

공기구동 게이트밸브의 운전 성능평가 방법에 관한 연구

김대웅* · 박성근* · 강신철* · 김양석*

A Evaluation Method of Operational Performance for Air-operated Gate Valve

Dae-Woong Kim^{*†}, Sung-Keun Park^{*}, Shin-Cheul Kang^{*}, Yang-Suk Kim^{*}

Key Words : Air-operated gate valve(공기구동 게이트밸브), Required thrust(요구 쓰러스트), Actuator capability(구동기 출력), Operation margin(운전여유도)

ABSTRACT

The valve performance has been evaluated from the theoretical equation based on design information such as packing thrust, spring preload and friction coefficient(μ). The accuracy of those data can be lower than that of vendor's initial design data. Especially, the friction coefficient can be degraded with time than the original condition and the valve performance calculated using the previous friction coefficient can not be available. Accordingly, this paper is describing a new performance evaluation method of valve based on diagnostic test data which are acquired from a site valve tested in static and dynamic conditions. Especially, this paper provides a new method using friction coefficient(μ) which is derived from the diagnostic test data acquired in the valve's design basis condition.

1. 서론

공기구동밸브는 공기압에 의해 구동되는 구동기에 의해 밸브 개폐 장치인 디스크가 동작하는 밸브로서 발전소 및 각종 플랜트의 배관계에 설치되어 유체의 흐름을 차단하거나, 조절하는 기능을 수행한다. 1980년대 중반이후 미국에서 동력구동밸브의 고장이 빈번히 발생함에 따라 원자력발전소의 안전성에 의문이 제기되었고 이에 미국 NRC(Nuclear Regulatory Commission)에서는 Generic Letter 89-10을 발행⁽¹⁾하여 모터구동밸브에 대한 설계기준 조건에서의 운전성능을 평가하도록 규제조치를 취하였다. 이에 따라 EPRI(Electric Power Research Institute)를 비롯한 연구기관에서는 모터구동밸브 성능평가 방법론⁽²⁾을 개발하였고 CRANE사는 진단시험 장비 개발하여 원전 밸브 시험에 적용하였다.

이후 모터구동밸브의 가장 대표적인 동력구동밸브인 공기구동밸브에 대해서도 운전 성능평가 수행 조치가 시행되고 있으며, 현재까지 평가 방법론⁽³⁾ 및 진단시험 방법론 등에 대한 활발한 기술개발이 수행되고 있다.

국내에서도 1997년 모터구동밸브에 대한 설계기준 성능평가 및 2004년에 공기구동밸브에 대한 성능평가 규제 요건이 발행되어 이와 관련된 성능평가 방법론에 대한 활발한 연구가 수행되고 있다. 본 논문에서는 공기구동밸브의 가장 대표적인 유형중 하나인 게이트밸브들에 대한 설계기준 성능평가 방법론을 제시하고 원전에 설치된 공기구동 게이트밸브에 대한 실제 평가를 수행하였다. 특히 지금까지 적용된 성능평가 방법이 이론적인 공식과 초기 설계값에만 의존하여 운전년수가 상당히 경과된 밸브의 경우 성능저하 현상이 반영되지 않은 평가를 수행하였던 것에 반해 본 논문에서는 밸브의 성능저하 현상을 고려한 평가 방법론을 제시하고 있다. 즉 최근에 개발된 밸브의 성능 진단 시험을

* 한전 전력연구원

† 교신저자, E-mail : kimdw@kepri.re.kr

적용하고, 시험 결과로부터 도출되는 데이터들을 이용하여 성능저하까지 고려된 성능평가 방법을 개발하여 현재 운전되고 있는 밸브의 성능을 가장 정확하게 평가할수 있는 방법을 제시하고 있다.

2. 공기구동게이트밸브의 운전성능 평가

2.1 밸브 동작시 요구되는 쓰러스트 분석

게이트밸브의 동작시 요구되는 힘의 요소를 분석해보면 유체 차압에 의해 발생하는 쓰러스트, 피스톤 쓰러스트, 패킹 마찰 쓰러스트 및 스템과 디스크 차중 등이 대표적 요구 힘으로 나타난다(Fig. 1). 유체 차압에 의한 쓰러스트는 밸브 디스크 양단에 발생하는 유체 압력의 차이에 의해 밸브 디스크 단면적에 비례하여 발생하는 힘이며, 피스톤 쓰러스트는 유체 압력이 밸브 스템을 밀어 올리려는 힘이며, 패킹 쓰러스트는 밸브의 상하 운동시 밸브 스템과 스템부의 밀봉을 위해 설치된 패킹(packings)과 밸브 스템의 상호 마찰력에 의해 발생하는 힘이다. 일반적으로 밸브 디스크와 스템의 무게는 위의 3가지 힘에 비해 매우 작아 무시하고 있다.

