

시스템내 발생하는 캐비테이션 저감방법에 관한 연구

박상언* · 노형운*

Study on the Reduction Method of Occurred Cavitation in a System

Sang-Eun Park*, Hyung-Woon Roh*

Key Words: Cavitation (캐비테이션), Pressure drop (압력강하), Vapor pressure (증기압), Cavitation index (캐비테이션 지수), Computer simulation (컴퓨터 시뮬레이션)

ABSTRACT

Two phenomena often encountered in liquid flow, which were completely absent in gas or vapor flow, were cavitation and flashing. These phenomena were of significant interest in any comprehensive discussion of control valves or contracted devices since their occurrence would affect the device sizing procedures, might introduce noise and vibration, and also may limit the life expectancy of device components and the immediate downstream piping. Thus, this study aimed to find the reduction method of occurred cavitation in system by the computer simulation. A derivative six model with different dimensions of cavity were adopted. From the results, it was found that the length of the cavity was more important factor to reduce the pressure drop over the control valves or contracted devices than the depth of the cavity. And the pressures along the centerline of the contracted devices were dropped two times in the case of having the large length ($L_c=1.5D$) of cavity.

1. 서론

유압시스템이나 배관 시스템내 존재하는 장치들은 펌프에 의해서 가압되어지고, 이 가압된 압력은 시스템 요소에 각각 압력을 가하고 및 유량을 배분하게 된다. 시스템내 발생하는 주손실로 인하여 펌프와 멀어질수록 주어진 압력은 입구에서 높고 출구에서 낮은 선형적인 형태를 나타낸다⁽¹⁾. 또한, 부차적손실 즉 시스템내 있는 밸브나 곡관에 의하여 관로저항이나 막힘이

있음에 따라 부차적인 압력강하가 발생된다. 그러나 이렇게 발생된 압력강하가 상온이나 고온유체에서 설계값보다 적게 강하된다면 별 문제가 없지만 만약 시스템내 압력이 유체의 포화증기압보다 낮게 떨어진다 면 반드시 그 시스템내에서는 캐비테이션 (cavitation) 과 플래싱 (flashing)이 현상이 일어나 소음과 진동으로 발생과 함께 그 성능이 저하된다^(2,3).

이러한 현상은 시스템내에서 밸브나 유량계를 설계 하는데 매우 큰 영향을 주기 때문에 배관설계에 있어 매우 중요하다. 지금까지 이러한 문제들을 해결하기 위하여 시스템의 앞단에 임의의 공간을 형성하거나 밸브에 트림 (trim) 즉, 밸브 스템 (stem)을 다단 (cascade)

* 시립인천전문대 기계과
책임저자 E-mail : separk@icc.ac.kr

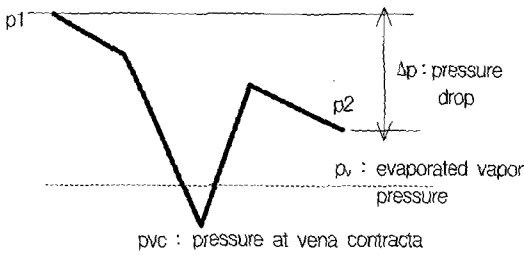


Fig. 1 Pressure profile of a fluid passing through a system

형태로 설계를 하여 발생하는 압력강하를 단계별로 떨어뜨리는 방법을 채택하곤 한다⁽²⁾. 그러나 이러한 설계 자료는 대부분 선진외국의 자료를 그대로 복사하여 설계하는 수준에 머물고 있어 그 기본 자료의 축적이 시급한 형편이다.

따라서 본 연구에서는 시스템사이에 발생하는 압력차의 크기는 원래대로 유지하면서, 밸브나 교축장치에 의한 압력의 변화가 유체의 포화증기압까지 떨어지지 않도록 하는 제어를 설계하고자 한다. 이런 유동현상을 고려하기 위해서는 관로의 길이, 직경, 구멍의 개수, 구멍의 크기 등 여러 가지 인자들을 고려하여야 한다. 따라서 본 연구는 캐비테이션 저감방법의 설계에 대한 기초연구로써 여러 가지 모델을 선정하고, 선정된 모델내 유동장을 컴퓨터시뮬레이션 방법으로 이용하여 해석하였다. 또한 각 모델에 대한 캐비테이션 지수를 비교함으로써 설계인자에 따른 성능을 파악하였다.

