

PCV(Positive Crankcase Ventilation) 밸브의 유동특성에 관한 수치해석

이종훈¹⁾ · 최운환²⁾ · 이연원²⁾

부경대학교 대학원 기계공학부¹⁾ · 부경대학교 기계공학부²⁾

Computational Analysis of Flow Characteristics of a PCV Valve

Jong Hoon Lee¹⁾ · Yoon Hwan Choi²⁾ · Yeon Won Lee^{*2)}

¹⁾Graduate School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

(Received 21 October 2004 / Accepted 23 May 2005)

Abstract : A great deal of exhaust gas inside a combustion room goes out through exhaust pipe. But residual gas "Blowby gas" enters the crankcase through a small gap between the piston and the cylinder wall. Here, if the blowby gas isn't vented, this causes many bad effects such as lubricant oil contamination, corrosion by that and crankcase explosion by rising pressure. So most automobiles are constituted with a PCV(Positive Crankcase Ventilation) system to prevent previous problems. PCV valve is the most important part in this ventilation system. When companies are manufacturing new cases, engineers are designing it depending on their experiments than theoretical knowledges. Much efforts and times are needed for new development. This study will show quantitative results to increase the possibilities for the optimal design.

Key words : Blowby gas(블로우바이가스), Orifice(오리피스), Quasi-steady state(준정상상태), Spool(스플)

Nomenclature

- ρ : density, kg/m^3
- p : pressure, N/m^2
- R : gas constant for air, $287.04J/kgK$
- T : temperature, K
- k : turbulent kinetic energy, m^2/s^2
- e : turbulent kinetic energy dissipation, m^2/s^3
- Ma : mach number

1. 서론

우리나라는 1980년대의 급격한 경제발전과 함께

어느덧 자동차 1천만대 시대에 들어섰다. 자동차의 증가는 수도권과 대도시에서의 교통체증을 야기했고, 이로 인해 자동차에서 배출 가스는 생활권에서의 대기오염을 심각한 상황에 놓이게 하였다. 또한, 엔진 연소실 내에서 발생된 연소 후 가스는 대부분 배기관을 통해 배출되지만, 일부는 실린더의 미세 틈을 통하여 크랭크실로 들어가 엔진의 성능을 저하시킨다.

이러한 문제점을 해결하기 위하여 PCV 밸브는 자동차 엔진의 rocker cover에 장착되어 연소실에서 발생된 블로우바이 가스(HO, CO, NOx 등)가 대기로 방출되는 것을 방지하고 엔진의 구동조건에 따라 발생량이 다른 블로우바이 가스를 제어하여 엔진 연소실로 피드백을 시켜 재연소 할 수 있게 한다.¹⁾

*To whom correspondence should be addressed.
ywlee@pknu.ac.kr

PCV 밸브는 자동차 엔진 부품으로서 엔진의 종류와 구동조건에 따라 다른 유량특성, 압력특성을 가지는 것으로서 선진국에서는 엔진의 특성을 감안한 전산설계 시뮬레이션 등을 실시하고 있으나, 현재 국내의 기술수준은 경험 및 수작업에 의한 설계로 기초단계에서의 오차의 증가, 요구 성능에 대한 신속한 대응력 부재 및 개발기간이 늘어남으로 인해 완성차 업체의 새로운 엔진 개발 기간의 장기화를 초래하고 있는 실정이다. 따라서 자동차산업의 지속적인 경쟁력을 확보하기 위하여 생산기술과 이론적 해석 등이 접목된 선진국 수준의 최적설계 능력의 확보가 필요하다.

자동차 배기량에 따라 요구되는 블로우바이 가스의 유량이 다르므로, 설계자는 각각의 케이스에 따라 밸브의 기하학적 형상을 설계하고 있다. 그러나, 각 케이스 별 유량제어가 제대로 이루어지지 않아 실제 공정 상에서 높은 불량률을 보이고 있는 것이 현실이다. 따라서, 본 연구는 시제품 개발 시 밸브의 기하학적 형상설계 공정을 최적화하기 위한 선행 연구로서 현재 양산 중인 모델을 채택하여 유동특성을 연구하였다.

