

원자력 발전소용 Tilting Check Valve의 특성실험(II)

염 만 오*

(1997년 9월 23일 접수)

Characteristic Experiment of Tilting Check Valve for Nuclear Power Plant(II)

Man-oh Yum

Key Words : Tilting Check Valve(틸팅체크밸브), Swing Check Valve(스윙체크밸브), System Characteristic Constant(시스템의 특성상수), Testing Equipment(밸브실험장치), Pressure Wavespeed(압력파의 전파속도)

Abstract

In this study, testing equipment with which several kinds of valves can be tested was composed. Two kinds of tilting check valves and a swing check valve were tested to analyze their dynamic characteristics. The results of the experiment showed that the tilting check valves protected the pump but that the swing check valve could not protect the pump when the reverse flow rate was high. Also the dynamic equation of the tilting check valve was formulated and simulated using system characteristic constant t_c and one method of predicting t_c by comparing the results of the simulation with the results of the experiment was proposed.

1. 서 론

원자력 및 화력 발전소의 발전설비에서 배관라인 내를 흐르는 유체가 어떤 원인에 의하여 역류하는 경우가 있다. 이 경우 라인내에 압력상승이 발생하고 이로 인해 펌프가 손상을 입을 수 있기 때문에 펌프의 보호를 위해 펌프출구에 체크밸브를 장착한다. 사용되는 체크밸브로는 리프트체크밸브(Lift Check Valve), 스윙체크밸브(Swing Check Valve), 틸팅체크밸브(Tilting Check Valve) 등이 있고 이들 밸브는 각각 특징이 있어 라인의 특성에 따라 최적 밸브를 선택하여 사용해야한다.

지금까지는 리프트체크밸브와 스윙체크밸브(이하 SCV)가 많이 채택되었으나 최근 틸팅체크밸브(이하 TCV)가 개발되어 그 사용 및 연구가 활발히

진행되고 있다.^(1~4)

TCV는 다른 두 체크밸브에 비해 밸브가 닫힐 때 충격음이 작고, 컴팩트하며, 밸브 통로의 단면적의 변화 및 밸브내 흐름방향의 변화가 작아 定流時 압력손실이 작고 逆流時 수격현상에 의한 압력상승이 작아 작동이 안전하다. 반면 셸링과 보수가 다른 두 밸브에 비해 다소 어려운 것이 단점이다.

이러한 특징을 가진 TCV를 전량 수입하여 발전설비에 사용하여 왔으나 최근 국내 산업체에서 국산화 개발을 수행하였고, 그 결과 7종류의 TCV(1500# 8", 150# 12", 24", 300# 20", 600# 16", 20", 1500# 20")를 국산화 하였다. 그러나 이 밸브들이 고온, 고압의 가혹한 환경에서 사용되기 때문에 실용화를 위해 그 정특성 및 동특성을 정확하게 파악할 필요성이 있다.

밸브를 장착한 배관시스템의 해석수법으로 특성곡선법⁽⁵⁾, 도식해법⁽⁶⁾, 해석해법⁽⁷⁾ 등이 있다. 컴퓨터가 널리 보급된 현재는 주로 특성곡선법에 의한

*회원, 경남대학교 기계공학부

해석이 대부분이다.

본 연구에서는 국산화개발한 TCV 및 여타 밸브의 동특성을 측정할 수 있는 실험장치를 제작하고 이 장치를 이용하여 국산화 한 7종류의 TCV 중 8"TCV 및 12"TCV와 한 종류의 12"SCV를 대상으로 동특성을 실험하여 그 결과를 비교, 검토하였다. 실험결과를 통하여 체크밸브가 그 본래의 기능인 펌프를 보호하는가를 확인하였다. 또한 밸브의 특성방정식을 구하여 시뮬레이션하고 시뮬레이션 결과를 실험결과와 비교 검토하여 배관시스템의 특성상수 t_b 를 예측할 수 있는 방법을 제시하였다.

2. 실험장치

본 연구에서 밸브의 동특성을 파악하기 위해 구성한 실험장치는 Fig. 1과 같다.

Fig. 1의 주요 구성요소는 펌프, 전동기, 시험용 체크밸브, 배관, 서지탱크, 수조, 각종 계측기, 계측기의 신호를 처리하는 퍼스널컴퓨터 등이며 펌프

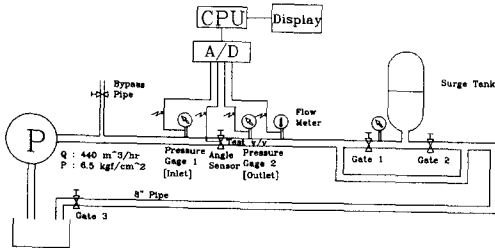


Fig. 1 Experimental apparatus.

Table 1 Main specification of gages.

Pressure Transducer	Dae Hwa (Japan) Net Capacity : 100 kg_f/cm^2 Net Output : 1.5mV/V $\pm 5\%$ Linearity: $\pm 0.5\%$ Hysteresis: 0.5%
Flow Meter	Signet Scientific Comp. (U.S.A.) Flow Rate Range: 0.3-6m/s Linearity: $\pm 1\%$ Lepeatability: $\pm 5\%$
Potentiometer	Copal (Japan) TN50S Resolution : 0.04% Linearity : $\pm 0.15\%$ Cycle life : 50,000 Cycle

의 유량과 양정은 최대효율점에서 각각 440 m^3/hr , 65 m 이며, 전동기의 동력은 150 HP, 배관은 200 mm \times 40 mm 이다. 계측기의 주요사양은 표1에 나타내었으며, 압력계는 시험밸브 전후와 서지탱크 앞에 1개씩 장착되어 있고, 유량계는 시험밸브에서 약 6 m 떨어진 곳에 장착되어 있으며, 각도측정기는 시험밸브의 디스크축에 연결되어 있다. 각 측정기에서 계측된 값은 A/D를 경유하여 컴퓨터에 데이터로 저장되어 활용될 수 있도록 하였다. 국산화 개발한 TCV 중 12"TCV와 12"SCV(이하 SCV)의 개략도를 Fig. 2-1과 Fig. 2-2에 나타내었으며 그 주요 구성요소는 밸브몸체, 시트, 디스크, 핀 등이다.

