

유압 완충기 내에서의 오일 유동에 대한 CFD 해석

A CFD Analysis of the Oil Flow in a Hydraulic Shock Absorber

박경택 · 박태조

K. T. Park and T. J. Park

Key Words : Shock Absorber(유압 완충기), Orifice(오리피스), Pressure Drop(압력강하), Damping Force(감쇠력), CFD(전산유체역학, Computational Fluid Dynamics), FLUENT

Abstract: Various types of hydraulic shock absorbers are widely used in many fields because of its numerous advantages. However, in order to design adequate damping characteristics, accurate flow data near the orifices are required essentially. In this paper, a commercial computational fluid dynamics(CFD) code, FLUENT is adopted to investigate the flow characteristics near orifices of a shock absorber. Static pressure and velocity vector distributions, fluid path lines are presented for compression/tension strokes and various piston speeds. In order to validate the result of analysis, the numerically obtained damping forces are compared with those of analytical estimations obtained by modified Bernoulli equation. The results reported herein will provide better understanding of the detailed flow fields within shock absorber, and the CFD analysis method proposed in this paper can be used in the design of other types of hydraulic shock absorber.

1. 서 론

유압 완충기(Hydraulic shock absorber)는 유체의 점성을 이용하여 각종 기계장치나 구조물 등에 작용하는 진동을 감쇠(Damping)시키고 충격에너지를 소산시키는 중요한 기계부품으로 이의 기본구조는 피스톤-실린더가 대부분이다. 이때, 실린더내의 유체는 피스톤의 운동에 따라서 피스톤에 설계된 아주 작은 유동단면적의 오리피스(Orifice)를 통하여 피스톤의 운동방향과 반대로 유동한다. 이 결과, 오리피스에서의 유동저항으로 인한 압력강하는 피스톤 양단에 차압(Pressure difference)이 작용하게 되고, 이는 결과적으로 피스톤의 운동에 저항하는 감쇠력(Damping force)으로 작용한다. 따라서, 오리피스의 크기와 배치는 유압 완충기의 특성에 가장 큰 영향을 미치므로 이곳에서의 유동특성이 완충기 설계에서 실질적으로 아주 중요하다. 하지만 복잡한 구조인 완충기내에서의 유동특성을 정확하게 구하기 위해서는 전산

유체역학(CFD, Computational fluid dynamics)적인 해석방법에 근거한 유동해석이 요구된다.

오일의 압력-유량특성에 기초한 유압 완충기에 대한 수학적 모델이 Lang¹⁾에 의해서 제시된 이후, Reybrouck²⁾은 가스를 사용하는 경우를 모델링하였다. Dyum 등³⁾은 단순 오리피스로 가정한 경우에 대하여 모델링하였기 때문에 밸브가 있는 경우에는 유체거동을 정확하게 파악하기가 어려운 실정이다. 한편, Cherng 등⁴⁾은 유동해석에 의하여 완충기 내에서의 소음발생을 조사하였고, Herr 등⁵⁾은 동적모델기법에 CFD 해석방법을 결합하여 자동차용 유압 완충기의 감쇠성능을 해석하였다. Simms & Crolla⁶⁾은 고급 자동차용 완충기에 대한 동적거동특성을 시뮬레이션하고 결과를 실험적으로 확인하였다. Liu 등⁷⁾은 트윈-튜브(Twin-tube) 형 유압 완충기에 대한 비선형 동적인 응답특성을 조사하였으며, Lee & Moon⁸⁾은 이러한 완충기에서 감쇠력을 생성시키는 각종 밸브에서의 유체거동을 상세하게 분석하였다. Martins⁹⁾은 유압 완충기의 내부유동특성에 대한 간단한 CFD 해석결과를 실험결과와 비교하였다. 이와 같이 지금까지 유압 완충기에 관련된 많은 연구가 수행되었지만 CFD 해석방법을 사용하여 완충기내의 유동특성을 상세하게 조사한 연구는 크게 미흡한 실정이다.