2. 해석 모델 및 수치 해석 방법

2.1 해석 모델

엔진의 실린더와 피스톤 틈새 사이로 크랭크실에 유입되는 블로우바이 가스가 PCV 밸브를 통해 연소실로 재순환되는 과정을 개략적으로 Fig. 1에 나타내었다.²⁾

재순환 시스템은 개방계와 밀폐계로 나누어진다. 개방계의 경우, INTAKE BREATH를 통해 외기를 크랭크 케이스로 불러 넣어 블로우바이 가스와 함께 DRAFT TUBE를 통해 외부로 배출한다. 밀폐계의 경우, 블로우바이 가스를 외부로 배출시키지 않고 MANIFOLD SUCTION TUBE를 통해 PCV 밸브에서 유량조절 된 후 연소실로 보내져 재연소 시킨다. 전자의 경우는 미연소가스인 블로우바이 가스를 외부로 방출함에 따른 환경적 문제가 야기되어 현재는 거의 사용되지 않고, 후자처럼 블로우바이 가스를 재연소 시키는 크랭크 케이스 강제 환기 시스템이 사용된다.

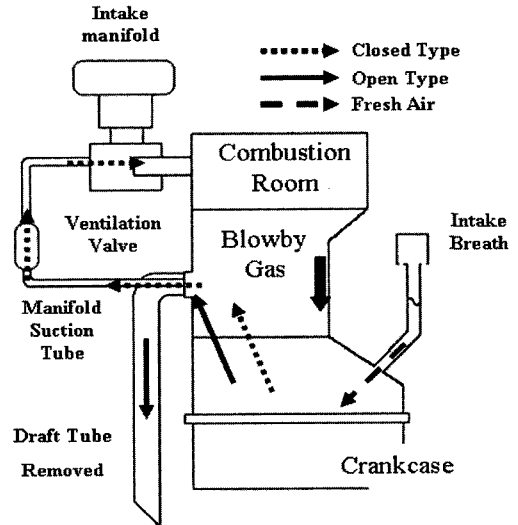


Fig. 1 Schematic diagram of positive crankcase ventilation system

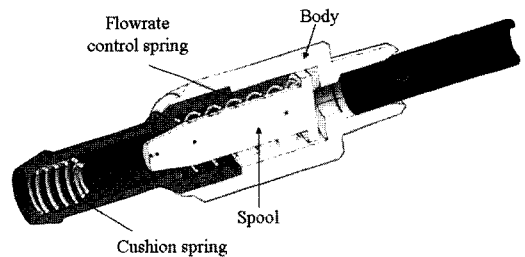


Fig. 2 Geometry of a PCV valve

PCV 밸브는 엔진의 종류와 구동조건에 따라 여러 가지가 있으나, 본 연구에서는 현재 양산되고 있는 PCV 밸브에 대해서 우선적으로 수치해석을 하였다. 구조는 Fig. 2와 같이 바디, 스푼, 유량제어 스프링 그리고, 출구측에 스푼의 끼임 방지를 위한 쿠션 스프링으로 구성되어 있다. 하지만, 본 연구에서는 스프링의 형상을 무시하였다. 이것은 스프링의 형상을 고려했을 시 격자생성에서의 격자 왜곡도의 증가에 의해 수치계산에서 수렴이 어렵기 때문이다.

PCV 밸브의 작동구조는 입출구 양단의 압력차에 의해 스푼이 출구측으로 움직이게 되고, 이 때 스푼의 이동에 따라 내부 오리피스 단면적이 변함으로서 요구유량을 얻게 된다. 수치해석을 함에 있어서 유동에 의해 스푼에 발생하는 압력과 점성력의 총합과 유량제어 스프링의 변형에 의해 발생하는

탄성력의 차이에 의해 스푼이 동적으로 이동하게 되지만, 본 연구에서는 선형적으로 준정상상태로 밸브 양단의 압력차가 50, 100, 200, 300, 400, 500 mmHg이고, 스푼을 임의적인 위치 1, 2, 3, ..., 8 mm로 이동 시켰을 때의 총 48케이스에 대한 유량특성과 스푼에 걸리는 유동힘의 특성을 조사하였다. 스푼의 이동변위의 기준은 Fig. 3에 도시하였다.