밸브 동작시 발생하는 위의 3가지 힘의 요소는 아래 식(1)과 (2)로 나타낼 수 있으며⁽³⁾, 단힘 행정시 3가지 힘은 항상 밸브의 동작을 방해하는 힘으로 작용되며, 열림 행정에서 피스톤 효과의 경우 유체 차압이 밸브 스템을 상부로 밀어주어 오히려 열림 행정을 도와주는 힘으로 작용된다.

$$F_{R, 열림} = F_{Pack} - F_P + F_{DP} \quad (1)$$

$$F_{R, 닫힘} = F_{Pack} + F_P + F_{DP} \quad (2)$$

여기서, F_{Pak} = 요구 힘(required thrust)

F_{Pak} = 패킹 쓰러스트

F_P = 피스톤 쓰러스트

F_{DP} = 차압에 의한 쓰러스트

패킹 쓰러스트는 제작사에서 제시한 패킹 설계자료를 이용한 계산 방법과 시험을 통해 직접 측정하는 방법이 있는데, 계산 방법보다는 시험을 통한 측정값이 정확도가 높기 때문에 본 연구에서는 시험 측정값을 사용하였다. 피스톤 쓰러스트는 밸브 본넷(bonnet)부의

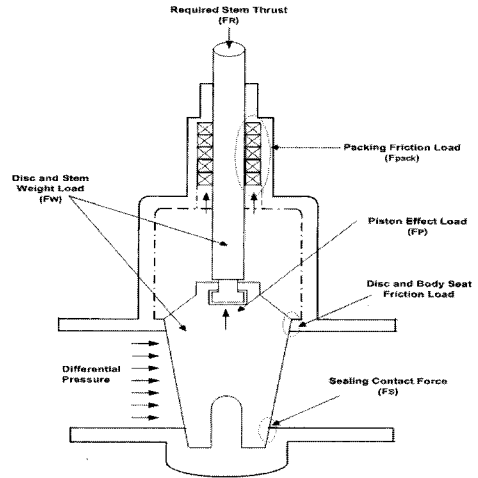


Fig.1 Gate valve thrust components

유체 압력에 스템 단면적을 곱해주는 방법으로 계산할 수 있으며, 차압에 의한 쓰러스트⁽⁴⁻⁵⁾는 식(3)으로 나타낼 수 있다.

$$F_{DP} = \mu \times \Delta P \times A_{disk} \times \frac{1}{(\cos \theta + \mu \sin \theta)} \quad (3)$$

여기서 μ = coefficient of friction between disc and valve seat

ΔP = differential pressure

A_{disk} = area of valve disc

θ = valve seat angle

μ 는 밸브 동작시 디스크와 시트의 접촉면에 발생하는 마찰계수로서 유체 유동 및 차압에 큰 영향을 받는다. 즉 유체 차압이 큰 경우 디스크는 시트 부분에 더욱 밀착하게 되고 디스크와 시트간의 마찰이 증가하면서 밸브 동작시 더 많은 힘이 필요로 하는 현상이 발생된다. 밸브 동작시 요구되는 힘중 가장 큰 비중을 차지하는 것이 유체 차압에 의한 힘이며, 유체 차압에 의한 힘을 줄이기 위해서는 밸브 디스크에 발생하는 유체 차압을 감소시키거나 또는 μ 값을 감소시켜야 한다. 산업 현장에서는 μ 값을 감소시키기 위해 재질을 개선하거나, 디스크와 시트면의 가공을 매끈하게 하는 방법 등을 사용하기도 한다.