접수일 : 2008년 1월 18일

박태조(책임저자) : 경상대학교 기계항공공학부,
항공기부품기술연구소

E-mail : tjpark@gnu.ac.kr, Tel : 055-751-5315

박경택 : 경상대학교 대학원 기계공학과

본 논문에서는 유압 완충기의 설계에 사용할 수 있는 기초자료를 확보하기 위한 기초연구의 일환으로 CFD 해석방법을 사용하여 밸브가 없는 유압 완충기에서 피스톤의 운동에 따른 오리피스 부근에서의 유동특성을 상세하게 조사하고자 한다. 이를 위하여 열·유체해석용 프로그램인 FLUENT¹⁰⁾를 사용하여 수치해석하였으며, 감쇠력은 수정 베르누이 방정식(Modified Bernoulli equation)을 이용하여 구한 결과와 비교하였다.

2. CFD 해석

2.1 지배방정식

본 논문에서는 내부유류가 복잡한 유압 완충기 내에서의 유동특성을 해석하기 위하여 오일의 유동을 3차원 비압축성 정상상태 층류유동으로 가정하였다. 이 경우, 오일 저장조(Chamber)와 오리피스를 통하는 유체에 대한 운동량 방정식과 연속방정식은 각각 다음의 식 (1)과 식 (2)로 나타내어진다.

$$\rho(U \cdot \nabla)U = -\nabla P + \mu \nabla^2 U \quad (1)$$

$$\nabla \cdot U = 0 \quad (2)$$

여기서, ρ 와 μ 는 오일의 밀도와 점도이고, P 는 압력이며 U 는 속도벡터이다.

2.2 해석모델

Fig. 1은 본 논문에서 해석하고자 하는 유압 완충기의 개략적인 구조를 나타낸 그림으로 피스톤, 실린더, 오일 저장조 및 오리피스 등으로 구성되어 있다. 이때, 유압 완충기가 서로 다른 속도로 인장과 압축되는 각각의 경우에도 완충기능을 발휘할 수 있게 하기 위하여 크기와 위치가 서로 다른 2개의 오리피스를 설치하였다. 참고로 그림에는 생략되어 있지만 피스톤 외벽과 실린더 내벽 사이로 오일의 누설을 방지하기 위한 피스톤에는 시일이 설치되어 있다. CFD 해석에 사용한 유압 완충기의 주요사양을 Table 1에 나타내었다.

Fig. 2는 유동해석 프로그램인 FLUENT의 전처리 프로그램인 Gambit을 이용하여 구성한 격자계를 나타낸 그림으로 대칭성을 이용하였다. 사용한 격자의 수는 34만개 정도이며, 계산오차가 10^{-5} 이하가 되도록 반복 계산하였다.

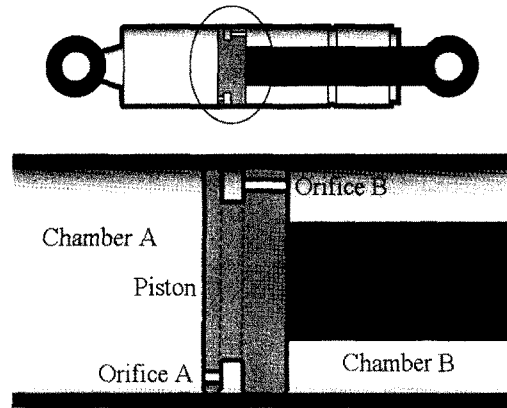


Fig. 1 Schematic of shock absorber

Table 1 Shock absorber size data

		size	unit
Chamber A diameter		20.0	mm
Orifice A	diameter	0.9	mm
	length	1.5	mm
Orifice B	diameter	0.8	mm
	length	4.0	mm
Piston rod diameter		10.0	mm

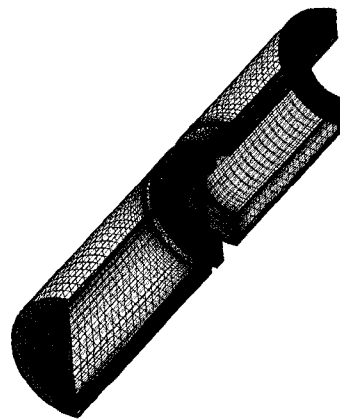


Fig. 2 Grid system used in numerical analysis

3. 베르누이 방정식을 이용한 감쇠력 해석

유압 완충기의 상세한 감쇠특성을 구하기 위해서는 피스톤의 운동속도에 따른 피스톤 양면에 작용하는 압력을 정확하게 예측해야 된다. Fig. 1에서 나타낸 각 오리피스에서의 압력강하는 다음식으로 표현되는 수정 베르누이 방정식을 이용하여 근사적으로 추정할 수 있다¹¹⁾.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + h_l \quad (3)$$

여기서, 하첨자 1, 2는 오리피스에 입구부와 출구부를 각각 의미하며, h_l 은 유동에 따른 유체의 손실수두이다.