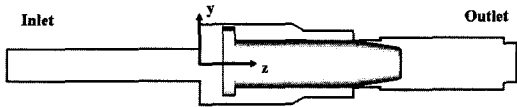


Fig. 3 A datum axis of spool displacement

계산영역의 격자는 스푼의 이동변위에 따라 격자 생성을 하였으며, 대표적으로 이동변위가 1mm 일 때 Fig. 4에서 보는 바와 같이 육면체격자로 구성하였으며, 전체 격자수는 평균적으로 20만개를 사용하였다. 수치해석은 상용 유체해석 프로그램인 FLUENT를 사용하여 수행하였다.

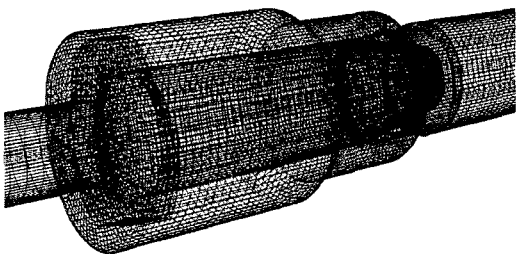


Fig. 4 Grid generation of PCV valve (Spool displacement = 1 mm)

난류모델은 표준 $k - \epsilon$ 모델을 사용하였으며, 압축성 고려를 위해서 이상기체 상태방정식 ($p = p/RT$)을 적용하였다. 운동량 및 에너지방정식은 풍상차분을 이용하였고, 벽에서는 벽법칙을 적용하였다.

Fig. 3에서 입구는 압력 경계조건으로서 대기압을 주었고, 온도 경계조건으로 상온(300K)을 주었다. 출구에서는 각각의 차압인 -50, -100, ..., -500 mmHg을 경계조건으로 주었고, 온도 경계조건으로 Neumann 조건($\partial T/\partial s = 0$)을 주었다. 벽에서는 점착조건 및 단열조건을 주었고, 또한 난류 운동에너지

의 점성소산에 의한 열은 무시하여 압축성 효과 가 단지 압력에 의해서 일어나도록 하였다.³⁾

3. 해석결과 및 검토

3.1 스푼변위에 따른 유동양상

스푼이 입출구 압력차에 의해서 야기되는 유동에 의해 출구측으로 움직이게 되면, 처음에는 스푼 헤드부에서 최대유속이 나타나지만, 오리피스 면적이 좁아짐에 따라 최대유속은 오리피스에서 나타난다. 스푼의 이동변위에 따른 오리피스의 면적은 Table 1과 같이 스푼의 이동변위가 3 mm부터 급격히 감소하며 그 이후부터는 거의 변화가 없다.

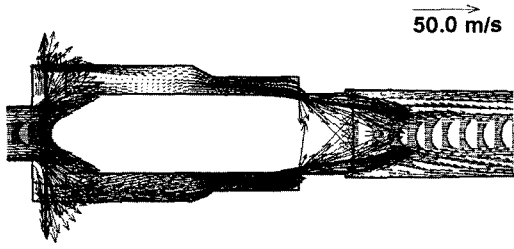
Table 1 Orifice areas at various spool displacements

Spool displacement (mm)	Orifice area (mm ²)
1	7.249007
2	4.516039
3	1.616132
4	1.454211
5	1.291800
6	1.128899
7	0.918613
8	0.757138

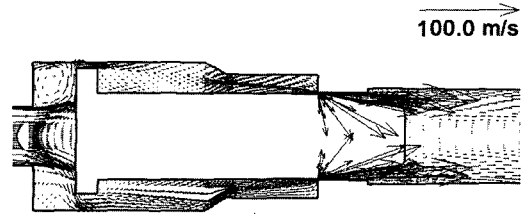
Fig. 5(a)~(d)는 차압 50 mmHg일 때 각각의 변위에 대한 유동을 나타낸 것이다. 속도분포는 밸브의 축방향 중앙 단면에 대한 속도이고 최대속도와 최소 속도는 오른쪽에 첨부된 대표속도로써 알 수 있다.