2. 캐비테이션

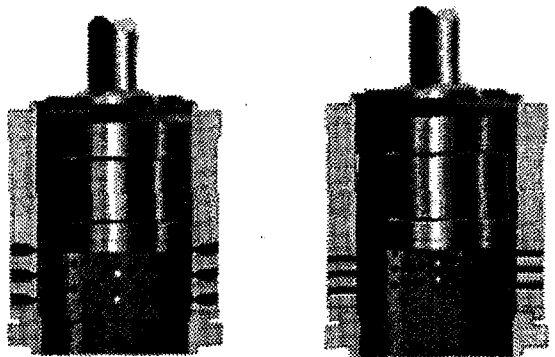
캐비테이션은 Fig. 1과 같이 유체기계나 유압기계내 밸브나 교축장치 사이에서 시스템내 정압이 강하되어 액체의 포화증기압보다 떨어질 때 발생하는 현상이다.

캐비테이션의 진행은 기화작용 (vaporization)이 생성된 후 기포의 크기가 기포의 표면장력을 극복할 수 없을 정도로 임계 지름 (critical diameter)까지 빠르게 팽창하게 되는 과정을 거치게 된다. 더 나아가 기포내에 존재하는 증기의 갑작스러운 응축은 시스템 근처 표면에 생성되는 침식 (erode)으로부터 발생하는 충격파와 액체 미립제트 (liquid micro-jets)로부터 영향을 받아 기포붕괴의 원인이 된다.

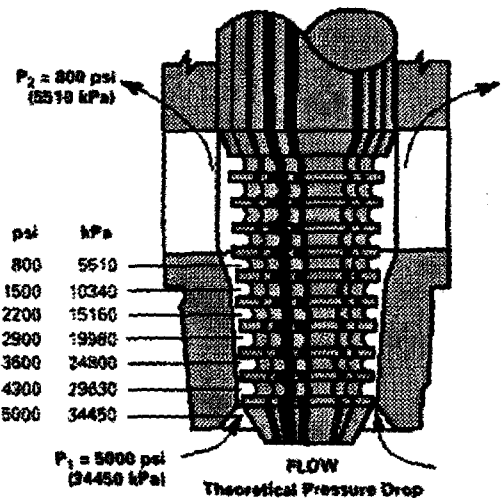
일단 캐비테이션이 발생된다면 유체기계의 손상은 정도에 따라 차이는 있지만 피팅 (pitting)과 침식, 소음과 진동, 부식, 기계손상, 그리고 위의 모든 것이 결합된 현상의 순으로 나타난다.

일반적으로 교축된 시스템이나 밸브 (valve)내의 캐비테이션 손상의 방지는 시스템 제조시 경화된 재료를 사용하거나 Fig. 2와 같이 감소 (reducing)/제거 (eliminating) 트림 (trim)을 사용하여 조절하고 있다.

Fig. 2의 (a)의 형태는 밸브의 외장에 구멍을 뚫어 밸브에 의하여 발생하는 압력 강하를 포화증기압까지 떨어지지 않게 하는 방법인 one stage Hush type이다. 반면에 Fig. 2 (b)는 cascade trim type의 방법으로써 밸브 스템에 여러 가지 단을 설치하여 Fig. 3과 같이 유체가 각각의 단을 통과할 때 마다 압력강하를 보상하는 시스템을 가지고 있다. 즉 Fig. 3 (b)의 특성을 갖는 시스템은 시스템 입·출구 앞단의 압력강하폭은 같지만 시스템내 발생하는 갑작스러운 압력강하를 계단식으로 보상시켜 포화증기압 아래로 떨어지지 않게 급강하의 폭을 줄여주고자 하는 개념을 가지고 있다.