본 실험장치는 향후 여타 밸브의 특성을 파악할

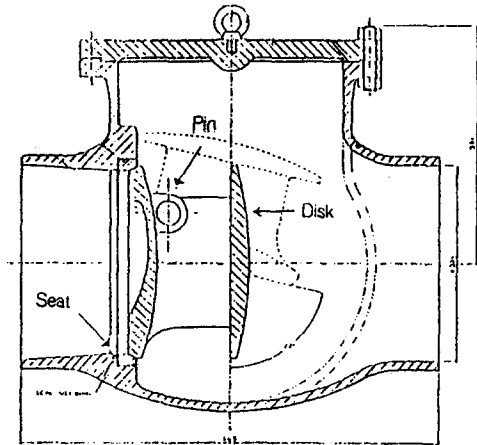


Fig. 2-1 Schematic diagram of TCV.

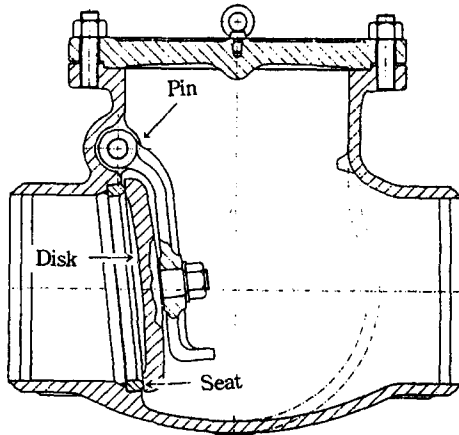


Fig. 2-2 Schematic diagram of SCV.

경우에도 장치의 수정없이 시험밸브만 교체하여 계속적으로 사용할 수 있도록 구성하였다.

3. 실험방법

시험용 밸브가 장착되어 운전되고 있는 배관시스템에서 펌핑이 정지되는 경우를 열거하면 아래와 같다.

- (1) 정전으로 인한 펌프의 정지
- (2) 체크밸브와 수조사이의 배관시스템에 문제가 발생한 경우
- (3) 펌프와 체크밸브 사이의 배관시스템에 문제가 발생한 경우
- (4) 위의 세 경우가 중복되어 문제가 발생한 경우

따라서 본 연구에서는 Fig. 1의 실험장치를 이용하여 위에서 열거한 각 경우에 대응한 상황을 만들어 실험을 행하였다. 즉, 서지탱크 전후의 게이트밸브의 개도를 일정하게 하여 배관내의 흐름이 정상상태가 되면 펌프를 정지한다. 또한 펌프와 시험

밸브 사이에 있는 우회용 배관을 볼밸브로 열어 유체를 배출하면서 펌프를 정지시킨다. 위의 두 경우 모두 시험용 밸브의 디스크는 자중과 유량의 변동에 의하여 닫히고 디스크가 완전히 닫힐 때까지 관내의 압력과 유량은 변동하게 된다. 이 상황을 압력센서, 유량센서, 각도센서로 계측하여 계측값을 데이터로 변환시켜 퍼스날컴퓨터에 저장하여 활용한다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 서지탱크 출구 게이트밸브(Fig. 1의 Gate2)와 장치 끝의 게이트밸브(Gate3)를 닫고 서지탱크 입구 게이트밸브(Gate1)를 25% 개방하여 관내의 흐름을 정상상태로 한 후 펌프를 정지시킨 경우의 실험결과이다. Fig. 3-1, Fig. 3-2, Fig. 3-3의 (a)는 각각 8"TCV, 12"TCV, SCV의 디스크의 닫히는 각도, 각속도를 나타낸 것이고, (b)는 밸브 출구측과 입구측의 압력변동을 나타낸 것이다.

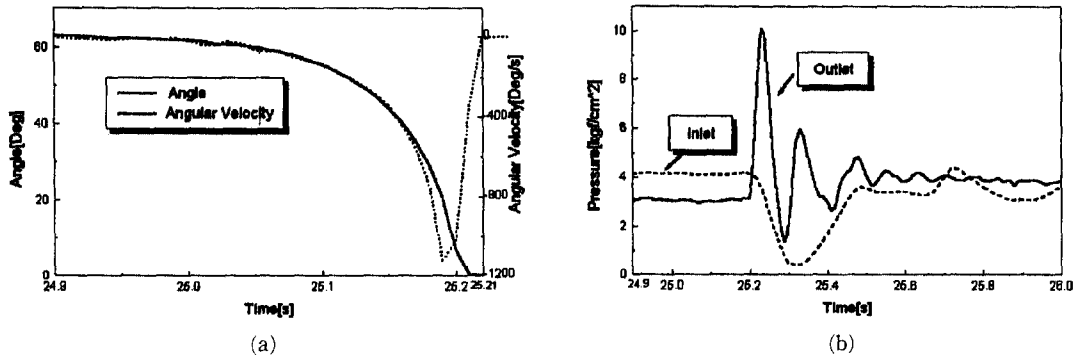


Fig. 3-1 Experimental results of 8"TCV.