오리피스 내에서의 평균유속을 V 라고 표기하면 h_l 은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다¹²⁾.

$$h_l = K_1 \frac{V^2}{2g} + K_2 \frac{V^2}{2g} + K_L \frac{V^2}{2g} + f \frac{d}{l} \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

여기서, K_1, K_2, K_L 은 각 오리피스 입구부, 출구부 및 유로수축에 따른 손실계수이며, d 와 l 은 오리피스의 직경과 길이이다. f 는 오리피스 내에서의 유체 마찰계수로서 층류유동(Laminar flow)인 경우 레이놀즈수 Re 와의 관계는 다음 식과 같다¹³⁾.

$$f = \frac{64}{Re} \quad (5)$$

여기서, $Re = \rho Vd/\mu$ 로 정의된다.

따라서, 식 (3)~(5)로부터 피스톤 양단부의 작용압력 P_A, P_B 가 결정되면 피스톤에 작용하는 감쇠력 F_d 는 다음 식에서 구해진다.

$$F_d = P_A A_p - P_B (A_p - A_r) \quad (6)$$

여기서, A_p 와 A_r 은 각각 피스톤과 피스톤 로드의 단면적이다.

4. 결과 및 고찰

본 논문에서는 유압 완충기에서 피스톤의 압축/인장 속도의 변화에 따른 유동특성과 감쇠력의 변화를 조사하기 위하여 피스톤의 속도는 1.56~6.24cm/s 범위로 변화시켰다. 이때 사용한 오일은 ISO32로 이의 밀도와 점도는 각각 876kg/m³, 0.0228kg/ms이다.

Fig. 3과 Fig. 4는 유압 완충기가 각각 압축행정(Fig. 1에서 피스톤이 저장조 A 방향으로 이동)과 인장행정(저장조 B 방향으로 이동)인 경우에 피스톤 속도 V_p 가 1.56cm/s, 6.24cm/s로 움직일 때의 속도분포를 나타낸 그림이다. 오리피스에서의 유속은 피스톤 속도가 빠르고 압축행정인 경우에 상대적으로 빨라졌다.

Fig. 5 ~ Fig. 8에는 압축/인장 행정별 각 오리피스 부근에서의 속도벡터를 나타낸 그림으로 피스톤에 설치된 2개의 오리피스를 연결하는 유로에서는

와류(Vortex)가 발생하고 있다.

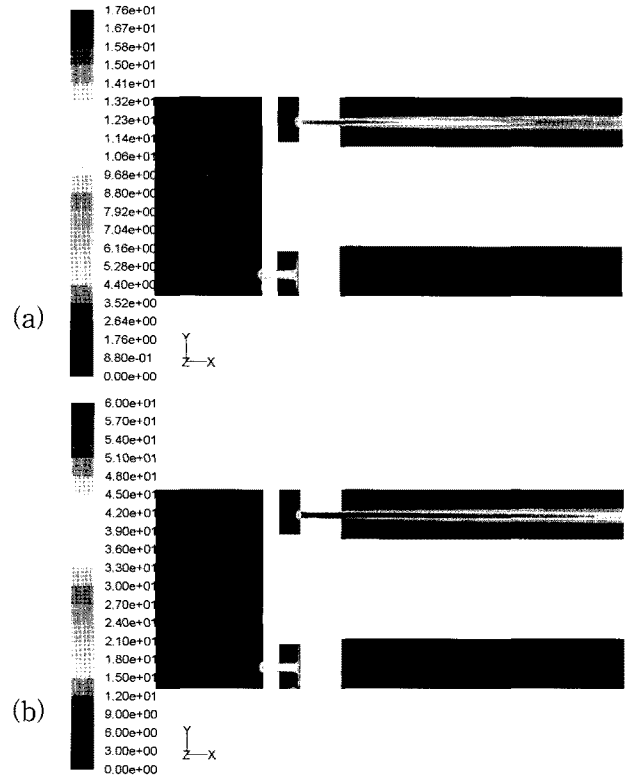


Fig. 3 Velocity distribution for compression stroke ((a): $V_p=1.56$ cm/s, (b): $V_p=6.24$ cm/s)