먼저 유동 특성을 살펴보면, 변위가 1 mm에서 3 mm로 증가하면 변위 1 mm일 때의 유속보다 3 mm의 경우가 증가하는 경향을 보이는데, 이는 오리피스부의 유로면적이 Table 1에서처럼 급격히 감소하기 때문이다. 그러나, 오리피스 유로면적의 감소변화가 적은 3 mm부터는 오히려 유속이 감소함을 알 수 있다. 이것은 유동이 좁은 유로를 통해 일어나므로 유체점성에 의한 마찰저항으로 인해 유속이 감소한다고 여겨진다. 또한 스푼의 이동변위가 증가함에 따라 입구측에서 재순환영역이 확대됨과 동시에 유속이 감소한다.

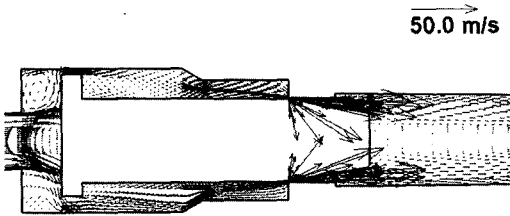
스푼이 우측으로 이동하면 스푼 끝부분 오리피스



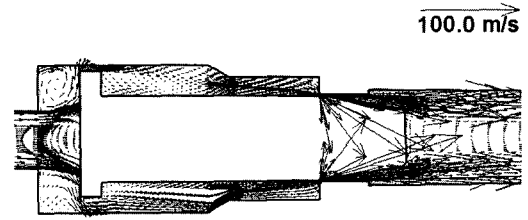
(a) Displacement = 1 mm



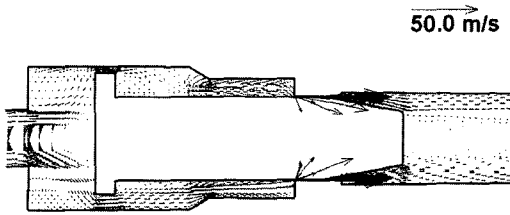
(a) $\Delta p = 100$ mmHg



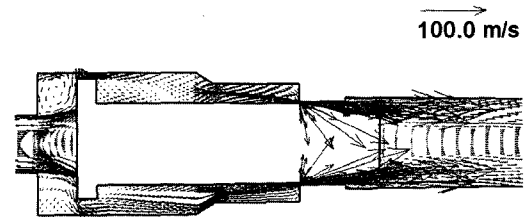
(b) Displacement = 3 mm



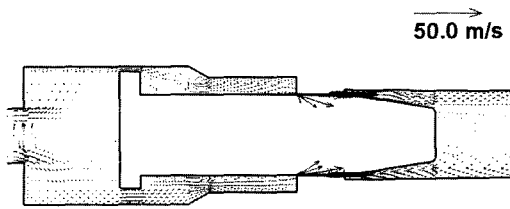
(b) $\Delta p = 200$ mmHg



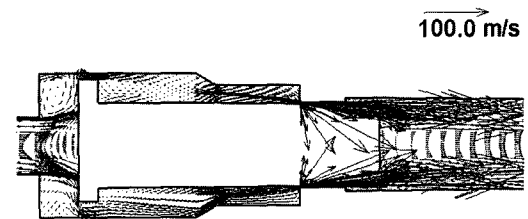
(c) Displacement = 5 mm



(c) $\Delta p = 300$ mmHg



(d) Displacement = 7 mm



(d) $\Delta p = 400$ mmHg

Fig. 5 Velocity distributions of various spool displacements ($\Delta p = 50$ mmHg)

Fig. 6 Velocity distribution of various pressures (Spool displacement = 3 mm)

의 유로가 좁아지게 되므로 변위가 커지는 경우에 있어서는 오리피스를 통과하는 유속이 커지는 것을 알 수 있다. 오리피스를 통과하는 유동의 형태는 일반적인 이중 제트유동의 양상을 보이는데 이로 인하여 오리피스를 지난 후에 두 개의 제트유동이 형성되고 제트유동 사이에는 재순환 영역이 존재하는 것을 확인할 수 있다. 변위가 커져 오리피스의 유로가 좁아지게 되면 상대적으로 제트유동이 강해지고 이로 인하여 재순환 영역의 크기는 커지게 된다.