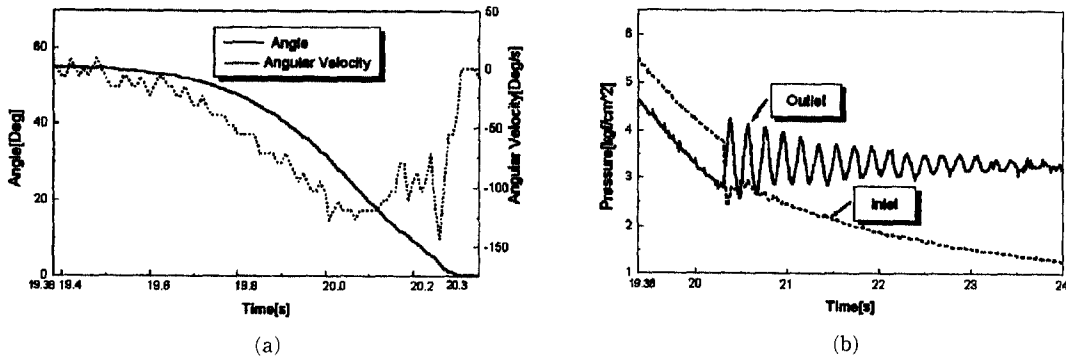


Fig. 3-2 Experimental results of 12"TCV.

Fig. 3(a)로부터 디스크가 닫히는데 걸리는 시간은 8" TCV가 0.31초 정도로 제일 짧고 12"TCV와 SCV의 경우는 각각 0.92초, 1.38초 정도임을 알 수 있다.

펌프가 정지하면 펌프측의 유체는 관성에 의해 서지탱크 방향으로 흐르고 서지탱크에 저장된 유체는 펌프 방향으로 역류하게 된다. 따라서 이 양 방향의 유체가 어느 지점에서 충돌하며 그 결과 높은

서지압이 발생하여 압력파의 전파속도로 전파한다. 이하 모든 실험결과에 나타나는 서지압은 위와 같은 원인에 의한 것이다. 8"TCV의 경우 디스크가 닫힐 때 정상상태 압력의 3배 정도의 서지압이 발생하며 이 서지압의 영향으로 큰 충격음이 발생하며 서지압의 감쇄는 다른 밸브에 비해 빠름을 알 수 있다. 이것은 8"TCV의 경우 디스크가 닫히는 동안 역류하는 유량이 12"TCV, SCV에 비해 상대

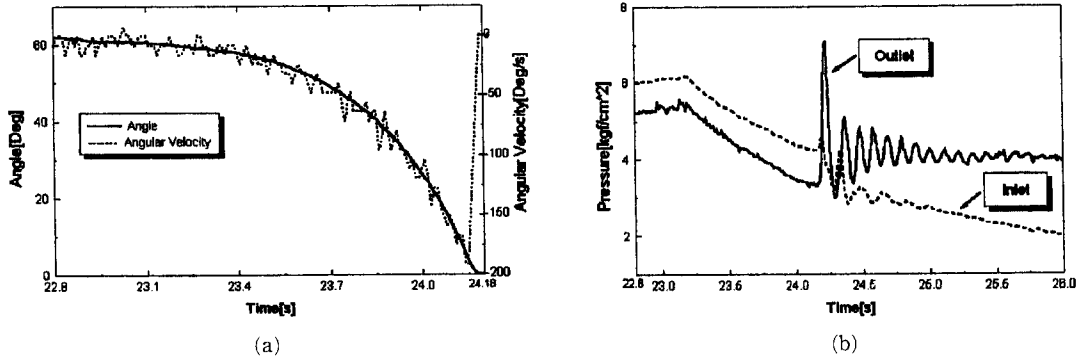


Fig. 3-3 Experimental results of 12"SCV.

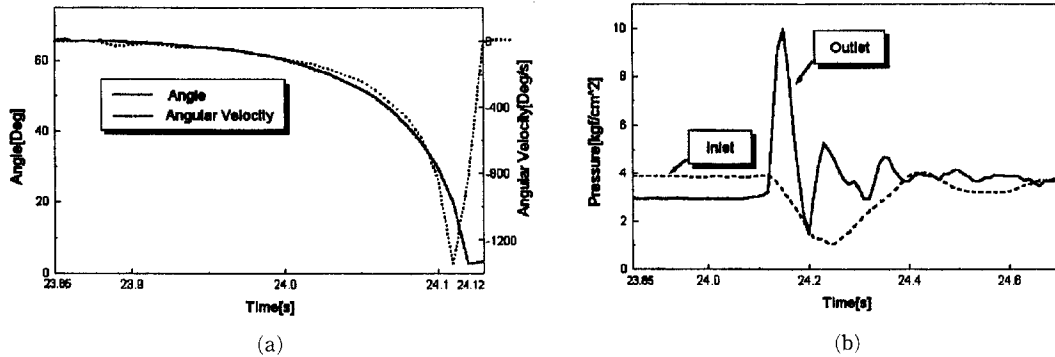


Fig. 4-1 Experimental results of 8"TCV.

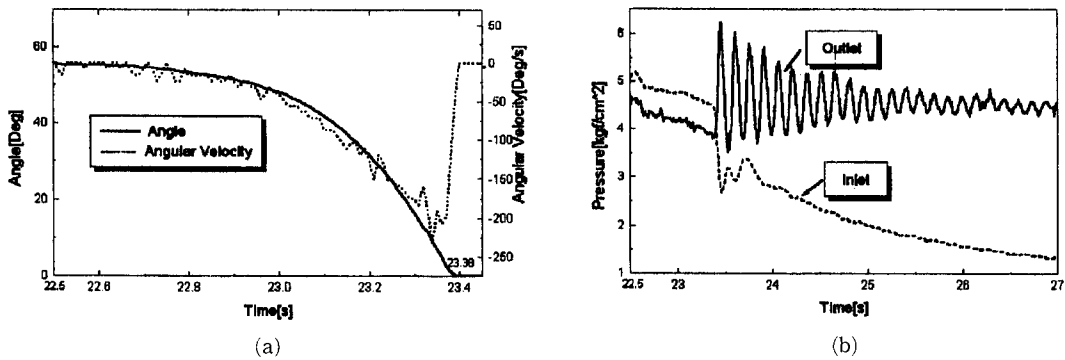


Fig. 4-2 Experimental results of 12"TCV.