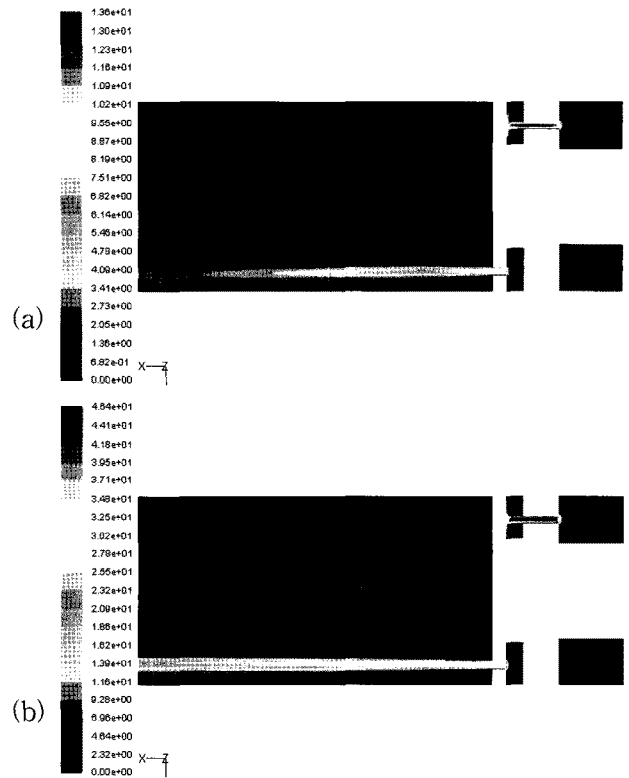


Fig. 4 Velocity distribution for extension stroke ((a): $V_p=1.56$ cm/s, (b): $V_p=6.24$ cm/s)

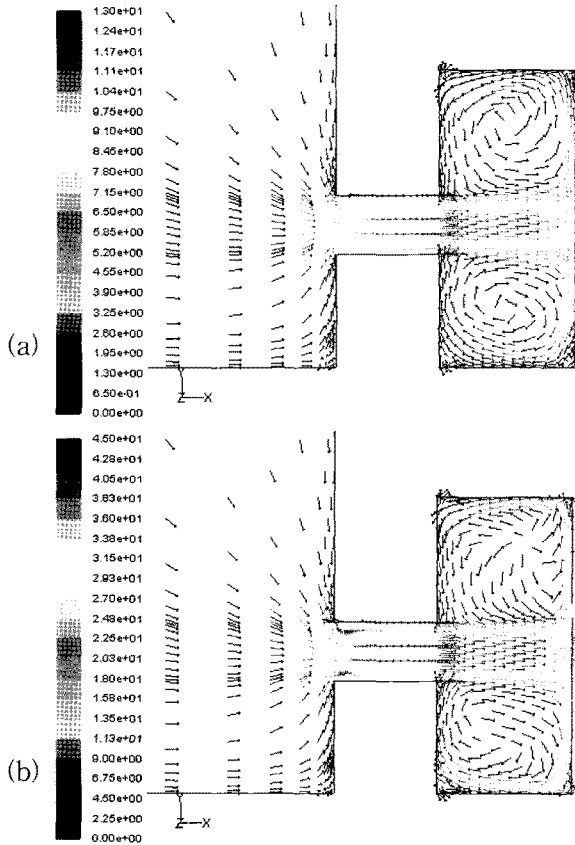


Fig. 5 Velocity vector near orifice A for compression stroke ((a): $V_p=1.56\text{cm/s}$, (b): $V_p=6.24\text{cm/s}$)