차압 50 mmHg에서의 속도는 변위 3 mm일 때 가장 큰 값이 나오는데, 변위가 이보다 커지면 속도는 더 이상 증가하지 못하고 감소하게 된다. 이는 3 mm까지는 오리피스의 유로가 좁아져 오리피스를 지나가는 속도가 증가하지만 유로가 더욱 좁아지게 되면 유체가 유로를 통과할 때 받는 마찰저항이 상대적으로 커져 속도가 감소하기 때문이라 생각된다.

Fig. 6은 입출구 차압이 100, 200, 300, 400 mmHg이고 스펴의 이동변위를 3 mm로 고정하였을 때의

속도분포를 나타낸다. 전체적인 유동 양상은 차압 50 mmHg에 비하여 큰 차이점은 없고, 단지 차압의 증가에 따른 유속의 증가만 나타났다.

차압 200 mmHg인 경우, 최대유속이 257 m/s 정도로 음속에 근접하는 수치(마하수 0.76)를 보인다. 이때의 유동양상 또한 앞의 경우와 비슷한 형태를 보인다.

차압이 300 mmHg인 경우의 최대 유속은 약 313 m/s로 마하수가 0.92에 달하며 거의 초음속 영역에 도달하게 된다. 차압 400 mmHg에서의 유속은 약 371 m/s로 마하수가 1.0을 넘는 초음속 유동의 양상을 나타낸다. 그러나 오리피스 유로가 극히 미세하기 때문에 초음속 영역이지만 압축파나 충격파가 발생하지는 않는다.

3.2 오리피스부에서의 속도분포

오리피스 부분은 PCV 밸브의 유량특성에 있어서 가장 중요한 부분이다. 스톱은 차압의 변동에 의해 입구 또는 출구측으로 이동하게 되고, 이로 인한 오리피스의 단면적 변화로 유량이 결정되어 진다.

따라서, Fig. 7에서와 같이 축소부 (a), 중심부 (b), 확대부 (c)로 구성된 오리피스의 세 부분에서 속도 분포를 구하여 유동특성을 알아보았다. 실제 스톱이 출구측으로 이동함에 따라 오리피스의 면적 변화는 Table 1처럼 스톱 선단의 테이퍼부가 오리피스에 충분히 들어가게 되는 3 mm부터 극히 줄어든다.

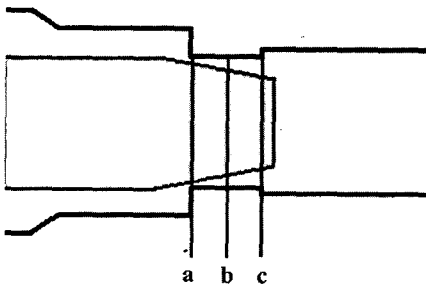


Fig. 7 Positions for velocity distribution in orifice

Fig. 8은 차압에 따른 오리피스 부근 3개의 지점에서 속도분포의 변화를 알아보기 위하여, 변위가 2 mm인 경우에 대하여 속도분포를 나타낸 것이다.

먼저 차압이 50 mmHg인 경우의 속도분포를 살펴

보면, 오리피스 입구지점을 나타내는 a 지점에서는 최대속도가 약 110 m/s 정도이고, 오리피스 1/2 지점에서는 최대유속이 65 m/s로 속도가 1/2 감소하고 오리피스 종단부에서 50 m/s로 가장 낮은 속도 분포를 보인다. 전형적인 아음속 유동특성을 나타낸다. 하지만, 차압의 증가와 더불어 유속이 음속에 근접하게 되면서 오리피스 입구와 중간 지점에서의 속도차이는 감소함을 알 수가 있는데, 이것은 전형적인 초음속 유동특성으로서, 유로면적은 증가하지만 유동방향으로 순압력구배가 나타남을 의미한다. 또한, 차압이 100 mmHg에서 300 mmHg으로 증가할 때 급격한 속도증가를 나타내지만, 300 mmHg 이후부터는 그다지 큰 속도증가는 나타내지 않는다. 차압변화에 따른 최대유속은 100, 300, 400 mmHg 일 때 각각 110, 300, 320 m/s 정도를 보이고 있다. 이 경우 마하수는 각각 0.31, 0.89, 0.95이다.