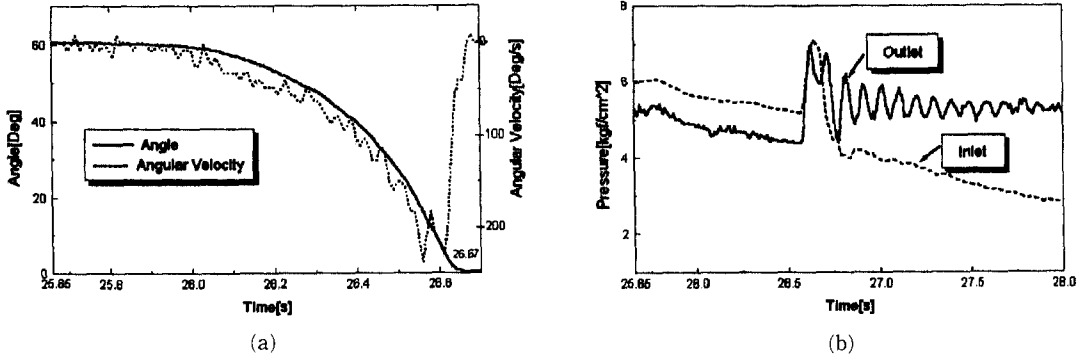


Fig. 4-3 Experimental results of 12"SCV.

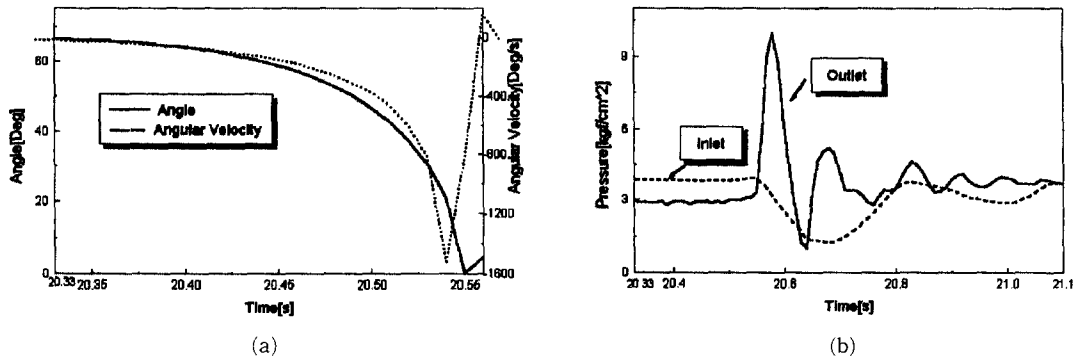


Fig. 5-1 Experimental results of 8"TCV.

적으로 크기 때문인 것으로 판단된다. 12"TCV, SCV의 경우 디스크가 닫힐 때 발생하는 서지압은 8"TCV의 것보다 작으나 서지압의 감쇄에 걸리는 시간은 8"TCV보다 더 길어짐을 알 수 있다. 세가지 밸브 모두 밸브입구측의 압력은 감소하고 따라서 펌프가 정지하는 경우에 세가지 밸브 모두 펌프를 보호함을 알 수 있다.

Fig. 4-1, Fig. 4-2, Fig. 4-3은 서지탱크 출구의 게이트밸브와 장치 끝의 게이트밸브를 닫고 서지탱크 입구의 게이트밸브를 50% 개방하여 관내의 흐름을 정상상태로 한 후 펌프를 정지시킨 경우의 실험결과이다.

8"TCV와 12"TCV는 디스크가 닫히는 동안 밸브입구의 압력이 떨어져 TCV가 펌프를 보호함을 알 수 있으나 SCV의 경우는 밸브가 닫히는 동안 밸브입구의 압력이 밸브출구의 압력과 함께 상승한다. 따라서 이 상승압력이 압력파의 전파속도로 펌프에 전달되어 펌프에 손상을 입힐 가능성이 있는 것으로 생각한다.

SCV의 밸브입구의 압력이 상승하는 것은 Fig.

2-1과 Fig. 2-2에서 알 수 있는 바와 같이 두 밸브의 디스크 핀의 위치가 다르므로 따라서 TCV의 경우 디스크가 닫힐 때 밸브의 입구에서 출구로 흐르는 핀 위부분의 유체는 디스크를 닫히게 작용하게 되고 이로 인해 TCV의 디스크가 SCV의 디스크보다 빨리 닫히고, 따라서 TCV는 역류하는 유체를 디스크가 차단하나 SCV의 경우 디스크가 닫히는 동안에 밸브출구측의 유량이 밸브입구측으로 역류하여 밸브입구측에서 출구측으로 나아가는 유체와 부딪혀 밸브입구의 압력을 상승시키기 때문인 것으로 생각한다.

Fig. 5는 서지탱크 입구 게이트밸브를 100% 개방하고 그 외의 실험조건을 Fig. 3, Fig. 4와 같게 한 경우의 실험결과이다.