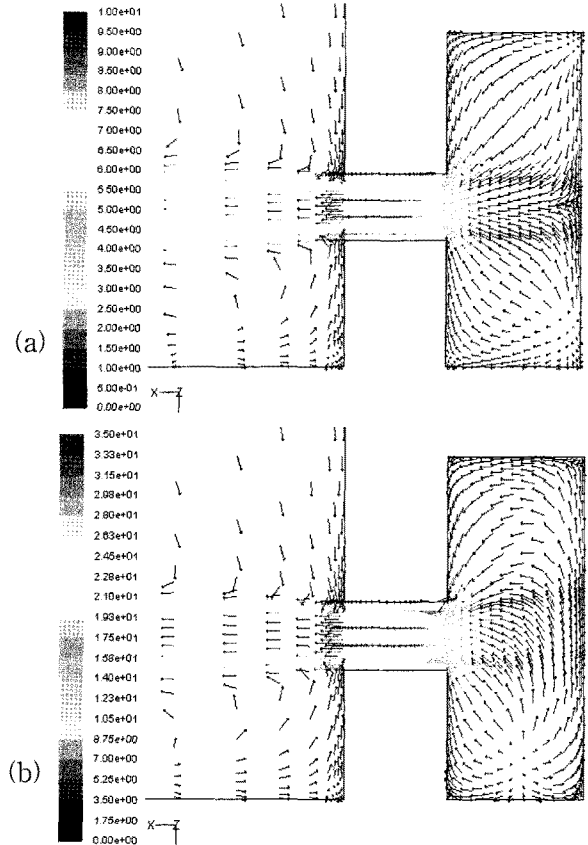


Fig. 7 Velocity vector near orifice A for extension stroke ((a): $V_p=1.56\text{cm/s}$, (b): $V_p=6.24\text{cm/s}$)

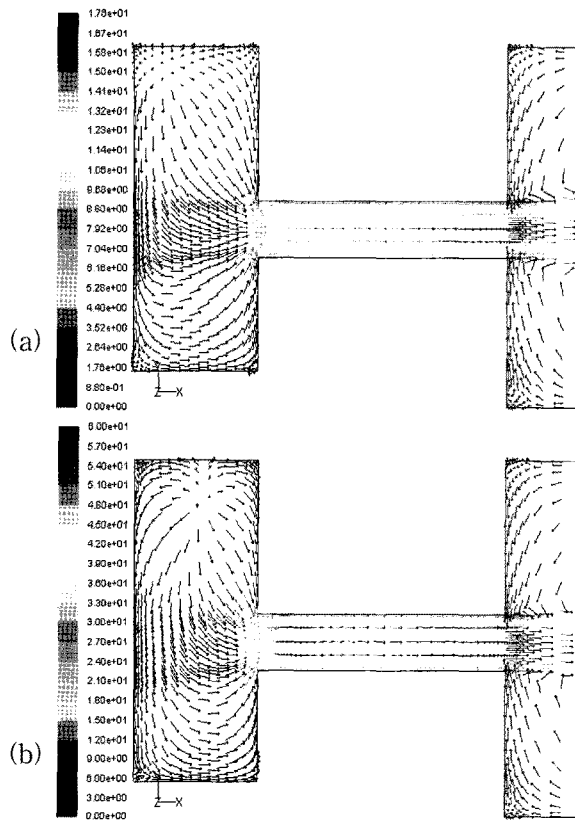


Fig. 6 Velocity vector near orifice B for compression stroke ((a): $V_p=1.56\text{cm/s}$, (b): $V_p=6.24\text{cm/s}$)

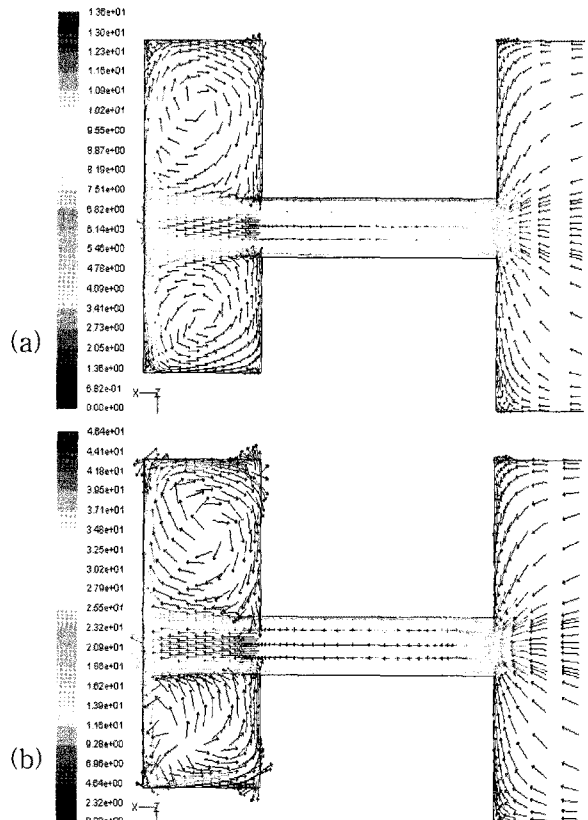


Fig. 8 Velocity vector near orifice B for extension stroke ((a): $V_p=1.56\text{cm/s}$, (b): $V_p=6.24\text{cm/s}$)

