이와 더불어 곡관의 회전방향에 따라 나선형 흡기포트 입구의 유동조건은 달라지게 되며, 결국 나선형 흡기포트의 흡입 및 선회 유동특성에 많은 영향을 끼칠 것으로 생각된다.

이와 같이 곡률을 갖는 흡기다기관의 연결상태가 선회 유동 특성에 끼치는 영향을 알아보기 위하여 90°의 곡률을 갖는 곡관을 흡기포트 입구에 부착하여 곡관의 회전방향에 따른 영향을 고찰하였다.

Fig.7는 흡기밸브 중심이 실린더 중심에 위치한 $N_y=0$ 에 대한 것으로, Fig.3에 나타낸 바와 같이 흡기포트 입구에 설치된 90°의 곡관을 0°부터 315°까지 45°간격으로 회전시켰을 때, $Z/B=1.75$ 에서 측정된 밸브양정 변화에 따른 유량계수와 선회비를 여러 가지 흡기다기관 길이에 대하여 나타낸 것이다.

평균유량계수 변화를 살펴보면 곡관의 회전방향에 관계없이 큰 차이를 나타내지 않고 있으며, 이러한 경향은 흡기다기관의 길이가 1.0B, 1.5B의 경우에도 유사함을 알 수 있다. 선회비 변화를 살펴보면 곡관의 회전각에 따라 차이를 나타내고 있으며, 흡기다기관 길이가 0.5B인 경우, 곡관의 회전각 90°에서 $R_s=1.444$ 의 최대값을 나타내며 270°에서 $R_s=1.036$ 의 최소값을 나타내, 최대 0.453의 차이를, 그리고 최대값을 기준으로

30.4%의 편차를 나타내고 있음을 알 수 있다. 또한 흡기다기관 길이가 약간 긴 1.0B의 경우 0.5B와 유사하게 90°에서 $R_s=1.444$ 의 최대값과 270°에서 $R_s=1.087$ 의 최소값을 나타내고 있다.

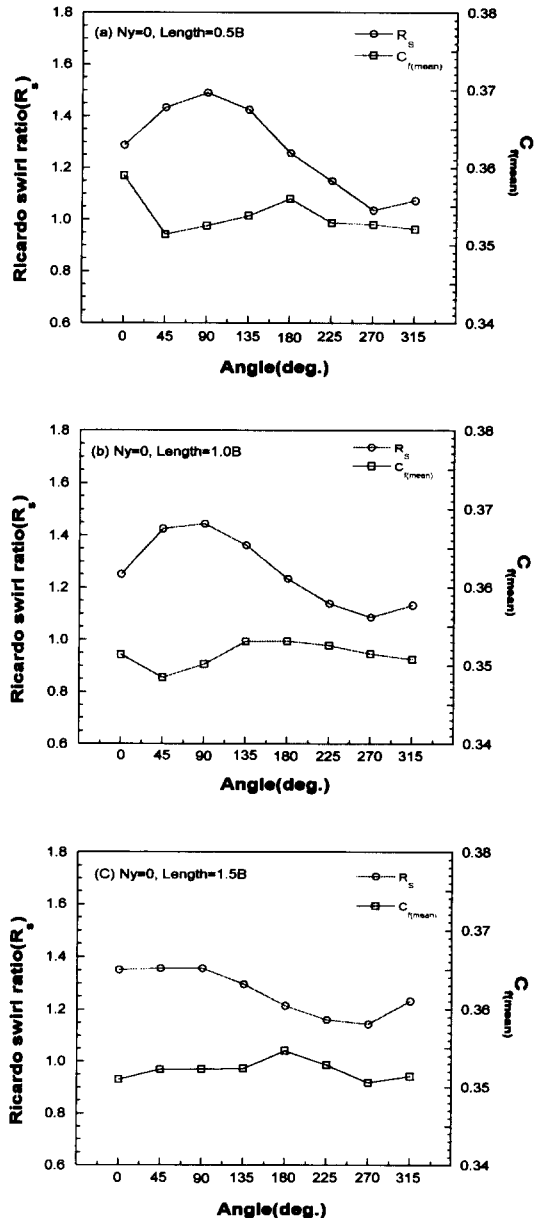


Fig. 7 Distribution of $C_{f(mean)}$ and R_s with intake manifold rotation angle at $N_y=0$

이 경우 최대 0.357의 편차를 그리고 최대값을 기준으로 24.7%이 차이를 나타내고 있다. 흡기다기관의 길이가 긴 1.5B의 경우, 최대 0.212의 편차를 나타내며 최대값을 기준으로 15.6%의 차이를 나타내, 흡기다기관의 길이가 길어질수록 흡기다기관의 곡률과 설치 방향에 다른 영향이 감소함을 알 수 있다.