여기서 주목할 점은 차압이 커질수록 오리피스 입출구의 속도차 즉, a, c 지점에서의 속도차가 크게 나타나는 경향을 보인다. 특히 마하수가 0.95인 차압 400 mmHg일 때의 속도차는 약 120 m/s로 상당히 큰 값을 가진다. 따라서 압축성유동에서 발생하는 충격파 또는 압축과 발생할 가능성이 존재하지만, 본 연구에서는 그러한 물리적 현상을 발견하지 못하였다.

3.3 차압에 따른 스톱의 동역학적 특성

Fig. 3과 같은 형상의 스톱이 유체 중에 존재할 때 스톱을 이동시키는 축방향의 힘을 계산하였다. 축방향으로 작용하는 힘은 스톱의 앞과 뒤의 압력차로 발생하는 압력힘과 스톱 표면을 유체가 흘러갈 때 발생하는 점성력의 합으로 계산된다. 계산된 결과는 스톱의 변위를 결정하는 인자로 사용되었고, 변위의 변화에 따라 밸브를 통과하는 유량이 결정된다.

Fig. 9는 밸브 입출구의 압력차에 따른 스톱에 작용하는 힘들을 나타낸 것이다. Fig. 9(a)는 압력차에 대한 힘을 나타낸 것인데, 차압이 500 mmHg일 때 가장 큰 값을 보이고 차압이 감소함에 따라 압력힘은 비례적으로 감소하는 경향을 보인다. 그리고 모든 경우의 차압에서 변위변화에 대한 압력힘의 변화는 비슷한 결과를 보여준다. 즉 스톱의 변위가 3

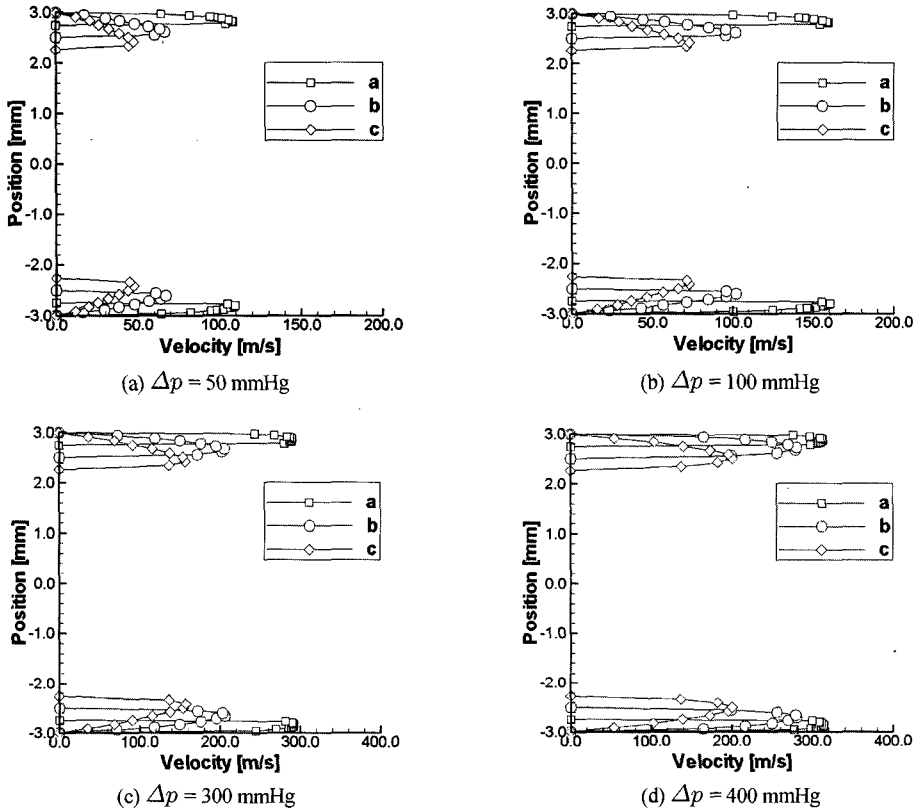


Fig. 8 Velocity profiles (Spool displacement = 2 mm)