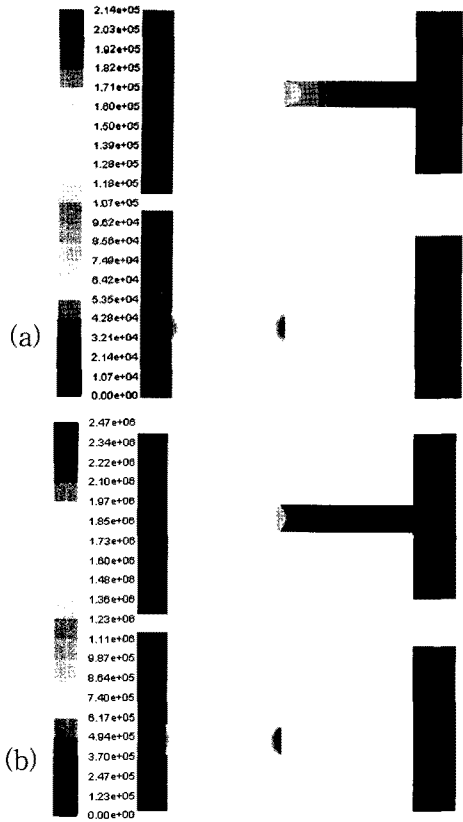


Fig. 9 Static pressure distribution for compression stroke ((a): $V_p=1.56\text{cm/s}$, (b): $V_p=6.24\text{cm/s}$)

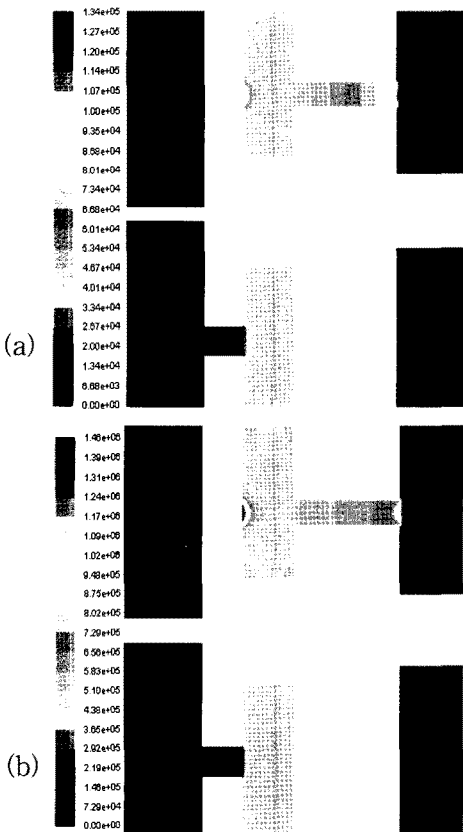


Fig. 10 Static pressure distribution for extension stroke ((a): $V_p=1.56\text{cm/s}$, (b): $V_p=6.24\text{cm/s}$)