2.2 공기구동기 출력 분석

공기구동기는 구동기로 가압되는 공기압의 힘과 반

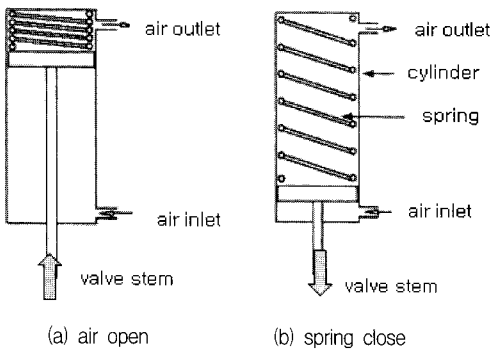


Fig.2 Air operated actuator(cylinder type)

대편에 설치된 스프링의 압축 및 인장힘의 상호 작용으로 밸브를 동작시키며, 게이트밸브의 경우 크게 다이아프램형과 실린더형으로 나눌 수 있다. Fig. 2는 실린더형 구동기로서 스프링 반대측 실린더 내부 피스톤에 공기가 가압되면서 실린더가 상부로 상승하여 반대쪽 스프링을 압축시킴으로써 밸브를 열어주게 된다(a). 반대로 닫힘 동작은 가압되어 있던 공기가 빠져나가면서 공기압의 힘이 약해지면 압축되어 있던 반대쪽 스프링이 팽창하면서 밸브를 닫아주는 원리로 동작된다(b). 그 외 내부 구조 및 동작방식에 따라 다양한 형태의 공기구동기가 있으며 본 연구에서는 발전소에서 가장 많이 사용되는 실린더형 단방향 구동기에 대한 구동기 출력을 분석하였다.

2.2.1 공기행정 구동기출력 분석

$$F_{A, Air} = [F_{Air} - (F_S + F_{SPR}) - F_D] \quad (4)$$

여기서, $F_{A, Air}$ = 공기행정 구동기 출력

F_{Air} = 공기압에 의한 힘

F_S = spring preload

F_{SPR} = 스프링 압축/인장에 의한 힘

F_D = 실린더 마찰력

F_{Air} 는 실린더에 가압되는 공기압에 의해 발생하는 힘으로 가압되는 공기압의 크기와 실린더 단면적으로 결정된다. F_S 는 스프링 프리로드로 스프링 설치시 초기에 가해지는 압축력으로 스프링에 가해지는 외력(공기압에 의해 작용하는 힘)이 없을 경우, 구동기 스템의 위치를 유지하기 위해 이용되는 스프링의 잠재적 힘이다. F_{SPR} 는 순수하게 스프링의 압축 또는 인장시

에 발생하는 힘이다. F_D 는 실린더 내부의 피스톤이 최초로 움직이기 시작할 때 피스톤의 정지마찰력을 극복하기 위해 필요한 힘이다.

2.2.2 스프링행정 구동기 출력 분석

$$F_{A, SPR} = (F_S + F_{SPR} - F_D) \quad (5)$$

여기서, $F_{A, SPR}$ = 스프링행정 구동기 출력

스프링 행정의 경우 스프링 반대측에 가압되었던 공기압은 빠져나가기 때문에 공기압에 의한 힘은 고려되지 않으며, 구동기 출력은 스프링 프리로드와 스프링에 의한 힘에서 실린더 마찰력만 (-)힘 요소로 고려해주면 된다.

2.3 운전여유도 분석

밸브 성능평가를 정량적으로 표현하기 위해 운전여유도라는 개념을 도입하였다. 운전여유도는 공기구동 게이트밸브가 동작될 때 밸브에 요구되는 쓰러스트와 공기구동기에서 발생하는 출력간의 상호 힘의 크기를 비교하여 운전 가능성 여부를 판단하기 위해 도입된 개념이다. 즉 밸브 동작시 요구되는 힘보다 구동기에서 발생하는 출력이 크면 운전여유도는 (+) 여유도로 표현되며, 밸브 동작에 문제가 없음을 나타내고, 반대로 밸브 동작시 요구되는 힘보다 구동기에서 발생하는 출력이 작을 경우에는 (-) 여유도로 표현되어 밸브가 정상적으로 동작하기 어려움을 나타내도록 하였다. 여유도 분석은 식 (6)으로 표현될 수 있다.

$$\text{Margin} = \frac{F_{A, \min} - F_{R, \max}}{F_{R, \max}} (\%) \quad (6)$$

여기서, $F_{A, \min}$ = 구동기 발생 출력

$F_{R, \max}$ = 밸브 요구 쓰러스트

2.4 불확실성(Uncertainty) 고려

여유도 분석시 요구쓰러스트와 구동기 출력 분석에 적용되는 변수들은 센서와 장비에 의해 측정되는 값과 해석적으로 도입되는 값들이므로 각 변수마다 적절한 불확실성을 고려하였다. 본 연구에서 도입되는 불확실성은 크게 센서 및 장비의 측정 오차와 시간 경과에