(a) one stage hush type



(b) Cascade Trim type

Fig. 2 Typical conventional trim type valves

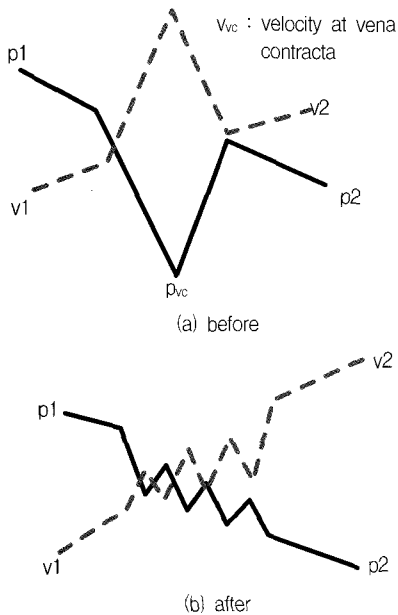


Fig. 3 Pressure and velocity profile before and after installed controllers

이런 현상을 심층적으로 연구하기 위하여 여러 연구자들은^(2~5) 식 (1)과 같은 캐비테이션 지수 (cavitation index)를 도입하였다.

$$K_c = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_v} = \frac{\Delta p}{p_1 - p_v} \quad (1)$$

여기서, p_1 과 p_2 는 각각 입구와 출구의 압력을 의미하고, p_v 는 유체의 포화 증기압 또는 vena contracta 지점에서 압력으로 표현된다. 이 캐비테이션 지수는 전체 시스템의 압력 강하비를 나타내는 무차원 수로써 캐비테이션이 발생여부를 판단하는 중요지수이다. 보통 교축부에서는 vena contracta 지점의 압력이 1개이므로 캐비테이션 지수가 1개만 존재하지만, 보통 Fig. 3(b)와 같이 계단식 압력이 강해질 때는 각각 계단별 캐비테이션 지수를 K_{C1} , K_{C2} 와 같이 1차, 2차 등의 순서대로 정의하여야 한다.

3. 연구방법

3.1 지배방정식과 수치해석 방법

시스템내 발생하는 캐비테이션을 방지하기 위한 모델내 유동특성을 컴퓨터 시뮬레이션으로 구하기 위하

여 적용된 시간평균화된 연속방정식과 운동량방정식을 텐서형으로 나타내면 각각 식 (2)와 (3)과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

$$\rho \left(u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (3)$$

여기서, u_i 는 속도벡터이고, ρ 는 밀도, μ_e 는 유효점성계수 (effective viscosity)를 나타낸다.

시스템내 유동특성을 파악하기 위하여 위의 지배방정식들을 유한체적법을 이용하여 이산화방정식을 구하였다. 운동량 방정식의 유효점성계수를 계산하기 위해서 본 연구에서는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였다. 지배방정식의 대류항에 대한 이산화작업은 HYBRID방법을 이용하였다. 또한, 운동량방정식의 압력항처리는 압력수정방법을 이용하는 SIMPLE방법을 적용하여 압력수정에 관한 근사 이산화방정식을 압력과 속도의 상관관계를 고려한 연속방정식의 이산화방정식으로부터 구하였다⁽⁶⁾.

3.2 제어기의 형상

기본적인 제어기의 형상은 Fig. 4와 같다. 가장 기본적인 모델은 Fig. 4 (a)와 같다. Fig. 4 (a)의 경우는 관로시스템에서 흔히 볼 수 있는 교축시스템으로 밸브나 유량계 혹은 디퓨저나 리듀서로 인하여 교축이 되는 경우를 의미한다. 앞에서 언급된 모든 경우를 한가지의 모델로 이상 할 수는 없지만, Fig. 4(a)의 경우와 같이 급축소/급확대관으로 모사할 수 있다. 또한 이 모델은 적절하게 압력강하를 줄 수 있는 모델이기도 하다. Fig. 4(b) 기본 모델에 캐비티를 만들어 준 것이다.

