〈논문〉 SAE NO. 99370255

엔진의 흡기 공기량 조절용 스로틀 밸브에서의 유동 특성

Flow Characteristics inside a Throttle Valve Used to Control the Intake Air Flow rate in Engines

김 성 초*, 김 철**
Sungcho Kim, Cheol Kim

ABSTRACT

This paper describes the air flow characteristics inside the throttle valve. Two-dimensional steady incompressible Navier-Stokes equations are solved numerically with embedding the concept of the artificial compressibility and adopting the Baldwin-Lomax turbulence model. With varying the valve opening angles(the Reynolds number) such as 15°(5000), 45°(30000), 75°(7000) and 90°(10000), respectively, two cases, with a valve shaft and without one, are analysed.

The pressure loss between the entrance and exit is severe at 15°, 100 times as large as that of 90° case, which also depends much on the existence of the valve shaft. The counter rotating vortices are formed over the valve plate with the shaft at only 75°. They are small and very large scale in front and back of the valve shaft, respectively. The velocity profiles of 15° and 90° at the exit are almost symmetric to the horizontal center line, however, the symmetricity is no longer maintained at 45° and 75°, and in addition, the flow at 75° is enforced a lot below center line. The pressure distribution on the walls is largely changed near the valve shaft, and its magnitude becomes great as the valve angle decreases.

주요기술용어 : Throttle Valve(스로틀 밸브), Artificial Compressibility(인공적인 압축성), Baldwin-Lomax Model(볼드윈-로막스 모형), Pressure Loss Coefficient(압력손실 계수), Vortex Flow(와류), Recirculation Region(재순환 영역)

Nomenclature

$C_{\triangle p}$: pressure loss coefficient $(p_{in} - p_{out})/\frac{1}{2}\rho U_0^2$

P : mean pressure

* 정회원, 순천대학교 기계공학과
** 정회원, 순천제일대학 차량기계과

t : time
u_i : velocity vector
u_i' : velocity vector fluctuation
U_o : mean velocity at the inlet
x_i : Cartesian coordinates
y^+ : $\frac{\rho y}{\mu}\sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}$
β : artificial compressibility
μ : viscosity
ρ : fluid density
σ_{ij} : shear stress
τ_w : wall shear stress

Subscripts

in, out : inlet, exit of the valve

1. 서 론

자동차 성능은 종합적인 기술 발전을 통해서 개선될 수 있다. 자동차 기술은 새로운 외형 설계, 주행할 때의 안전 및 편의성 추구, 엔진 성능 향상 등의 문제를 해결하기 위해서 꾸준히 발전되고 있으며, 이러한 문제는 제품의 상대적인 경쟁력을 높이는 것과 직접적으로 관련된다. 특히 최근 들어서 연비 개선이나 환경 친화적인 엔진 개발에 많은 성과가 있었음에도 불구하고 여전히 기본 기술에 대한 이해가 절실히 요구되고 있고, 자동차의 심장이라고 할 수 있는 가솔린 엔진의 성능을 개선하기 위하여 연소실 구조, 연소 방식, 혼합기 생성 방법, 연료 공급 방법, 배기 가스 처리 등에 대한 많은 연구가 이루어지고 있다[1-8].