따른 밸브 및 구동기 부품의 잠재적 성능저하가 고려되었다.

$$U_{Air} = U_{PA, bias} + \sqrt{U_{PA}^2 + U_{FD}^2 + U_{FS}^2 + U_{Ks}^2 + U_{Lv}^2}$$

$$U_{Spring} = U_{FS, bias} + \sqrt{U_{FD}^2 + U_{FS}^2 + U_{Ks}^2 + U_{Lv}^2}$$

여기서 U_{Air} 와 U_{Spring} 은 각각 공기행정 및 스프링행정의 총불확실성을 나타낸다. 또한 U_{PA} , U_{FD} , U_{FS} , U_{Ks} , U_{Lv} 는 각각 공급공기압, 실린더 마찰, 스프링프리로드, 스프링상수, 밸브행정거리 등에 고려된 불확실성을 나타낸다. 불확실성은 공기행정과 스프링행정으로 구분되며, 스프링프리로드와 공급공기압은 밸브 운전시간 경과에 따른 잠재적 성능저하 요소로서 단순함으로 고려되며, 센서 및 장비의 측정오차는 각 요소의 제곱을 더한 뒤 제곱근을 구하는 방법 (Square Root Sum of Squares)으로 고려되었다. 해외 연구 자료에 의하면 공급공기압의 경우 공기압 조절기 (regulator) 또는 포지셔너의 성능저하로 3% 정도의 오차가 발생하는 것으로 알려져 있으며, 스프링 프리로드의 경우 구동기에 스프링 최초 설치후 2년이상 경과한 경우 3.5%, 2년을 경과하지 않은 경우에는 보수적으로 10% 정도의 성능저하가 발생하는 것으로 알려져 있다⁶⁾.

3. 진단시험 수행 및 분석

진단시험의 목적은 요구 쓰러스트 분석 및 구동기 출력 분석에 적용되는 주요 변수들중 일부를 시험을 통해 도출하기 위함이다. 패키징 쓰러스트 및 공급공기압은 시험 측정값을 직접 적용하며, 구동기 스프링프리로드, 스프링 상수, 밸브 디스크/시트 마찰계수는 시험 결과값을 활용하여 별도로 도출해야 한다. 진단시험은 정적 시험(static test)과 동적 시험(dynamic test)으로 나누어 수행하였으며, 먼저 정적 시험을 수행하여 밸브 및 구동기의 정상 동작상태와 부품의 이상유무, 공기압 및 스프링의 설정치를 확인하였다. 동적 시험은 시험 밸브의 설계기준 차압(760 kPa)을 형성시킨 상태에서 수행하고 데이터를 취득하였다.

Table 1 Valve & actuator design data

밸브형태/크기	Flexible wedge gate, 30.5cm
행정별 구동기 동력원	열림(공기압)/닫힘(스프링)
설계기준 차압	760 kPa
구동기 유형	실린더
디스크/시트 마찰계수(μ)	0.3
스프링프리로드	21,424 N

3.1 시험 밸브 및 장비

시험 밸브는 30.5 cm flexible wedge형 게이트밸브를 선정하였다. 밸브 및 구동기의 주요 설계값은 Table 1에 나타나 있다. 시험 장비는 공기구동밸브 진단시험 전용 장비인 MOVIDS A+를 사용하였으며, 쓰러스트 측정은 strain gauge 센서인 QSS(Quick Stem Sensor)를 사용하였고, pressure transducer, 전류/압력 변환기(I/P) 등을 사용하여 시험 주요 변수들을 측정하였다. 압력계는 밸브 전후단에 관직경의 1D 범위내 위치에 각각 설치되어 밸브 전후단의 압력을 측정하였다. Fig. 3은 시험 개략도이며, 주요 신호 취득부위는 아래와 같다.