세가지 밸브 공히 서지탱크 입구의 게이트밸브 개방을 증가시킴에 따라 디스크가 닫히는데 걸리는 시간은 짧아짐을 알 수 있다. 최초의 서지압은 세 경우 모두 큰 차이를 보이지 않지만 디스크의 닫히는 속도는 12"TCV와 SCV의 경우 8"TCV와는 달리 Fluttering이 심함을 알 수 있다. 이는 실험장

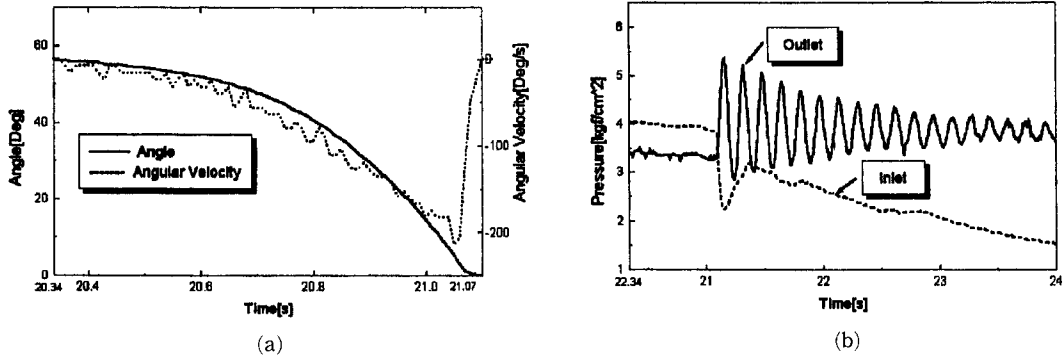


Fig. 5-2 Experimental results of 12"TCV.

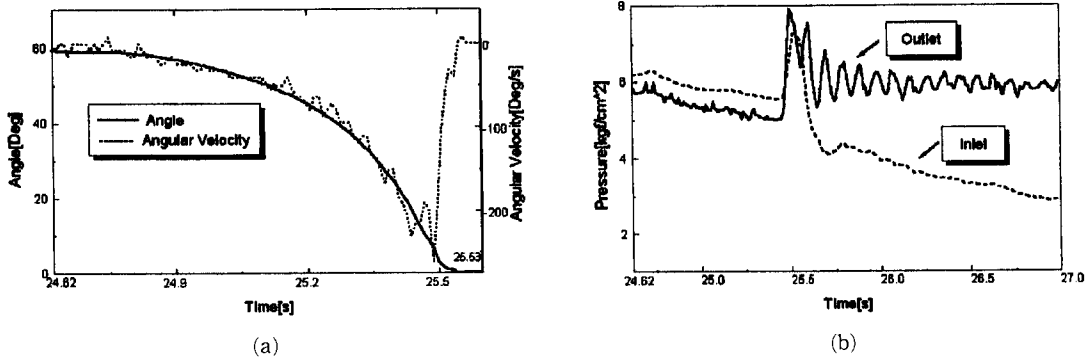


Fig. 5-3 Experimental results of 12"SCV.

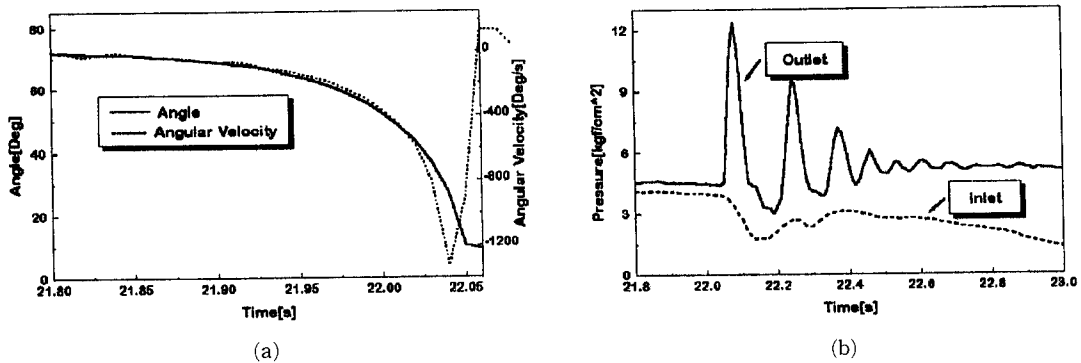


Fig. 6-1 Experimental results of 8"TCV.

치를 8"밸브의 실험용으로 제작하였기 때문에 12" 밸브를 장착하는 경우에는 밸브전후의 약 4m정도가 12"로 되어 이것에 기인한 것으로 생각된다.

이 경우에도 8"TCV와 12"TCV의 밸브입구측 압력은 상승하지 않아 펌프를 보호함을 알 수 있으나 SCV 경우는 Fig. 4-3의 경우와 마찬가지로 밸브 입구측의 압력이 출구측의 압력과 함께 상승하며 이 상승압력이 펌프에 손상을 줄 것으로 생각한다.

Fig. 6은 서지탱크 출구 게이트밸브와 장치 끝의 게이트밸브를 닫고 서지탱크 입구 게이트밸브를 25% 개방하여 관내 흐름을 정상상태로 한 후 펌프와 실험밸브 사이에 있는 우회 관에 장착된 볼밸브를 열도록 구성되어 있는 실린더를 작동하여 볼밸브를 열기 시작한 후 1초 정도 지난 후에 펌프를 정지시켜 실험을 행한 결과이고, Fig. 7은 서지탱크 출구 게이트밸브와 장치 끝의 게이트밸브를 닫

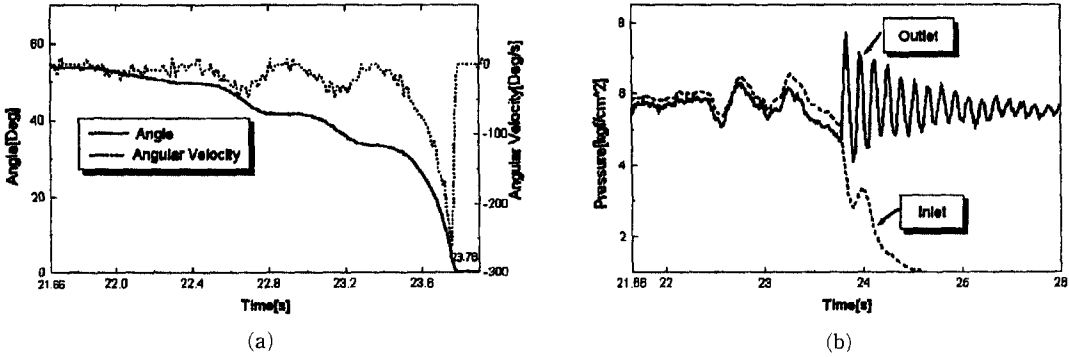


Fig. 6-2 Experimental results of 12"TCV.