자동차용 가솔린 엔진에서 연비 강화와 출력 증강을 위해 시도되고 있는 근래의 기술동향은 연소직전의 흡기 난류를 이용한 희박 연소 방식, 디젤 엔진과 같은 직접 분사 방식, 엔진 회전수에 따라 조절되는 가변 흡기 시스템 등이다. 이것과 관련하여 엔진의 성능을 개선하기 위해서는 흡기 장치에 대한 철저한 연구가 필요하다고 볼 수 있다. 엔진에 유입되는 공기는 기본적으로 공기 여과기, 유량 조절용 스로틀 밸브, 흡기 다기관 및 흡기 밸브를 거치게 되며, 따라서 이들 장치는 연소 현상에 직접적인 영향을 미치는 연료 액적의 미립화, 스월, 텀블 현상과도 관련된다. 특히 흡기 시스템은 체적효율, 연소의 안정성 등에 큰 영향을 주는 것으로 판단되므로 중요하다. 일반적으로 엔진의 부하 상태에 따라 기계적으로 조절되는 스로틀 밸브의 열림 각도에 대한 정보는 엔진의 전자 제어 장치에 전달되어 이에 상응하는 최적의 연료가 분사되는데, 그 구조는 간단하다. 즉 원통형의 관에 원판이 있고 이 원판은 축과 일체로 되어 있으며 원통의 단면적은 원판 구동축의 앞부분에서 축소되어 엔진의 흡기 포트에 유입되는 공기의 속도를 증가시키고 있다. 엔진에 전자 제어 방식이 도입됨에 따라서 사용되게 된 일점 또는 다점 분사식 엔진의 경우에 연료는 각각 스로틀 밸브 앞쪽과 뒤쪽에서 분사되는데 일점 분사식의 경우에 연료의 일부가 밸브 원통 안쪽 벽과 원판의 앞쪽에 부착되고 연료는 액적으로 공기와 혼합되어 연소실로 들어간다[9]. 또한 밸브 관에 작은 구멍을 적당히 뚫음으로써 밸브 관 뒤에 형성되는 재순환영역을 없애서나 축소시킬 수 있고, 그 결과로 압력 손실을 줄이면서 공기와 연료의 혼합을 개선할 수 있다[6]. 현재의 가솔린 엔진은 대부분 다점 분사식이며, 최근 들어 디젤 엔진에서 채택하고 있는 실린더 내의 직접 분사 방법도 채택되는 경향이 있다. 스로틀 밸브는 완전히 열리는 경우를 제외하고는 흡기 시스템에 최소의 유동 면적을 만들게 된다. 또한 전형적인 도로 주행 상태에서는 90% 이상의 전체 흡기 압력 손실이 스로틀 밸브를 지나면서 발생한다. 스로틀 밸브는 원판의 각도에 따라 유로 면적을 변화시키므로써 공기 유량을 조절하는 원리인데, 부분적인 작동 조건은 20-45° 범위라고 할 수 있고, 특히 이 범위에서는 열린 면적을 통해서 흐르는 유동은 초기에 2차원 제트와 같은 양상을 띠고 있다[10]. 물론 실제 스로틀 밸브에서의 흐름은 완전한 3차원이지만 기하학적인 모양에 따라 흐름에 대칭면이 존재한다.

엔진의 실린더 내 유동을 수치적인 방법으로 해석하려면 무엇보다도 정확한 경계 조건을 부여해야 한다. 공기 여과기, 스로틀 밸브, 흡기 다기관, 흡기 밸브로 구성되는 엔진의 흡기 시스템에서의 유동은 비교적 복잡하고 해석도 쉽지 않다. 따라서 본 논문에서는 엔진에 유입되는 흡입 공기량을 조절하는 스로틀 밸브의 원판 열림 각도에 대해서 스로틀 밸브 안의 유동 현상을 수치해석의 방법으로 규명한다. 문제 해석을 간단히 하기 위해서 기하학적인 모양은 실제 스로틀 밸브의 제원을 참조하되 유동장은 2차원으로 가정한다. 왜냐 하면 그렇게 하더라도 유동장의 물리적인 현상에 대한 충분한 정보를 얻을 수 있고, 실제 스로틀 밸브의 형상에 의해 야기되는 비교적 복잡한 3차원 흐름에 대한 해석을 피할 수 있기 때문이다.

2. 수치해석

2.1 지배 방정식 및 수치 기법

2차원 비압축성 난류 흐름에 대한 기본 방정식을 텐서형으로 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho}\frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

여기서

$$\sigma_{ij} = \mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \rho\overline{u_i' u_j'} \tag{3}$$

이다. 비압축성 나비어-스톡스 방정식인 식(2)는 압력이 원시함수 형태로 들어 있기 때문에 압축성인 경우에 비해서 일반적으로 풀기가 어렵다. 따라서 인공적인 압축성을 도입하면 압축성 문제의 해법을 비압축성 문제에 적용하는 것이 가능하며[11], 이 때 연속 방정식은 다음과 같이 쌍곡선형으로 쓸 수 있다.

$$\frac{1}{\beta}\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{4}$$

여기서 β는 인위적인 압축성에 대한 임의의 상수로서 레이놀즈수와 물체의 특성 길이에 따라 달라지는데[12], 본 논문에서는 10을 사용하였다. 정상 상태의 해는 식(4)의 첫 째 항이 0이 될 때 수렴한 것으로 볼 수 있다. 이제 비압축성 흐름에 대한 지배 방정식은 타원형에서 쌍곡선형으로 바뀌게 되므로 압축성 흐름에 대한 지배 방정식의 풀이 방법을 그대로 적용할 수 있게 된다.