- 구동기 실린더 공급공기압
- 전류/압력변환기(I/P)의 입력부 전류 또는 전압
- I/P의 출력부 공기압
- 포지셔너 및 공기조절기(Regulator)의 후단압력
- 스템 쓰러스트
- 밸브의 전단 및 후단 압력
- 밸브 및 구동기 이동 거리(변위)

3.2 신호 분석

3.2.1 정적시험 분석

정적시험은 I/P을 이용하여 구동기로 입력되는 전류 신호를 제어함으로써 밸브 행정을 일정 시간동안(전체 행정시간 1,000 sec) 완전 닫힘에서 완전 열림이 되도록 시험을 수행하였다. Fig. 4는 구동기로 공급되는 공급공기압 신호 변화를 나타낸 것으로 약 799.8 kPa로 일정하게 공기압이 공급되는 것을 보여주고 있으며, 행정 시간 200 sec 구간에서 일시적으로 공기압이 급감하는 현상이 나타나는데(지점 a), 이것은 공기압이

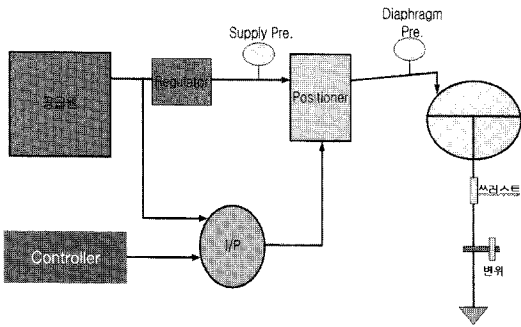


Fig. 3 Schematic diagram of test facility

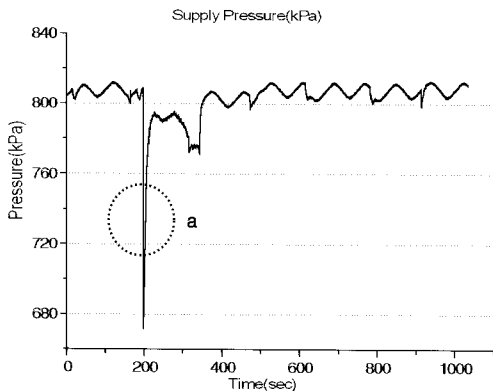


Fig. 4 Supply air pressure signal

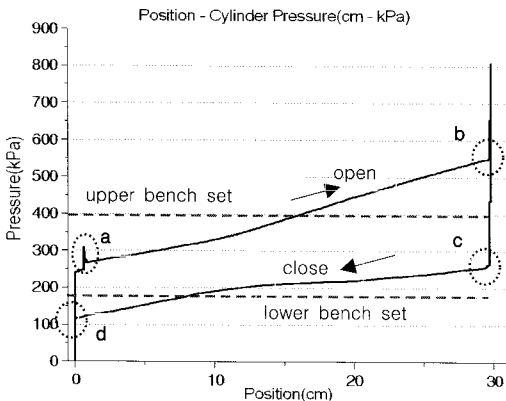


Fig. 5 Stem displacement-cylinder pressure signal

지속 공급되면서 일정 시점에 이르면 구동기 스프링 프리로드를 극복하고 구동기 실린더와 밸브가 움직이기 시작하는데 이때 구동기 실린더의 동작으로 실린더의 내부 단면적이 증가함에 따라 순간적으로 공기압이 불

안정해지는 경우로서 공기압으로 구동되는 구동기에서 일반적으로 발생하는 현상이다. Fig. 5는 밸브 변위에 따른 구동기 실린더 내부의 공기압력 변화를 나타낸 신호이다. 열림 신호 발생에 따라 구동기 실린더에 공기압이 공급되며, 실린더 내부 공기압이 0 kPa에서 지속 증가하여 약 275.8 kPa(200 sec)이 될 때 밸브 및 실린더가 움직이기 시작한다. 이때 실린더 마찰력 발생이 신호에 나타나는 것을 알 수 있다.(지점 a). 이후 밸브 행정이 진행되는 동안 실린더 내부 공기압은 지속 증가하며, 약 551.6 kPa이 되는 지점(지점 b)에서 완전 열림 상태가 되며, 이후 설정된 공기압에 이를 때까지 실린더 내부의 공기압은 800 kPa까지 증가하는 것을 알 수 있다. 닫힘 신호가 발생하면 솔레노이드 밸브가 동작하면서 실린더에 가압된 공기를 급격히 배출시키며, 따라서 실린더 압력은 급격히 낮아지게 되고(지점 c) 스프링 팽창의 힘으로 밸브는 닫히게 된다. d 지점에서 최초의 seating이 발생되며, 이때 밸브 디스크와 시트 접촉면에서 마찰력이 급격히 증가하면서 스프링은 최대힘까지 발생되고, 실린더 내부 공기압은 0 kPa까지 떨어짐을 알 수 있다. 정적시험을 통하여 패킹 쓰러스트를 측정하여 요구 쓰러스트 분석에 적용하며, 공기압 신호(Fig. 5)에서는 bench set(lower & upper) 값을 취득하여 스프링프리로드 및 스프링 상수 계산에 활용한다.