Fig. 4(a)의 관지름은 열교환기나 보일러 배관에서 많이 사용되는 치수인 5 cm (약 2")정도로 정하였고, 각각의 치수는 Table 1과 같다.

Table 1에서 볼 수 있듯이 Model 1은 기본적인 모델이고 Model 2는 Model 1에서 압력강하를 감소시키기 위해서 같은 교축부 길이내 각각 캐비티 (cavity)과 막힌 공간 (space)의 개수와 길이를 각각 5개와 10 mm 만들어 놓은 모델이다. 또한 Model 3은 Model 2의 캐비티의 개수와 스페이스의 개수는 같지만 Model 2보다 압력을 보상시킬 수 있는 공간을 더욱 더 크게 만들어 주기 위하여 캐비티의 길이를 5 mm씩 늘려준 반면에 스페이스는 5 mm씩 줄여준 경우이다.

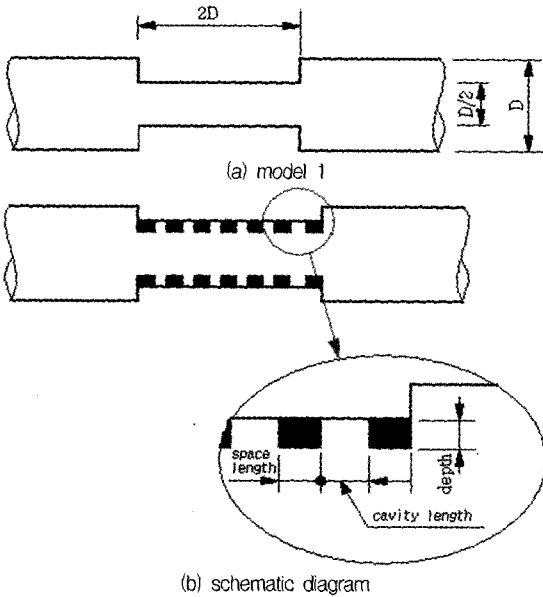


Fig. 4 Schematic diagram of model

Table 1 Dimension and number of parameters for each model

	cavity		space		depth (mm)	remark
	no. (ea.)	length (mm)	no. (ea.)	length (mm)		
Model 1	-	-	-	-	-	fundamental model
Model 2	5	10	5	10	3.5	
Model 3	5	15	5	5	3.5	
Model 4	5	10	5	10	7.5	
Model 5	1	70	2	15	7.5	cavity was located at the middle of device
Model 6	1	70	2	15	3.5	

그리고 Model 4의 경우는 깊이 (depth)를 더 깊게 조정하여 준 경우이다. 이때 깊이는 지름의 15%인 7.5 mm이고 Model 2와 3인 경우인 3.5%보다 2배정도 깊게 안쪽으로 유동장을 형성시킬 수 있는 모델이다.

그리고 Model 5와 Model 6은 제어기 중앙에 큰 캐비티를 형성시켜준 경우이다. 단 두 경우의 차이는 캐비티 깊이의 차이이다.

4. 결과 및 검토

온도가 상온인 20°C인 유체가 흘러가는 시스템내 발생하는 압력유동결과를 Fig. 5와 같이 살펴보았다.