수치 계산을 위해서 대류항을 중앙 차분으로 처리하면 대류항의 비선형성에 의해 해에 진동이 유발되는 문제가 있으므로 1차 상류 차분법을 사용하며 차분 방정식을 비반복적이고 근사적인 요소화로 만든 다음에 대각화시켜서 ADI(alternating direction implicit) 방법으로 푼다. 참고문헌에 대한 상세한 과정이 기술되어 있으며[13,14], 실험 결과와 비교하여 이러한 수치 해석 방법이 타당함을 보이고 있다.

지배 방정식을 풀 때에 가장 문제가 되는 것 가운데 하나가 바로 난류항의 처리이다. 일반적으로 복잡한 흐름에 잘 적용되는 난류 모형은 찾아보기 어렵고, 상대적으로 복잡한 난류 모형을 적용하더라도 해가 뚜렷이 개선되지도 않는다. 왜냐 하면 난류 흐름은 오직 유동의 양상에 지배되는 특성을 갖고 있기 때문이다. 이러한 이유로 간단한 난류 모형이 공학적으로 선호되고 있는데, 본 논문에서는 프란틀의 혼합 거리 이론에 바탕을 두고 있는 0-방정식 난류 모형인 볼드윈-로막스의 난류 모형[15]을 사용하며, 여기서 난류 점도는 와도의 크기에 기초하여 계산된다.

2.2 격자 생성 및 경계 조건

실제 스로틀 밸브는 단면의 지름이 변하는 원통 안에 원형 판이 있고 원판은 축으로 구동되는 구조로 되어 있어서 3차원 형상이다. 문제의 형상을 간단히 하기 위해서 본 논문의 해석 범위는

스로틀 밸브의 대칭면으로 국한하여 2차원적으로 처리하되 스로틀 밸브는 현재 승용차에서 사용되는 특정 모델을 선정하였다.

스로틀 밸브의 입구 지름은 58mm이고 출구 지름은 50mm이며 밸브 판의 축으로부터 앞쪽으로 입구 지름의 0.62배가 되는 곳에서 지름이 축소되고, 밸브 판을 구동하는 축 지름은 출구 지름의 0.1배이다. 스로틀 밸브가 기하학적으로는 비교적 간단하지만 밸브 판 때문에 단일 블록으로 격자를 생성하는 것은 대단히 어렵고, 비록 가능하더라도 격자의 질을 보장할 수 없다. 이러한 이유로 계산 영역의 격자는 당연히 다중 블록으로 구성해야 한다. 블록은 밸브 판을 기준으로 하여 밸브 각도와 관계없이 2 개로 구성하였다. 기하학적 모양을 고려하면 밸브 판을 움직여 주는 원형 축 주위는 O-형 격자를 사용하고 전체적으로는 H-형 격자를 사용하는 것이 바람직한데 이럴 경우에는 키메라(Chimera 또는 Overset) 격자계 등을 사용해야 하지만 격자를 만드는데 계산시간이 많이 걸리고 복잡하다. 따라서 본 논문에서는 전체적으로 H-형 격자계를 사용한다. 초기 격자는 고체면 근처에 격자를 밀집시켜서 대수적인 방법으로 만들고 격자의 평활성 등을 위해서 다시 타원형 방법을 적용한다.

격자계는 모두 4 가지로써 밸브의 열림 각도가 15° , 45° , 75° 와 90° 일 때에 대해서 각각 구성되었으며 Fig.1과 같고, 격자의 크기는 해가 격자 규모에 직접적으로 의존하는지의 여부를 조사하여 결정하였다. 대표적으로 밸브 축이 있는 45° 의 경우는 Fig.1과 같고 밸브 구동 축이 없는 경우도 유사한 방법으로 만들었고 그 크기도 같다. 격자 크기가 해에 미치는 영향, 즉 수치 해의 격자 의존성을 조사하여 결정하였는데, 그 크기는 15° 와 45° 에 대해서 90×70×2블록(밸브 판을 기준으로 왼쪽과 오른쪽)으로 하였고 , 75° 와 90° 에 대해서는 180×35×2블록(밸브 판을 기준으로 아래쪽과 위쪽)으로 하였다. 특히 난류 점도를 계산하기 위해서 벽 근처에서 격자를 밀집시켰는데 벽에 가장 가까운 격자는 $y^+<3$의 범위에 있도록 하였다.