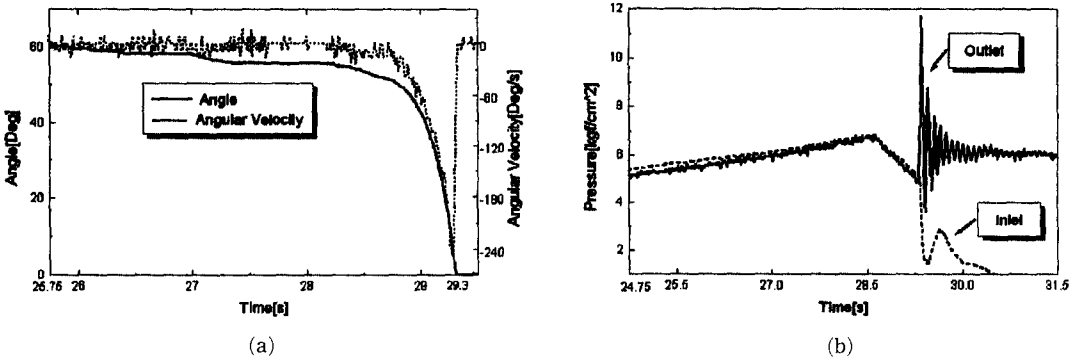


Fig. 6-3 Experimental results of 12"SCV.

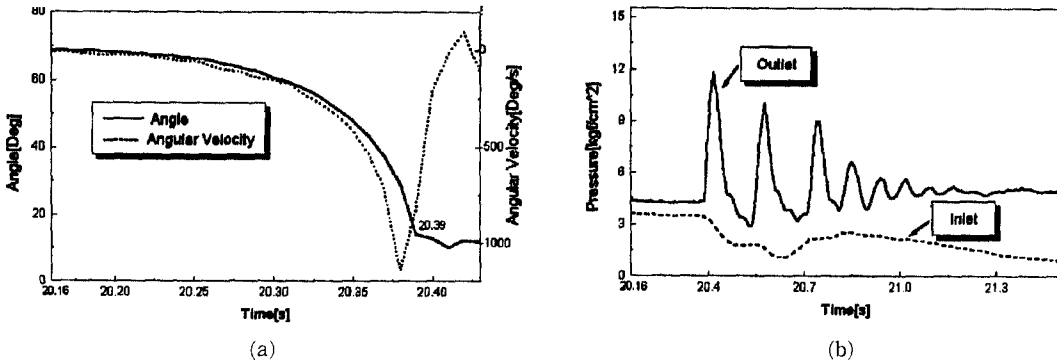


Fig. 7-1 Experimental results of 8"TCV.

고 서지탱크 입구 게이트밸브를 50% 개방하여 관 내의 흐름을 정상상태로 한 후 펌프와 실험밸브 사이에 있는 우회 관에 장착된 볼밸브를 Fig. 6에서와 같은 방법으로 열기 시작한 후 1초 정도 지난 후에 펌프를 정지시켜 실험을 행한 결과이다.

Fig. 6과 Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이 8" TCV의 경우는 디스크의 닫히는 거동과 압력변동이 Fig. 3, Fig. 4, Fig. 5와 같은 경향을 나타낸다.

12"TCV와 SCV는 디스크의 닫히는 거동이 다소 불안정하며, 이로 인해 밸브 전후의 압력변동이 심해지는 것을 알 수 있다. 특히 SCV는 Fig. 4, Fig. 5의 결과와는 달리 볼밸브가 열리고 디스크가 닫히면서 밸브입구측 압력이 하강한다. 따라서 이 경우에는 밸브 입구측의 압력이 펌프에 미치는 영향은 없을 것으로 생각한다.

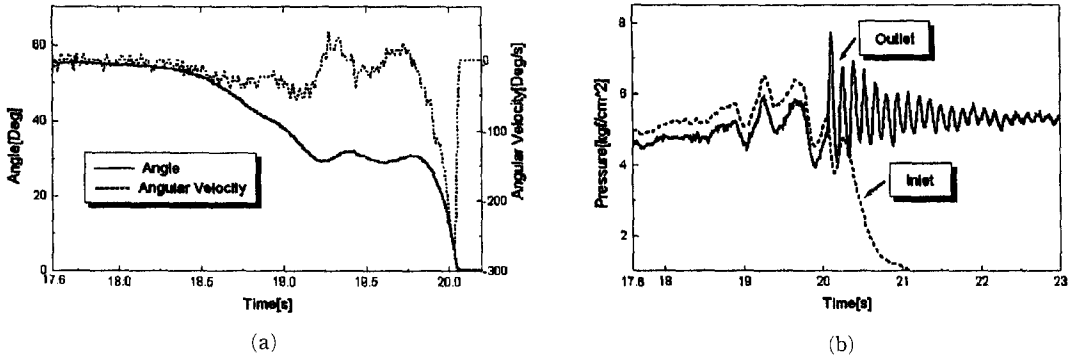


Fig. 7-2 Experimental results of 12"TCV.