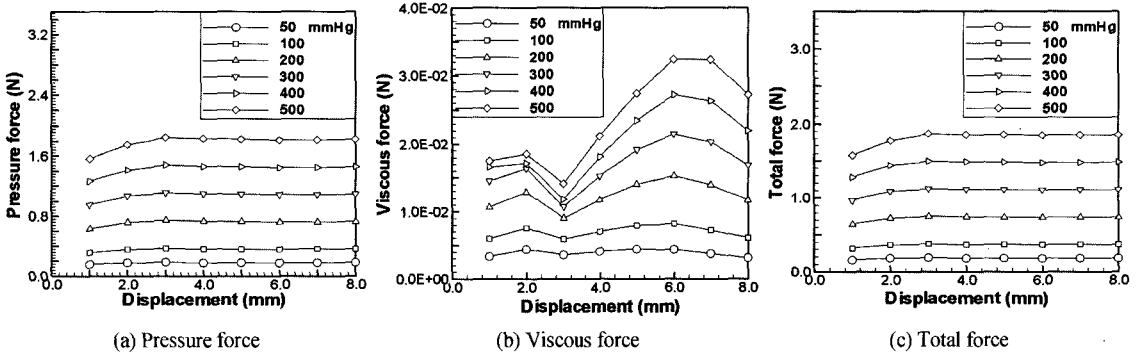


Fig. 9 Forces for various pressure and displacement

mm까지는 완만한 기울기로 증가하고, 이후에는 일정한 값을 유지하는데 이는 밸브를 지나는 유체의 속도에 기인한다고 생각된다. 즉, Table 1에서 변위 3 mm까지는 오리피스 직경이 급격하게 변하므로 유체의 속도도 크게 증가하고, 속도 증가에 따라 압력차도 크게 나타나기 때문에 압력힘도 변위 1~3 mm까지는 압력힘이 차이가 나는 결과를 보여

준다. 또한 3 mm 이후에서 스풀의 직경은 크게 변하지 않음을 알 수 있는데, 이에 따라서 유체의 속도차도 크지 않게 되므로 압력힘의 차이가 적은 것을 알 수 있다.

Fig. 9(b)는 스풀 표면에 작용하는 유체의 점성력을 나타낸다. 3개의 변곡점(변위 2, 3, 6mm)이 존재함을 확인할 수 있다. 이는 변위변화에 따른 스풀 표

면의 와류의 변화가 영향을 미친것이라 생각되지만, 본 연구에서는 유동해석 시 난류모델을 사용했으므로 작은 스케일의 와류는 확인하기 어렵고, 때문에 정확한 이유는 알 수 없다. 그러나 점성력을 압력힘과 비교하면 약 1/40 정도의 크기에 그치고 있음을 알 수 있고, 따라서 유체점성에 의한 힘은 스폴의 이동에 미치는 영향이 미약하고 압력차에 의한 힘이 지배적임을 알 수 있다. 그러므로 향후 설계프로그램의 개발 시에 점성력 무시 가능성을 확인할 수 있었다.

3.4 차압에 따른 질량유량 특성

Fig. 10은 차압과 스폴 변위의 변화에 따른 질량유량특성을 구한 것이다. 먼저 차압이 커지면 질량유량(이후 유량이라 칭함)이 증가하는 경향을 보인다. 이는 압력차가 커지면 유동속도가 증가하기 때문에 얻어지는 결과로 볼 수 있다.

여기서 특이한 점은 압력차가 50~200 mmHg까지는 선형적으로 유량이 증가하지만 압력차 300 mmHg 이후부터는 비선형적으로 변한다. 그리고 400~500 mmHg사이의 유량변화는 극히 적다는 것을 알 수 있다. 이러한 특성은 차압 50 mmHg이고 변위가 1 mm인 경우를 제외하고 모든 경우에 대하여 유체의 압축성을 고려했기 때문에 나타난 결과라 생각된다.

본 PCV 밸브 내부의 수치해석에서 오리피스 틈새의 유동속도는 압축성을 고려해야 하는 범위인 마하수 0.3을 넘기 때문에 본 연구에서는 밸브 내부유

체를 밀도와 온도가 변하는 압축성유체로 생각하여 해석을 수행하였다. 따라서, 오리피스 틈새가 작아지는 경우 유체의 속도는 증가하지만 이때의 유체의 밀도는 감소하게 된다. 그러므로 오리피스를 통과하는 유량은 속도 증가보다 적은 양이 늘어난다. 이러한 현상은 유속이 초음속 영역으로 도달하는 차압 400~500 mmHg인 경우 확연히 드러난다.