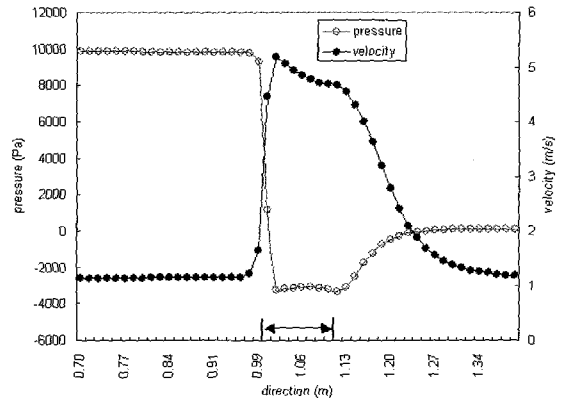


Fig. 5 Pressure and velocity variations along the centerline of Model 1

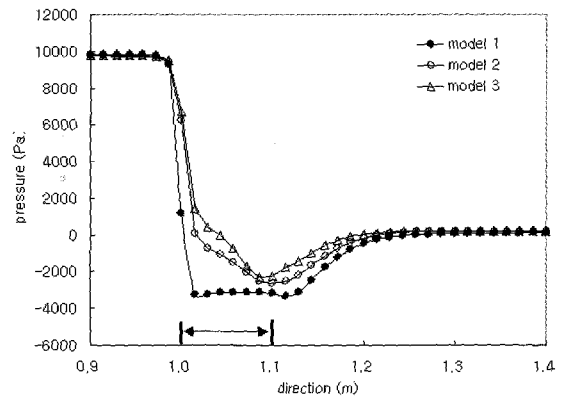


Fig. 6 Pressure variations along the centerline of model 1, model 2, and model 3

Fig. 5의 결과는 Fig. 3의 (a)와 같은 결과를 얻어내었다. 중심선상선을 따른 압력분포는 교축장치를 만나면서 급격한 압력강하를 보이다가 pvc의 압력이 -3,334 Pa정도 떨어졌다. 교축기를 지나면서 다시 압력회복 (pressure recovery)을 하여 교축기 후류 쪽으로 일정 압력강하 폭을 가지고 지나고 있다. 이러한 압력강하는 에너지보존법칙을 만족시키기 위하여 교축부에서 급격한 운동에너지의 급상승을 주도하게 된다. 본 연구에서 관심이 있는 부분은 교축부를 만나 발생하는 압력강하가 20°C인 물의 포화증기압인 2,339 kPa로써 보다 더 많이 떨어졌는가를 살펴보아야 한다. Fig. 5에서 보듯이 본 연구에 적용된 유동시스템은 캐비테이션이 반드시 일어날 것이다. 이때 캐비테이션 지수를 계산하여 보면 1.75으로 1.0보다 큼을 알 수 있다.

본 연구에서 Table 1과 같이 설계된 제어기 모델을 적용하여 압력강하를 계산하여 Fig. 6과 같이 나타냈다.

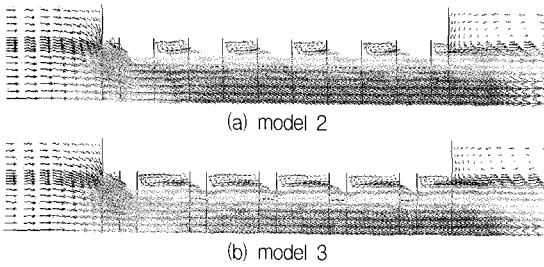


Fig. 7 Velocity vectors in the controller

Fig. 6에서 적용한 제어기 모델은 Model 2와 Model 3이다. Model 2와 Model 3은 기본 모델인 Model 1에 여러 개의 캐비티를 측면에 형성시켜 준 경우이다. 단, Model 3이 Model 2보다 유동을 좀 더 정체시켜 압력강하를 회복시키려는 의도로 캐비티의 크기를 1.5배 더 크게 해 준 모델이다.

Fig. 6에서 보듯이 Model 2와 Model 3의 경우 pvc의 값이 Model 1보다는 제어기 내부에서 약간 덜 떨어진 것으로 보인다. 이때의 캐비테이션 지수를 계산하여 보면 각각 1.65와 1.55정도를 약 5.7%와 11.4%의 완충효과를 기대할 수 있지만 Fig. 3 (b)과 같이 원하는 만큼 캐비테이션을 방지할 수 없었다.

Fig. 6과 같은 결과는 캐비테이션의 저감대책에 해결책의 실마리를 제시하였다. Fig. 7과 같이 제어기 내부에 캐비티를 충분히 형성시켜준다면 버퍼 (buffer)의 효과를 얻을 수 있어 압력강하를 감소시킬 수 있다는 것을 알 수 있었다. Fig. 6에서 보듯이 일정한 버퍼의 크기에 따라 제어기 앞부분에서는 많은 효과를 볼 수 있었지만 제어기 뒷부분에서는 앞부분만큼 큰 효과를 보지 못하였다.