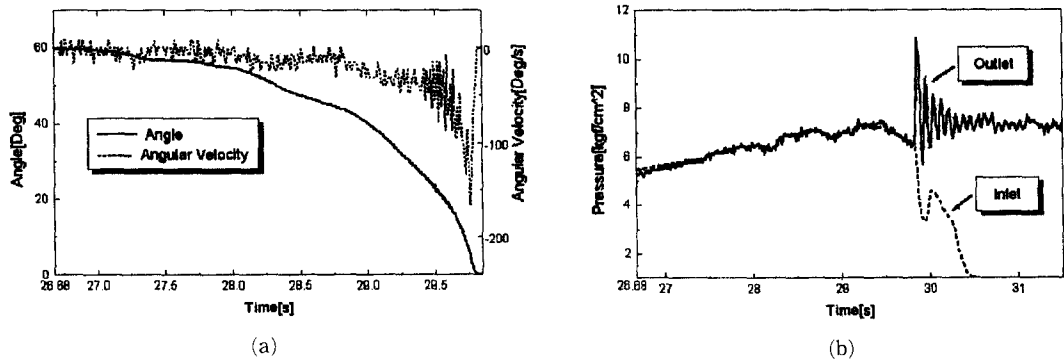


Fig. 7-3 Experimental results of 12"SCV.

5. TCV의 동특성 시뮬레이션

TCV의 디스크는 핀을 중심으로 회전이 자유롭고 관내 흐름이 정상상태에서는 유체력의 영향으로 안정한 위치에 있게 된다. 그러나 펌프의 정지 등으로 인하여 관내 유량이 변동하는 경우에는 유체력이 디스크의 자중보다 작아져 디스크가 닫히게 된다.

펌프가 정지하면 배관내의 유속 $V(t)$ 는 지수감소형으로 변화하고 따라서 식(1)과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁸⁾

$$V(t) = (V1 - V0)[1 - e^{-t/t_c}] + V0 \quad (1)$$

여기서, $V0$ 는 초기유속, $V1$ 은 최종유속, t 는 펌프정지시부터의 시간 t_c 는 밸브가 장착된 시스템의 특성상수이다.

이 경우 디스크를 Fig. 8과 같이 모델링한다.

여기서 θ_0 는 밸브의 설치각도이며, 본 장치의 경우에는 0° 이고, θ 는 유량이 흐르는 경우 디스크가 열리는 각도로 본 장치에 사용된 밸브의 최대 열림

각도는 65° 정도이다.

Fig. 8로부터 핀에 관한 유체력의 모멘트 M 은 식(2)와 같이 된다.

$$M = Fh \cos \theta = K\rho AhV |V| \cos^2 \theta \quad (2)$$

여기서, K 는 형상계수, ρ 는 유체의 밀도, A 는 디스크의 면적, h 는 핀에서 디스크 센터까지의 거리이다.

디스크가 운동하는 경우 유체의 상대속도는 $V-hw$ 가 되고 따라서 식(2)는 식(3)과 같이 된다.

$$M = K\rho Ah(V-hw) |V-hw| \cos^2 \theta \quad (3)$$

또한 디스크 하중의 핀에 관한 모멘트 M_a 는 식(4)와 같다.

$$M_a = C_w mg l \sin(\theta + \beta) \quad (4)$$

여기서, C_w 는 디스크의 물에서의 무게와 공기중에서의 무게의 비, m 은 디스크의 질량, g 는 중력 가속도, l 는 핀에서 디스크의 중심까지의 거리, β 는 중심에서의 각변위이다.

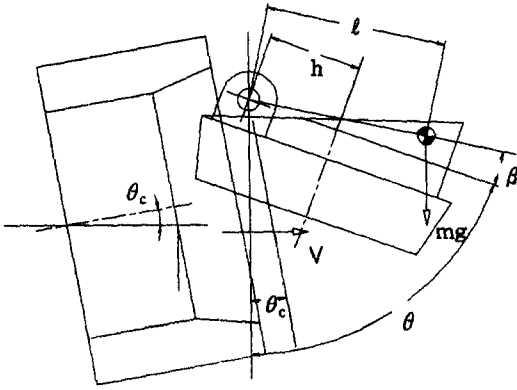
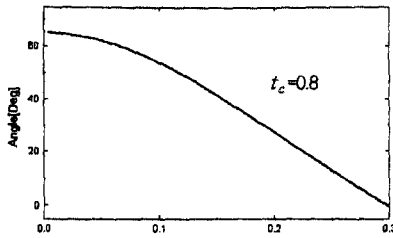
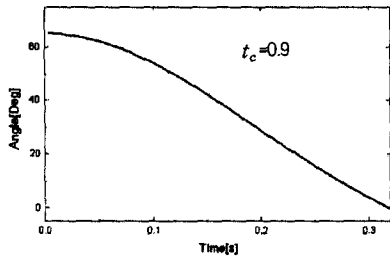


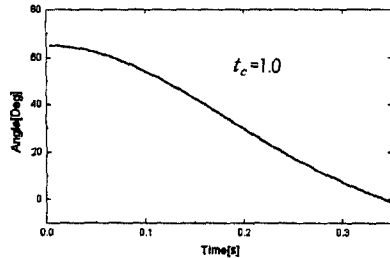
Fig. 8 Position (θ) of the Disc.



(a)



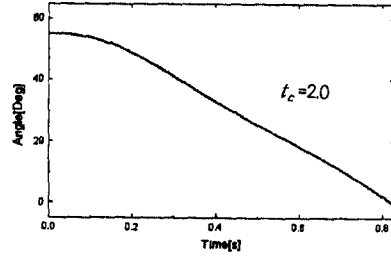
(b)



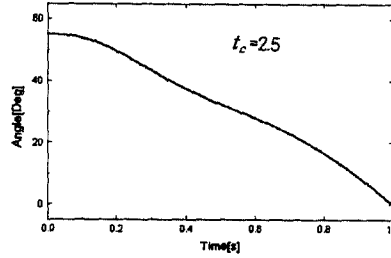
(c)

Fig. 9 Simulation results of 8°TCV.