Fig.1 Grid System in the Throttle Body with a Valve Shaft

경계 조건은 모든 고체 벽에서 점착 조건(no-slip condition)을 사용하였고, 입구에서의 속도 분포는 균일하게 설정하였으며 출구에서는 속도를 외삽하였다. 또한 압력도 입구와 출구에서 모두 외삽하였다.

3. 계산결과 및 고찰

계산은 2.2에서 설명한 밸브 각도 변화와 밸브 축의 유무를 구분하여 했으며, 각각에 대해서 레이놀즈수는 5000, 30000, 70000, 100000으로 선택하였고, 레이놀즈수는 스로틀 밸브의 입구지름을 특성 길이로 하여 결정하였다. 입구에서 속도는 각각 1.46, 8.8, 20.7, 29 m/s이다.

Fig.2-3은 각각 밸브 축이 있는 경우와 없는 경우에 대한 압력 분포를 나타내고 있다. 일반적으로 밸브 각도가 작으면 압력 손실도 크다고 볼 수 있으며, 15° 의 경우는 밸브가 완전히 열렸을 때인 90° 에 비해서 100배 정도의 압력 손실이 있다고 볼 수 있다. 또한 밸브의 열림 각도가 75° 인 경우를 제외하면 전체적으로 밸브 축의 유무에 관계없이 비슷한 압력 분포를 나타내고 있다. 이것은 밸브 축의 지름에 의한 영향이 전반적으로 크지 않음을 의미한다. 또한 밸브 판 주위에서 큰 압력 변화가 있음을 알 수 있고 이것은 밸브 각도가 작을 때에 더 심하다. 스로틀 밸브의 입구와 출구 사이에 발생하는 압력 손실계수는 Table 1과 같고, 일반적으로 밸브 각도가 작을수록 압력 손실도 더 커진다. 밸브 각도

가 15° 일 때는 유로 면적이 너무 작아서 압력 손실도 매우 크고, 75° 일 때는 밸브 축에 의해 유동이 상대적으로 복잡해지므로 밸브 축이 없을 때보다 손실은 조금 더 커진다.

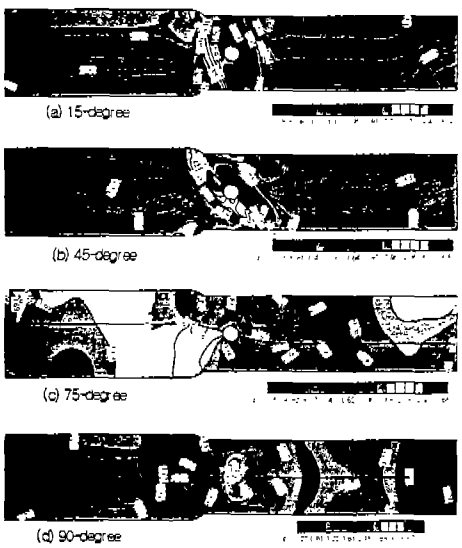

Fig.2 Pressure Contours in the Throttle Body with a Valve Shaft

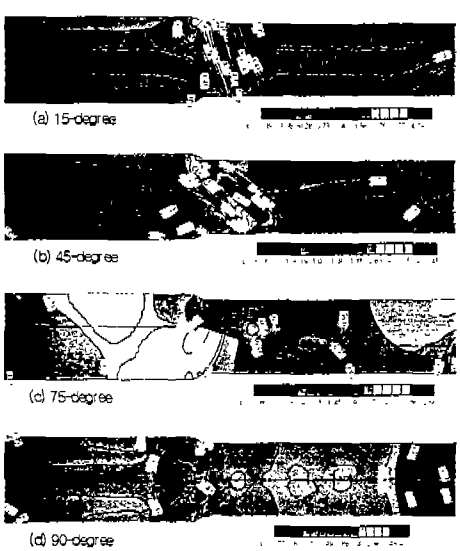

Fig.3 Pressure Contours in the Throttle Body with a Valve Shaft

Table 1 Pressure Loss Coefficient According to the Valve Angles(s:shaft, ns:no shaft)