그림에서 스폴의 이동변위가 커지면 오리피스의 틈새는 좁아지므로, 이러한 유량이 감소하는 현상을 보인다. 여기서 변위가 1~3 mm까지는 유량이 급격하게 감소하지만 3 mm 이후부터는 유량감소가 완만히 이루어짐을 알 수 있는데, 이는 Table 1에 나타난 바와 같이 변위 3 mm까지는 오리피스 단면적이 급격히 변하고, 이후부터는 완만하게 변하기 때문이다. 유량이 완만하게 변하는 3mm보다 큰 경우에도 변위가 3~6 mm까지는 비교적 유량변화가 크고 6~8 mm까지는 유량변화가 적음을 보여주는데, 이는 차압변화에 따른 유량특성 해석 결과에서 설명한 압축성유동의 결과라 생각된다. 즉, 변위 6 mm 이상에서의 오리피스의 틈새는 극히 미세하고 이에 따라 유속은 초음속으로 증가하기 때문이다.

그리고 변위가 3 mm보다 클 때의 단면적은 실제 밸브 가공 시 발생하는 가공 오차의 영역이므로 현장에서 밸브를 양산할 때에는 유량 테스트를 거쳐 요구유량이 나오는 제품만을 출하하고 있다.

4. 결론

PCV 밸브 내부의 유동을 해석하여 얻은 스폴에 가해지는 힘과 밸브를 통과하는 유량특성 해석을 통하여 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 스폴에 미치는 축방향 힘은 압력힘이 지배적이고 점성력은 무시할 만하다.
- 2) 밸브를 통과하는 질량유량은 차압이 증가하면 많아지는 경향을 보이지만, 차압 300 mmHg 이상에서는 압축성 유동의 영향으로 유량이 완만히 증가한다.
- 3) 스폴의 이동변위가 커지면 밸브 내의 유로가 좁아져 유량은 감소하고 변위가 3 mm 보다 커지면 유체의 압축성으로 인하여 유량이 완만하게 감소한다.

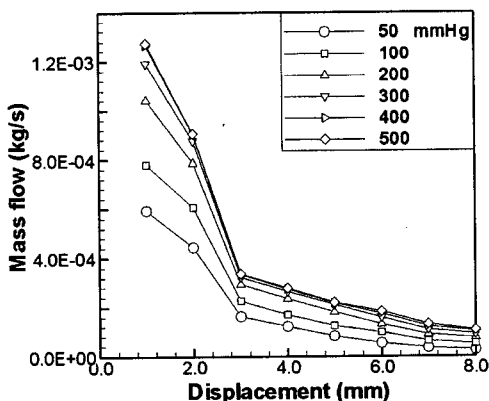


Fig. 10 Mass flow for various pressure and displacement

후 기

본 연구는 부경대학교 발전기금 및 산업자원부 한국 산업기술재단 지원 “지역혁신인력양성사업”으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다. 또한 자료제공에 협조해 주신 (주) 이원정공 기술연구소 관계자 분께 감사드립니다.

References

- 1) R. L. Hoekstra, K. Collier, N. Mulligan and L. Chew, “Experimental Study of a Clean Burning Vehicle Fuel,” *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol.20, No.9, pp.737-745, 1995.
- 2) H. C. Dhariwal, “Control of Blowby Emissions and Lubricating Oil Consumption in I.C. Engines,” *Energy Convers. Mgmt* Vol.38, No.10-13, pp.1267-1274, 1997.
- 3) H. K. Versteeg and W. Malalasekera, *An Introduction to Computational Fluid Dynamics-The Finite Volume Method*, Prentice Hall, New Jersey, 1995.
- 4) D. Knowles, *Automotive Emission Control and Computer Systems*, 1st edn. Reston Publishing Company, Reston, Virginia, 1984.
- 5) G. E. Ireland, *Automotive Fuel, Ignition and Emission Control Systems*, 1st edn. Breton Publishers, Boston, MA, 1981.
- 6) R. D. Quillon, N. T. Meckel and J. V. Mofitt, “Cleaner Crankcase with Blowby Diversion,” *SAE 807*, pp.295-312, 1965.