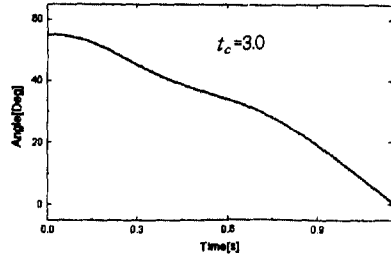
따라서 식(1)에서 식(4)까지를 뉴턴의 운동방정식인 식(5)에 대입하여 디스크의 운동방정식을 구



(a)



(b)



(c)

Fig. 10 Simulation results of 12°TCV.

하면 식(6)과 같다.

$$\sum T = I\alpha \tag{5}$$

$$I d^2\theta/dt^2 + c d\theta/dt = K\rho Ah (V - h\omega) | V - h\omega | \cos^2\theta - C_w mg l \sin(\theta + \beta) \tag{6}$$

여기서, c 는 유체의 점성계수이다.

5.1 시뮬레이션 결과 및 고찰

식(1)과 식(6)을 4차의 룬계쿠타방법을 이용하여 시뮬레이션하였다. 이 경우 식중에 나오는 상수는 TCV의 도면과 참고자료(9)를 이용하여 구하였다.

Fig. 9와 Fig. 10은 임의의 t_c 에 대한 시뮬레이션 결과 중 실험결과와 경향이 비슷한 것을 나타낸 것이다.

Fig. 9 및 Fig. 10과 실험결과를 비교하여 t_c 의 근

사값을 구하면 8"TCV의 경우 t_c 는 0.8에서 1.0 사이의 값이고, 12"TCV의 경우 t_c 는 2.0에서 3.0 사이의 값을 알 수 있다.

실험결과와 시뮬레이션결과를 비교하여 정확한 t_c 를 구할 수 있다면 실험을 행하지않고 시뮬레이션 만으로도 TCV의 특성을 파악할 수 있다고 생각하나 t_c 는 배관의 직경, 길이, 밸브의 저항, 펌프의 특성 및 작동유체의 성질 등에 의해 결정되어지는 상수⁽⁹⁾로 본 연구에서는 정확한 t_c 를 구하기 어려웠으며 따라서 단지 t_c 를 예측할 수 있는 한 방법을 제시하였고 이 부분은 향후 연구 대상이 될 것으로 생각한다.

6. 결 론

본 연구에서는 국산화 개발한 두 종류의 TCV와 한 종류의 SCV를 대상으로, 유체가 정상적으로 흐르는 배관시스템에서 어떤 원인으로 펌핑이 중지될 때 이들 체크밸브가 펌프를 보호하는 원래의 기능을 할 수 있는가를 파악하기 위해 실험을 행하여 디스크의 닫히는 거동과 디스크가 닫힐 때 밸브 전후의 압력을 측정하여 그 결과로부터 펌프 보호기능을 조사하였다. 또한 디스크의 운동방정식을 유도하여 시뮬레이션하고 시뮬레이션결과와 실험결과로부터 시스템의 특성상수 t_c 를 예측할 수 있는 한 방법을 제시하였다.

본 연구에서 얻은 중요한 결론은 다음과 같다.

- (1) 국산화 개발한 8"TCV와 12"TCV는 펌프가 정지하는 경우 펌프를 보호함을 확인하였다.
- (2) SVC에서는 디스크가 닫힐 때 역류하는 유량이 많아지면 밸브입구측의 압력이 밸브출구측의 압력과 같이 상승하며 이 압력이 펌프에 손상을 줄 가능성이 있는 것을 확인하였다.
- (3) 8"TCV의 디스크가 닫힐 때 서지압과 충격음이 다른 두 밸브에 비해 컸으며 이는 8"TCV를 역류하는 유량이 다른 밸브에 비해 상대적으로 크기 때문으로 생각한다.
- (4) 시뮬레이션결과와 실험결과를 비교하여 시스템의 특성치 t_c 를 예측할 수 있는 방법을 제시하였

다.

References

- (1) Collier, S. L. and Hoerner, C. C., 1981, "Development of Affinity Relations for Modeling Characteristics of Check Valves," *Trans. ASME, J. Energy Sources Technology*, Vol. 103, pp. 196~200.
- (2) Collier, S. L. and hoerner, C. C., 1983, "A Facility and Approach to Performance Test of Check Valves," *Procs. ASME, Paper No. 82-Pet 16*, Energy Sources Technology Conf., New Orleans, March 1982: *Trans. ASME, J. Energy Sources Technology*, Vol. 105, pp. 620~627.
- (3) Povoost, G. A., 1980, "The Dynamic Behavior of Non-Return Valves," *BHRA, Procs. 3rd Int. Conf. on Pressure Surges*, Paper No. J1, pp. 415~428.
- (4) Provoost, G. A., 1982, "The Dynamic Characteristic of Non-Return Valves," Amsterdam, 11th IAHR Symposium of the Section on Hydraulic Machinery, Equipment and Cavitation: Operating Problems of Pump Stations and Power Plants, Paper No. 14.
- (5) E. Benjamin Wylie, Victor L. Streeter, 1983, "Fluid Transits," FEB PRESS.
- (6) Angus, Robert W. 1935, "Simple Graphical Solution for Pressure Rise in Pipes and Pump Discharge Lines," *J. Eng. Inst. Canada*, pp. 72-81.
- (7) Joukowsky, N. 1904, "Waterhammer (translated by Miss O. Simin)," *Proc. Am. Waterworks Assoc.*, Vol. 24, pp. 341~424.
- (8) Velan, 1992, "Design Report for 16 Class 2500 SPL Forged Carbon Steel Pressure Seal Tilting Disc check Valve".
- (9) 염만오, 1997, "원자력발전소용 Tilting Check Valve 개발," 한전연구보고서.