Valve Angle		$C_{\Delta p}$	Valve Angle		$C_{\Delta p}$
15°	s	0.313	75°	s	0.0022
	ns	0.223		ns	0.0020
45°	s	0.0065	90°	s	0.0027
	ns	0.0065		ns	0.0027

스로틀 밸브에서는 밸브 판 주위 유동이 중요하며 또한 복잡하다. 여기서는 제시하지 않았지만 밸브 판 주위의 속도 벡터를 분석하면 15° 일 때 밸브 판 앞뒤의 위쪽 벽과 앞쪽 아래 벽에 아주 작은 박리 영역이 존재하는데 그 이유는 유로가 너무 작아서 속도가 매우 증가하고 압력이 상대적으로 매우 감소하기 때문에 밸브 판 근처에 역압력 구배가 생기기 때문이며, 밸브 축이 없는 경우에는 이러한 박리영역이 발견되지 않았다. Fig.4는 15° 일 때 밸브 판 뒤쪽 밸브 축 아래의 유선인데 안장점(saddle point) 흐름과 같은 유동현상이 존재하는 것이 흥미롭다.

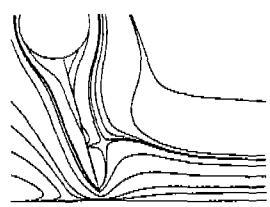

Fig.4 Streamlines in the Lower part of the Valve plate at 15 ° with a Valve Shaft

또한 75° 의 경우에만 밸브 윗면의 앞쪽에 작은 와류와 뒤쪽에 큰 규모의 와류가 존재하며 서로 반대 방향으로 회전하는데, 유선 분포를 나타내고 있는 Fig.5에서 이것을 명확히 볼 수 있다. 여기서는 나타내지 않았지만 밸브 축이 없는 경우에는 동일한 밸브 각일 때에도 밸브 윗면의 앞쪽에 있는 와류는

나타나지 않으며, 그 대신에 밸브 판 위에 형성되는 와류의 규모는 밸브 축이 없을 때보다 약간 더 크다.

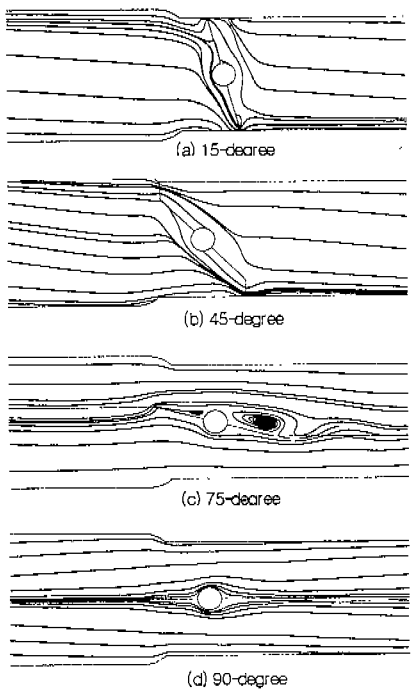

Fig.5 Streamlines in the Throttle Body with a Valve Shaft

스로틀 밸브 출구에서의 속도 분포는 Fig.6에 나타낸 것과 같은데, 15° 와 90° 일 때는 수평 중심선에 대해서 대략적으로 대칭성이 있지만, 45° 와 75° 에서는 그렇지 않다. 특히 75° 일 때는 아래쪽 유동이 크게 강화되지만 4 가지 경우 모두에서 밸브 축의 유무가 출구 속도 분포에는 그다지 큰 영향을 주지 않는 것으로 나타난다. 본 논문에서 계산한 밸브 원통의 길이는 출구 쪽의 지름의 6 배로 하여 상대적으로 유로가 짧을 뿐만 아니라, 입구에서의 흐름은 균일 유동으로 가정하였기 때문에 밸브 출구에서의 속도는 밸브 각도에 상관없이 완전히 전개된 (fully developed) 흐름 형태를 보이지 않고 있다.