좀 더 자세히 이런 결과를 살펴보기 위하여 Model 4와 같이 Model 2와 Model 3보다 캐비티의 깊이를 2배 두고 계산을 하여보았다. 즉 Model 4의 경우는 Model 2와 Model 3과 유사한 모델이고 단지 깊이만 차이가 있다. 그러나 Fig. 8에서 보듯이 같이 Model 2와 Model 3보다도 더 못한 결과를 얻어내었다. 즉, 압력회복을 위한 주요 인자는 캐비티의 깊이보다는 길이임을 알 수 있었다.

Model 2와 Model 3은 급격하게 강하된 pvc의 값을 어느 정도 감소시키기는 하였지만, 20℃ 물의 포화증기압보다 아래로 강하되고 있음을 알 수 있다. 즉 아직도 캐비테이션 지수가 1.0보다 큼을 알 수 있다.

따라서 Fig. 8의 결과로부터 Model 5, Model 6과 같이 캐비티의 깊이보다는 길이를 길게 해주어 계산을 한

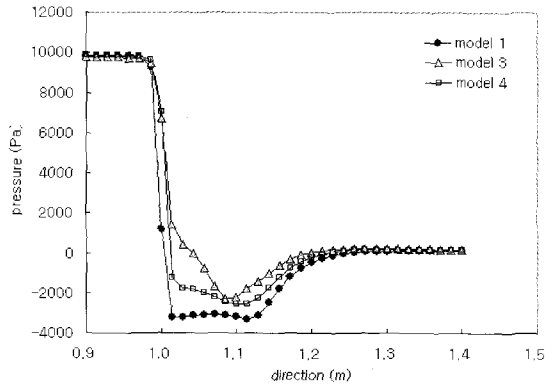


Fig. 8 Effects of cavity depth for pressure variations along the centerline of each model

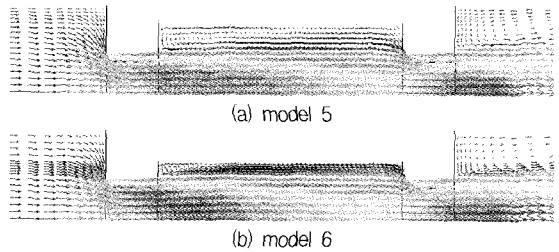


Fig. 9 Velocity vectors in the model 5 and model 6

결과가 Fig. 9이다. Fig. 9는 캐비티를 중심에 크게 생성시켜 준 경우이다. Model 5와 Model 6의 차이는 캐비티의 깊이 차이이다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 제어기 중심에 생성된 캐비티내 큰 재순환영역이 형성됨으로서 압력강하의 버퍼 역할을 하고 있음을 알 수 있다. 그러나 Fig. 8에서도 지적하였듯이 캐비티 깊이와는 별 상관없는 것으로 판단된다. 이를 좀더 자세하게 파악하기 위하여 Fig. 10과 같이 축방향에 따라 중심선상의 압력강하를 나타내어 보았다.

Fig. 10의 결과를 살펴보면 제어기 중심에 큰 공동을 생성시켜 주었더니 Fig. 3의 (b)와 같이 압력강하의 양상이 2단 감쇠의 효과를 나타내고 있음을 알 수 있다. 즉, 지름에 1.5배정도의 길이로 캐비티를 형성시켜 주었기 때문이다, 이는 Fig. 7의 결과와 같이 작은 크기의 버퍼를 여러 개 두는 것보다는 버퍼의 크기를 충분히 크게 만들어 충분히 버퍼 효과를 줄 수 있도록 설계하여야 됨을 알 수 있었다. 그러나 Model 6의 경우 교축기의 입구에서는 어느 정도 캐비테이션을 방지할 수 있었으나 교축기 후단부에서는 다른 모델들과 같은 결과를 나타냄을 알 수 있었다.