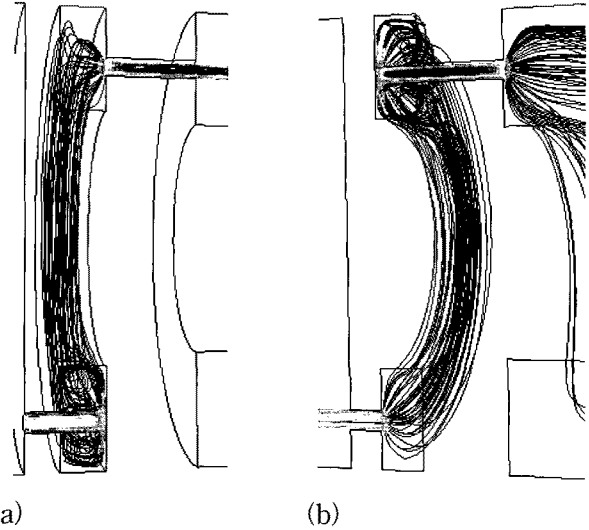


Fig. 11 Fluid path lines: (a) compression stroke, (b) extension stroke

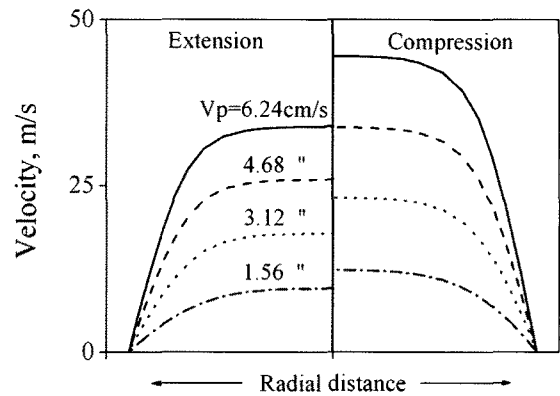


Fig. 12 Velocity distributions in orifice A

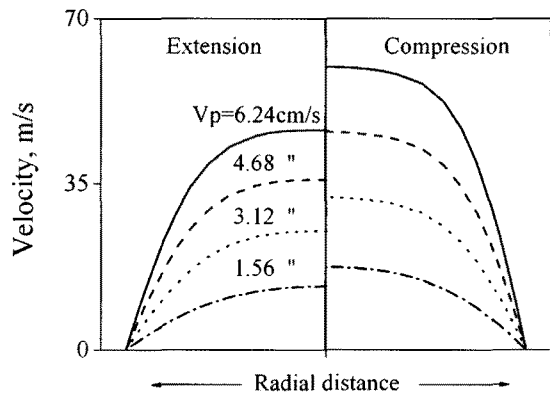


Fig. 13 Velocity distributions in orifice B

Fig. 9와 Fig. 10에 나타난 완충기의 각 행정별 정압(Static pressure)분포에서 오리피스를 통과한 유체 압력은 급격하게 감소하고 있다. 특히, 압축행정일 경우에는 저장조 B, 인장행정일 경우에는 저장조 A에서는 압력이 거의 진공상태에 도달하고 있으며, 이

러한 결과는 피스톤이 고속으로 운동할수록 심해진다. 이와 같은 피스톤 양단에서 발생하는 차압은 감쇠력으로 작용하게 된다.

Fig. 11은 유체입자가 그리는 궤적(Path line)을 나타낸 그림으로 압축행정에서는 오리피스 A를, 인장행정에서는 오리피스 B를 통과한 후에 피스톤에 형성된 원주방향으로의 유로에서 와류가 발생하고 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 피스톤의 속도에 따른 각 오리피스별 인장행정과 압축행정인 경우에 대한 반경방향 유속의 분포과 크기를 비교하여 나타낸 그림이다. 여기서, 오리피스 A, B의 반경은 각각 0.45mm와 0.4mm로 서로 다르다. 동일한 피스톤 속도일지라도 유속은 오리피스 B에서, 이것도 압축행정일 경우에 더욱 빨라졌다. 한편, 층류유동임에도 불구하고 오리피스 내에서의 속도분포가 완전한 포물선 형태가 아닌 것은 오리피스의 길이가 짧아서 완전발달유동(Fully developed flow) 상태에 도달하지 못하였기 때문인 것으로 추정된다.

Fig. 14에는 압축속도에 따른 피스톤에 작용하는 감쇠력의 변화를 CFD 해석결과와 3절에서 설명한 수정 베르누이 방정식을 사용하여 해석적으로 구한 결과를 비교하여 나타내었다. 해석적인 결과는 CFD 해석결과에 비하여 크기가 약간 작음에도 불구하고 전체적으로는 상당히 잘 일치하는 것으로 평가된다. 참고로 본 논문에서 사용한 유압 완충기는 압축행정일 경우에 보다 큰 감쇠성능을 나타내는 구조로 설계되어 있다. 한편, 그림의 결과로 계산한 감쇠계수(Damping coefficient)는 압축속도가 가장 빠른 경우에 최대 12,806Ns/m 정도이며, 최소치는 2,145Ns/m 정도였다. 따라서, 오리피스의 직경과 길이를 변화시키면 감쇠특성을 쉽게 조절할 수 있음을 보였다.