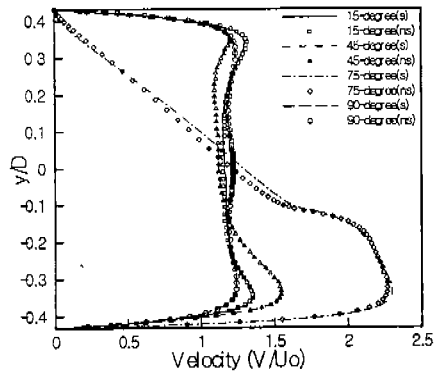

Fig.6 Velocity Profiles at the Exit(s,ns:with, without a valve shaft)

Fig.7-10은 밸브 통 상하면의 압력계수를 보여주는데, 90° 경우는 대칭이므로 윗면 대신 밸브 중심선의 압력계수를 표시하였다. 전반적으로 밸브 판 근처에서 심한 변동이 있으며, 45° 를 제외하고는 밸브 축이 압력 분포에 큰 영향을 미치고 있다. 밸브 입구 근처에서 압력 계수가 크게 떨어지는 것은 경계 조건으로 사용한 균일한 입구 속도가 전개되기 시작함으로써 유동 에너지를 잃기 때문이다. 특히 밸브 개도 각도가 작을수록 밸브 판 주위의 압력 분포가 크게 변함으로 이것이 유동의 안정성에 어떤 영향을 미치는지 자세히 규명할 필요가 있다.