Fig. 10을 보면 Model 5와 Model 6의 경우는 2단

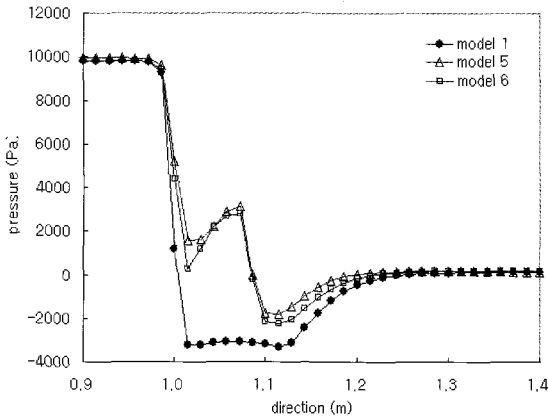


Fig. 10 Effects of cavity length for pressure variations along the centerline of each model

Table 2 Cavitation index for each model

	Model1	Model2	Model3	Model4	Model5	Model6
Kc	1.754	1.649	1.549	1.645	Kc ₁	1.099
					Kc ₂	1.545

감쇠가 있었으므로 Table 2와 같이 캐비테이션 지수를 Kc₁과 Kc₂인 2개로 나타내어야 한다. Table 2에서 볼 수 있듯이 Model 5와 Model 6의 경우의 1차 캐비테이션 지수 (Kc₁)는 거의 Model 1의 경우보다 각각 37.2%와 27.1%의 압력에너지 버퍼효과를 볼 수 있었다. 이는 캐비테이션의 발생을 제어할 수 있다는 것을 의미한다. 그러나 2차 캐비테이션 지수 (Kc₂)를 나타내는 제어기 후단부에서는 압력강하면에서 볼 때 버퍼효과를 제대로 발휘하지 못하였다. 이에 대한 성능향상을 위해서는 좀 더 자세한 설계가 필요할 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구에서는 시스템 사이에 발생하는 압력차의 크기는 원래대로 유지하면서, 밸브나 교축장치에 의한 압력 변화가 유체의 포화증기압까지 떨어지지 않도록 하는 제어를 설계하고자 하는 기초연구로써 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 이용하여 얻어진 결과는 다음과 같다.

- 1) 제어기 내부에 캐비티를 형성시켜준다면 버퍼의 효과를 얻을 수 있어 압력강하를 감소시킬 수 있다. 이 경우 Model 2와 Model 3의 경우가 기존 시스템보다 약 5.7%와 11.4%의 완충효과를 기대할 수 있었다.
- 2) 캐비티의 길이는 같지만 깊이가 각각 다른 두 가지일때 캐비티의 깊이가 큰 경우 (Model 4)의 가 pvc의 절대값이 더 크며, 캐비테이션 지수도 (1.549에서 1.645로) 증가하였다. 이는 압력회복을 위한 주요 인자는 캐비티의 깊이보다는 길이임을 알 수 있었다.
- 3) 제어기 중심에 지름의 1.5배정도 길이로 캐비티를 형성시켜주었더니, 압력강하의 양상이 2단 감쇠의 효과를 나타내어 캐비테이션 현상을 저감할 수 있었다.

후 기

이 연구는 2003년도 시립인천전문대학 자체연구비 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) 박남은, 김계수, 김양수, 김종록, 노형운, 전승배, 나홍렬, 2003, "고주파 유압시스템의 주파수 특성과 축압기 효과의 실험적 연구", 유체기계저널. 6권 3호, pp. 51~57.
- (2) Herbert L. M. and Laurence, R. S., 1997, "Fluid Kinematic Energy as a Selection Criteria for Control Valves" 1997 SME Fluid Engineering Division Summer Meeting, FEDSM'97, June pp. 22~26.
- (3) Pump and System Troubleshooting Handbook, 1999, Pump and System. pp. 3~11.
- (4) Jamal S. 2002, Fluid Flow Handbook, McGraw-Hill, Chap. 16. pp. 20~21
- (5) Tyler G. H. 1983, Pump Operation and Maintenance, Robert E. Krieger Publishing Company.
- (6) CFX 4.4 User Manual, 2000, AEA Technology.