Fig.8은 흡기밸브 중심이 작동엔진의 실제위치인 $N_y=0.472$ 에 대한 것이다. 평균유량계수의 변화를 살펴보면, 흡기다기관의 길이가 0.5B인 Fig.8(a)에서 회전방향이 0° 에서 45° 로 변화할 때 다소 큰 차이를 나타내기는 하지만, 전반적으로 흡기밸브의 중심이 실린더 중심에 있을 때와 유사하게 곡관의 회전에 관계없이 큰 차이를 보이지 않고 매우 유사한 분포를 나타내고 있으며, 이러한 경향은 흡기다기관의 길이가 변화하여도 유사하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

선회비 변화를 살펴보면 회전방향에 따라 차이를 나타내고 있으며, 흡기다기관 길이가 0.5B인 경우에 대한 Fig.8(a)를 살펴보면, 곡관의 회전각 90° 에서 $R_s=1.938$ 의 최대값을 나타내며 270° 에서 $R_s=1.217$ 의 최소값을 나타내 최대 0.721의 차이를 나타내고 있다. 이것을 최대값을 기준으로 백분율로 나타내면 37%의 편차를 나타낼 수 있다. 또한 흡기다기관 길이가 약간 긴 1.0B의 경우 0.5B와 유사하게 90° 에서 $R_s=1.840$ 의 최대값과 270° 에서 $R_s=1.343$ 의 최소값을 나타내 0.5의 차이를 그리고 최대값을 기준으로 한 백분율로 환산하면 27%의 차이를 나타낼 수 있다. 이러한 차이는 흡기다기관의 길이가 0.5B인 경우보다 약간 감소한 것이다. 또한 흡기다기관의 길이가 1.5B인 경우 최대 0.384의 차이를 나타내며, 최대값을 기준으로 21.7%의 차이를 나타낼 수 있다.

Fig.7과 Fig.8의 고찰로부터 흡기포트 입구에 설치된 곡관의 회전방향 변화에 따라 선회비가 일정한 경향을 갖고 변화함을 알 수 있으며, 이것은 나선형 흡기포트의 회전방향과 곡관의 설치 방향사이에 상관성이 존재함을 의미하는 것이다.

흡기밸브의 위치에 관계없이 90° 근처에서 최대값을 그리고 270° 근처에서 최소값을 나타내고 있어, 곡관의 회전방향이 실린더 헤드 표면과 평행할 때 큰 변화를 나타낼 수 있다.

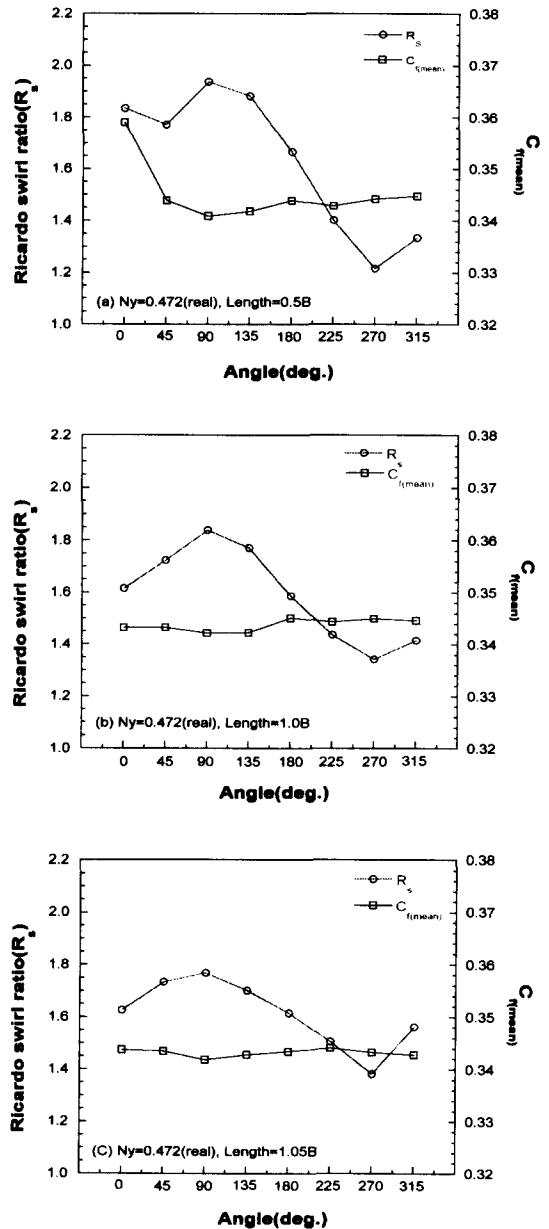


Fig. 8 Distribution of $C_{f(mean)}$ and R_s with intake manifold rotation angle at $N_y=0.472$

이러한 결과로부터 나선형 흡기포트의 선회 유동 특성은 흡기다기관의 유무와 곡관의 설치 방향에 큰 영향을 받음을 알 수 있다.