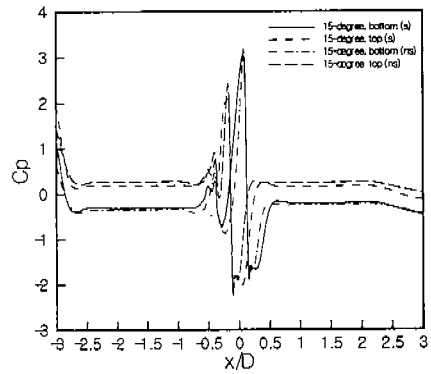

Fig.7 Pressure Distributions on the Bottom and Top Walls at 15° Opening

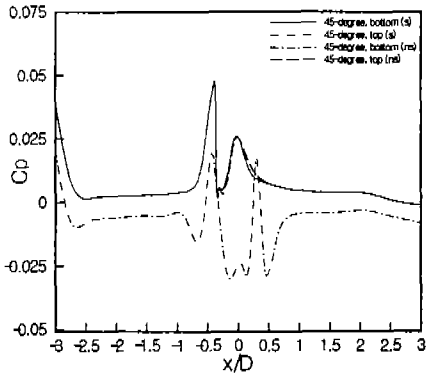

Fig. 8 Pressure Distributions on the Bottom and Top Walls at 45° Opening

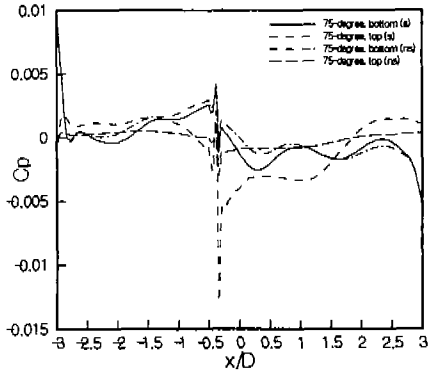

Fig. 9 Pressure Distributions on the Bottom and Top Walls at 75° Opening

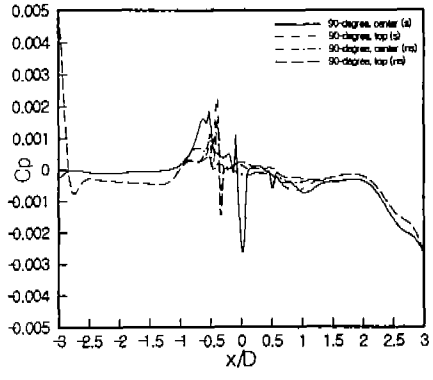

Fig. 10 Pressure Distributions on the Bottom and Top Walls at 90° Opening

4. 결 론

본 논문은 가솔린 엔진의 흡기 유량 조절에 사용하는 실제 스로틀 밸브의 대칭면에서 유동 현상을 2차원 정상상태 비압축성 나비어-스톡스 방정식을 수치적으로 풀어서 규명하였다. 유동 해석에서의 변수를 밸브의 개도 각도(15° , 45° , 75° , 90°)와 밸브 축의 유무로 하였고 레이놀즈수는 각각의 밸브 각도에 대해서 5000, 30000, 70000, 100000으로 하였으며 계산 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 밸브 각도가 15° 일 때의 압력 손실 계수는 밸브가 완전히 열렸을 때에 비해서 약100배이며, 45° 부터는 압력 손실 계수가 밸브 각도에 따라 크게 달라지지 않고 밸브 판 구동 축의 유무가 압력 손실 계수에 큰 영향을 미치지 않는다.
2) 밸브 판 주위에 큰 압력 변화가 있으므로 유동의 안정성 문제가 생길 수 있다.
3) 45° 와 75° 일 때를 제외하면 스로틀 밸브의 출구 속도 분포에 대칭성이 있으나 일반적인 채널 흐름에서 볼 수 있는 완전 전개된 흐름으로 회복되지는 않는다. 스로틀 밸브와 흡기 포트 사이의 거리가 비교적 짧기 때문에 흡기 공기는 이러한 속도 분포로 엔진에 유입될 것이다. 특히 75° 일 때의 밸브 출구 속도 분포는 아래 쪽 유동이 크게 강화된다.
4) 75° 일 때에는 밸브 판의 위쪽에 큰 규모의 와류가 존재한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 순천대학교

자동차부품 및 소재연구 개발센터의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

1. D. N. Assanis and M. Polishak, "Valve Event Optimization in a Sparc-Ignition Engine," Trans. of ASME, J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Vol.112, pp.341-347, 1990.
2. M. Fusieda, Y. Ohyama, M. Ooshuga and T. Nogi, "Analysis of Gas Flow in the Intake Manifold of Gasoline Engines," JSAE Review, Vol.12, No.1, pp.6-10, 1991.
3. 강동원, 양희천, 채수, 유홍선, "헤드 형상에 따른 2행정기관 실린더 내의 유동장에 대한 수치해석적 연구," 한국자동차공학회논문집, Vol.2, No.5, pp.48-57, 1994.
4. 박덕규, 이경환, "점화기관에서 스파크 플러그형 광섬유 프로브와 PCB 헤드가스켓형 이온 프로브를 이용한 엔진 유동 형태에 따른 화염 전파 특성," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp.95-100, 1995.
5. M. J. Sampson and J. B. Heywood, "Analysis of Fuel Behavior in the Spark-Ignition Engine Start-Up Process," SAE Tech. Paper 950678, 1995.
6. 이창식, 조병옥, "흡기관 내의 혼합기 유동 특성에 관한 연구," 한국자동차공학회논문집, Vol.4, No.1, pp.218-228, 1996.
7. 조진호, "직접 분사 가솔린 엔진의 개발," 한국자동차공학회지, Vol.20, No.3, pp.1-10, 1998.
8. 정수진, 김우승, "배출물 저감을 위한 촉매변환기 내의 3차원 유동 해석," 한국자동차공학회논문집, Vol.6, No.5, pp.55-75, 1998.
9. H. Monden and R. Kataoka, "Practical Measuring Method of Deposited Fuel and Evaporated Fuel in the Induction System," Proc. of the 23rd FISITA Conf., Torino, Italy, Vol.I, pp.295-302, 1990.
10. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Co. 1988.
11. Chorin, A.J., "A Numerical Method for Solving Incompressible Viscous Flow Problems," J. of Comp. Physics, Vol.2, pp.12-26, 1967.
12. J. L. C. Chang and D. Kwak, "On the method of Pseudo Compressibility for Numerically Solving Incompressible Flows," AIAA Paper 84-0252, 1984.
13. 윤용현, "원통과 사각통을 결합한 도관 내의 공기 흐름 해석," 한국항공우주학회지, 제23권, 제5호, pp.33-40, 1995.
14. 윤용현, 김성초, "원형 단면에서 사각 단면으로 바뀌는 도관내 공기흐름의 수치적 해석," 한국항공우주학회지, 제24권, 제1호, pp.18-26, 1996.
15. B. S. Baldwin and H. Lomax, "Thin Layer Approximation and Algebraic Model for Separated Turbulence Flows," AIAA Paper 78-0257, 1978.