3.2.2 동적시험 분석

동적시험은 정적시험과 달리 I/P를 사용한 임의의 구동기 동작 제어를 하지 않으며, 설계기준 차압이 형성된 상태에서 밸브를 동작시키며 신호를 취득하였다.

Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8은 동적시험에서 취득한 밸브 스템변위, 스템 쓰러스트 및 디스크 전후단 차압 신호이다. Fig. 7은 밸브 열림 상태에서 닫힘 상태로 진행되고 다시 열림 상태로 진행시 밸브 스템에 작용하는 쓰러스트 변화를 나타낸 것이다. 최초 닫힘 신호가 입력되면 구동기 실린더에 가압되어 있던 공기가 외부로 빠져나가기 시작하며 동시에 반대측에 공기압의 힘에 의해 압축되어 있던 스프링이 팽창하면서 밸브 스템에 가해지는 쓰러스트가 점차 증가하게 된다. 스프링 팽창에 의해 가해지는 힘이 공기압에 의한 힘을 초과하는 지점 A에서 밸브 스템은 닫힘 방향으로 움직이기 시작하며(Fig. 6. A, Fig 7. A), Fig. 6에서 밸브 스템이 닫힘 방향(A → B)으로 움직인 후 지점 B에서 완전 닫힘이 이루어진다. 이때 디스크 전단의 유체가 완

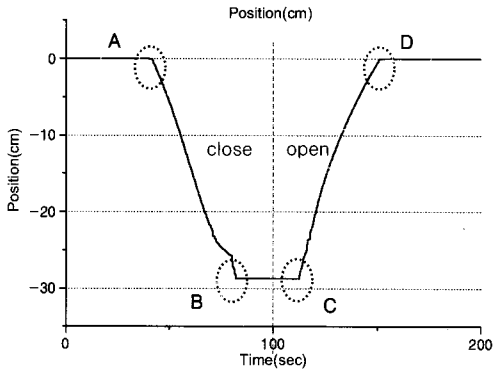


Fig. 6 Valve position profile (open to close)

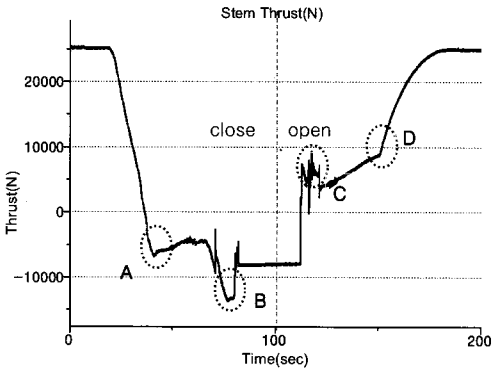


Fig. 7 Stem thrust profile

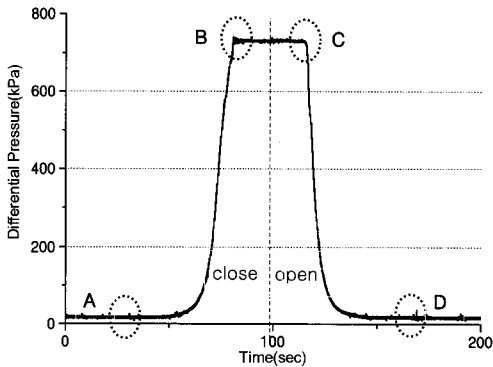


Fig. 8 Differential pressure profile of the valve disc

전히 차단됨으로써 디스크 전단압과 후단압의 압력차는 최대가 되고(Fig. 8, B) 스템 쓰러스트도 최대로 증가함(Fig. 7, B)을 알 수 있다. 밸브 열림은 열림 신호