따라서 엔진 개발단계에서 나선형 흡기포트를 갖는 실린더 헤드의 $C_{f(\text{mean})}-R_s$ 관계가 적절히 튜닝 되었다 할지라도, 복잡한 형상의 흡기다기관이 설치된 실제 엔진 작동조건에서 달라질 수 있으며, 결국 각 실린더간의 연소변동에 따른 토크 특성의 불균일 현상을 초래하여 배기가스 오염물질 방출 증가와 소음 및 진동 증가, 내구성 악화 등에 영향을 끼칠 것으로 판단된다.

이러한 문제를 극복하기 위한 근본적인 방법은 실린더 헤드 개발단계에서 흡기다기관의 형상을 고려한 설계가 이루어지는 것이다. 이 외에 차선택으로 나선형 흡기포트에 적용되고 있는 흡기다기관의 형상을 자연흡기식 또는 터보차저식, 플레넘 챔버식 또는 바나나 타입 등으로 분류하여 모델링화 하고, 흡기다기관의 입구와 각 실린더의 흡기포트 사이의 길이 및 곡관부분의 설치 방향에 따른 실험적 연구로부터 흡기다기관 유무에 따른 보정 인자를 산출하는 것이 대안으로 제시될 수 있을 것이다.

4. 결 론

- 1) 나선형 흡기포트가 실린더 중심에서 (+)X방향과 (-)X방향으로 접근함에 따라 선회비는 최대 61% 증가와 83%가 감소하였다. 또한 (+)Y와 (-)Y방향으로 접근함에 따라 각각 11% 증가와 31%정도 감소함을 알 수 있었다. 선회비 변화를 최대값을 기준으로 살펴보면 X와 Y방향에서 각각 90%, 38.5%의 편차를 나타내, X방향으로 편심을 변화가 선회비에 더 큰 영향을 끼침을 알 수 있었다.
- 2) 흡기다기관의 길이가 실린더 내경의 3.0B 이내의 범위에서 변화할 경우 평균유량계수는 9% 이내의 차이를 나타내며, 선회비는 흡기다기관이 부착되지 않은 경우보다 $N_y=0$ 의 경우 약 8.8%를 그리고 $N_y=0.476$ 의 경우 약 14.7%의 차이를 나타냄을 알 수 있다.
- 3) 흡입구에 설치된 곡관의 회전방향에 따른 선회비 변화는 흡기다기관의 길이가 짧을수록 그리고, 흡기포트가 편심될 경우 영향이 크게 나타나며, $N_y=0$ 에서 최대값을 기준으로 30.4%를, 그리고 $N_y=0.476$ 에서 37%의 편차를 나타냄을 알 수 있었다.
- 4) 흡기포트 입구에 설치된 곡관의 회전방향 변화에 따라 선회비가 일정한 경향을 갖고 변화하며, 흡기밸브의 위치에 관계없이 90° 근처에서 최대값을 그리고 270° 근처에서 최소값을 나타내, 곡관이 실린더 헤드 표면과 평행하게 설치될 때 큰 변화를 나타냄을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) Khan, I.M., Greeves, G and Wang, C.H.T., "Factors Affecting Smoke and Gaseous Emissions form Direct Injection Engines and a Method of Calculation", SAE730169, 1973.
- 2) Tippelmann, G., "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE770404, 1977.
- 3) Monaghan, M.L. and Pettifer, H.F., "Air Motion and its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE810255, 1981.
- 4) Gale, N.F., "Diesel Engine Cylinder Head Design : The Compromises and The Techniques" SAE900100, 1990.
- 5) Stone. C.R. and Ladommatos, N., "The measurement and Analysis of Swirl Flow in Steady Flow", SAE921642, 1992.
- 6) 이지근, 김덕진, 강신재, 노병준, "4밸브 디젤기관의 흡기포트 형상에 따른 실린더 내 편심 선회유동특성에 관한 실험적 연구", 한국자동차공학회논문집, 제6권, 제1호, pp.59-72, 1998.