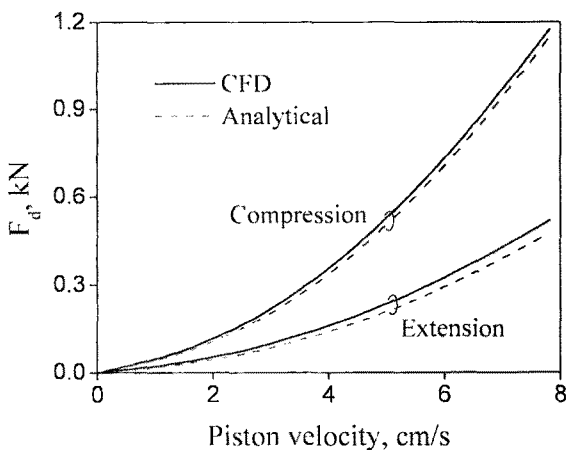


Fig. 14 Comparison of damping force between CFD and analytical results

5. 결 론

본 논문에서는 유압 완충기의 설계에 사용될 수 있는 기초자료를 확보하기 위한 기초연구의 일환으로 밸브가 없는 유압 완충기를 대상으로 열·유체해석 프로그램인 FLUENT를 사용하여 오리피스 부근에서의 속도벡터 및 압력 분포 등을 상세하게 구하였으며 이러한 특성을 완충기 피스톤의 행정별, 속도별로 해석하였다. 또한, 피스톤의 운동속도에 따른 감쇠력의 변화를 수정 베르누이 방정식을 사용하여 해석적으로 도출한 결과와 비교하였다. 이 결과, 운전조건에 따른 오리피스 부근에서의 유동특성을 상세하게 파악하였으며, 감쇠력의 변화는 해석적으로 도출한 결과와 근사적으로 잘 일치하였다. 따라서, 본 논문에서 사용한 CFD 해석 방법과 결과는 다양한 용도의 유압 완충기 설계에 아주 유용하게 사용될 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 논문은 2007년도 지방대학혁신역량강화사업과 산업자원부 지방기술혁신사업(RTI04-01-03) 지원으로 수행되었습니다.

참고 문헌

- 1) H. H. Lang, "A Study of the Characteristics Automotive Hydraulic Dampers at High Stroking Frequencies", Ph. D. thesis, Dept. of Mech. Eng., Univ. of Michigan, 1977.
- 2) K. G. Reybrouck, "A Nonlinear Parametric Model of an Automotive Shock Absorber", SAE paper 940869, 1994.
- 3) S. W. Duym, R. Stiens, G. V. Baron and K. G. Reybrouck, "Physical Modeling of the Hysteretic Behavior of Automotive Shock Absorbers", SAE paper 970101, 1997.
- 4) J. G. Cherng, T. Ge, J. Pipis and R. Gazala, "Characterization of Air-borne Noise of Shock Absorber by Using Acoustics Index Method", SAE paper 1999-01-1838, 1999.
- 5) F. Herr, T. Mallin, J. Lane and S. Roth, "A Shock Absorber Model Using CFD Analysis and Easy5", SAE paper 1999-01-1322, 1999.

- 6) A. Simms and D. Crolla, "The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behavior", SAE paper 2002-01-0319, 2002.
- 7) Y. Liu, J. Zhang, F. Yu and H. Li, "Test and Simulation of Nonlinear Dynamic Response for the Twin-tube Hydraulic Shock Absorber", SAE paper 2002-01-0320, 2002.
- 8) C. T. Lee and B. Y. Moon, "Study of the Simulation Model of a Displacement Sensitive Shock Absorber of a Vehicle by Considering the Fluid Force", Proc. of IMechE, J. of Automobile Engineering, Vol. 219. pp. 965~975, 2005.
- 9) F. P. Martins, "Development and Validation of a CFD Model to Investigate the Oil Flow in a Shock Absorber", SAE Paper 2005-01-4030, 2005.
- 10) "FLUENT", FLUENT 6.0 Manual, 2002.
- 11) H. E. Merritt, "Hydraulic Control System", Wiley & Sons, 1967.
- 12) F. Yeaple, "Fluid Power Design Handbook", 3rd Ed., Marcel Dekker, 1996.
- 13) J. A. Sullivan, "Fluid Power : Theory and Application", 3rd Ed., Prentice-Hall, 1989.