가 입력되어 구동기 실린더에 공기압이 가압되면서 시작된다. 열림 시작은 실린더에 가해지는 공기압의 힘이 스프링프리로드를 초과하는 지점(Fig. 6, C)에서 시작되며, 이때 밸브 디스크가 밸브 시트에서 빠져나오는 unseating이 발생하여 순간적으로 쓰러스트가 크게 발생하는 것이 신호에 나타나고 있다(Fig. 7, C). Fig. 6에서 밸브 스템이 열림 방향(C → D)으로 움직인 후 지점 D에서 완전 열림이 이루어지며 이후 구동기로 공급되는 공기압이 미리 설정된 값까지 증가하는 동안 스템 쓰러스트는 지속 증가하게 된다. 통상 공급 공기압은 구동기 반대측에 설치된 스프링의 팽창력보다 충분히 크도록 설정되어야 한다. 동적시험의 가장 중요한 목적중 하나는 밸브 디스크와 시트 마찰계수(μ)를 구하기 위한 데이터 추출이다. 다수의 밸브 제작사에서 초기 설계시 $\mu = 0.3$ 을 적용하는데, 통상 밸브 운전 년수가 경과할수록 밸브 디스크와 시트 면에 마모가 진행되어 μ 값이 높아지는 성능저하가 발생하게 된다. 본 논문에서는 동적시험 데이터를 이용하여 μ 값을 구하기 위해 식 (7)를 제시 하였으며, μ 값 계산을 위해 Fig. 7 및 Fig. 8의 신호에서 단힘시에는 seating 및 running 지점, 열림시에는 unseating 및 running 지점의 쓰러스트 및 유체 압력을 정밀 분석하였다. 특히 seating 및 unseating 지점 전후의 쓰러스트와 압력값을 모두 분석하고 보수적 평가를 위하여 최대값을 적용하였다.

$$\mu = \frac{|F_{\text{seat}} - F_{\text{run}}| - (P_{\text{up, seat}} - P_{\text{up, run}}) \cdot A_s}{A_o \cdot \Delta P_{\text{seat}}} \quad (7)$$

- 여기서 F_{seat} : seating 점에서 측정된 쓰러스트
- F_{run} : running 점에서 측정된 쓰러스트
- $P_{\text{up, seat}}, P_{\text{up, run}}$: seating 및 running점에서 측정된 밸브 전단 압력
- ΔP_{seat} : seat점에서의 밸브 전·후단 차압
- A_s, A_o : 밸브 스템 및 디스크 단면적

4. 운전여유도 평가

진단시험 신호 분석을 통하여 요구 쓰러스트 및 구동기 출력에 필요한 데이터를 도출하고 운전여유도를 평가하였다. 진단시험 주요 도출값은 표 2에 나타나 있다. 유체 압력의 경우 단힘은 seating 지점의 압력을

적용하였고, 열림은 unseating 지점의 압력을 적용하였다. 식(7)을 적용하여 도출된 μ 은 닫힘시 0.3475, 열림시 0.1439로 나타났다. 대체적으로 닫힘시 보다 열림시 μ 값이 낮게 나타나는데, 이것은 열림시 유체 압력이 밸브 디스크를 열림방향으로 밀어 올려주는 piston effect에 의해 디스크와 시트간의 마찰력이 감소하는것이 원인으로 알려져 있으며, 본 진단시험을 통하여 piston effect 발생을 확인할수 있었다. 열림시 구동기는 공기압 힘으로 동작되므로 열림시 요구 쓰러스트와 공기압으로 발생하는 구동기 최대 출력을 비교하여 여유도를 평가하였으며, 닫힘시는 스프링 힘으로 동작되므로 닫힘시 요구 쓰러스트와 스프링으로 발생하는 구동기 최대 출력과 비교하여 여유도를 평가하였다.

Table 2 Valve test results

항 목	진단시험		설계값	
	닫힘	열림		
밸브	패킹 쓰러스트(N)	3016.3	3016.3	3016.3
	seat angle(°)	45	45	45
	진단 유체압력(kPa)	1,096	1,096	1096
	후단 유체압력(kPa)	336	336	336
	밸브행정거리(cm)	29.8	29.8	2.7
구동기	실린더 마찰력(N)	508.0	0	177.9
	공급공기압(kPa)	N/A	804.3	784.8
	하부벤치셋(kPa)	N/A	188.0	N/A
	상부벤치셋(kPa)	N/A	403.1	N/A
	실린더단면적(cm ²)	N/A	977.6	977.6

Table 3 Evaluation results of valve operation margin

항목	진단시험		설계값 (닫힘)	
	닫힘	열림		
밸브	패킹 쓰러스트(N)	3016	3016	3016
	피스톤 쓰러스트(N)	1047	1047	1047
	디스크/시트 마찰계수	0.3475	0.1439	0.3
	차압 쓰러스트(N)	11001	3758	10989
	요구 쓰러스트(N)	15065	5727	14950
구동기	스프링 프리로드(N)	18380	18380	21424
	스프링에 의한 힘(N)	21029	21029	21325
	공기압에 의한 힘(N)	0.0	78626	76726
	구동기 출력(N)	17871	59737	21245
운전여유도	18.6%	942.9%	41.1%	
불확실성 고려 운전여유도	4.3%	826.8%	22.8%	

운전여유도 평가결과(표 3.) 닫힘시 18.6%, 열림시 942.9%로 나타났으며 이것은 닫힘 및 열림시 구동기출력이 밸브 동작시 요구 쓰러스트보다 충분히 커서 밸브 동작에 전혀 문제가 없음을 나타내는 밸브 성능평가의 정량적 결과이다. 또한 시험 밸브의 경우 열림시 운전여유도가 매우 높게 나타났는데, 이것은 앞에서 언급한 piston effect로 인해 열림시 요구 쓰러스트가 적게 나타난것과 공기압에 의해 동작되는 열림시 구동기 출력이 스프링에 의해 동작되는 닫힘시 구동기 출력보다 매우 큰 출력으로 설계되어 있기 때문이다. 불확실성을 고려할 경우 여유도는 닫힘시 4.3%, 열림시 826.8%로 나타났다. Table 2와 3에서 진단시험 결과로부터 도출된 값과 최초 설계시 적용된 값을 비교했을때 실린더 마찰력, 스프링프리로드 등에서 성능저하가 발생되었으며, 이로 인해 밸브 요구 쓰러스트는 증가하고, 구동기에서 발생하는 출력은 감소한것을 알 수 있었다.

5. 결론

밸브의 성능을 정량적으로 평가하는 것은 밸브를 최적 설계하는데 큰 도움이 된다. 최적 설계된 밸브가 설치될때 발전소나 플랜트 등의 운전성과 안전성은 높아지고 과도한 설계로 인한 비용도 절감할 수 있는 효과가 있다. 지금까지의 밸브 성능평가 방법은 성능평가에 중요한 변수들을 이론적인 공식 및 제작사에서 제공한 초기 설계값만을 가지고 상당한 년수를 운전한 밸브의 성능을 평가하여 정확성이 떨어지는 측면이 있었다. 본 논문에서는 초기 설계값에 비해 성능저하가 발생할 수 있는 패킹쓰러스트, 스프링프리로드, 스프링상수, μ 값등에 대해 진단시험을 수행하고 그 결과를 적용하여 성능저하가 고려된 밸브 성능평가 방법론을 제시하였다. 시험 밸브의 성능평가 결과 주요 변수들의 성능저하를 확인할수 있었다. 특히 μ 값은 닫힘시 0.3475로 나타나 설계값인 0.3에 비해 약 16% 정도의 성능 저하가 발생한 것을 알수 있었으며, 운전여유도 또한 설계값을 적용한 22.8% 보다 매우 낮은 4.3%로 평가 되었다.

참고문헌

- (1) U.S. Nuclear Regulatory Commission, 1989,

- “Generic Letter 89-10 Safety-Related Motor Operated Valve Testing and Surveillance”.
- (2) A. P. Wise, 1990, “Application Guide for Motor-Operated Valves in Nuclear Power Plants,” EPRI NP-6660-D.
- (3) J. Hosler, 1999, “Air-Operated Valve Evaluation Guide,” EPRI TR-107322.
- (4) D. W. Kim and S. Y. Yoo, 2007, “Effects of Differential Pressure on the Performance of Motor Operated Flexible Wedge Gate Valve,” Journal of KSME, B Vol. 31, pp. 151~158 .
- (5) Wang, J. K., Sharma, V. and Kalsi, M.S., “Stem Thrust Prediction Model for Westinghouse Wedge Gate Valves with Linkage Type Stem-to-Disk Connection,” Fourth NRC/ASME Symposium on Valve and Pump Testing, pp. 1B-77~81.
- (6) The Joint Owners Group AOV Committee, 2000, “Joint Owners Group Air Operated Valve Program -Technical Issues & Technical Position Papers”.