

# 버터플라이 밸브의 sealing부분의 강도 해석

## Analysis of Butterfly Valve Sealing Part

\*#한경태<sup>1</sup>, 김현수<sup>2</sup>, 김형준<sup>3</sup>, 박성수<sup>3</sup>

\*#K.T.Han(mal307@naver.com)<sup>1</sup>, H.S.Kim<sup>2</sup>, H.J.Kim<sup>3</sup>, S.S.Park<sup>3</sup>

<sup>1</sup> 동아대학교기계공학과대학원, <sup>2</sup> 동아대학교기계공학과, <sup>3</sup> (주)케이비

Key words : butterfly valve, double eccentric, leakage

### 1. 서론

밸브는 현대 육상과 해상을 포함한 모든 산업현장에 유체의 흐름과 유량을 제어하는 장치로 사용되고 있으며, 사용 목적과 용도 및 제어형태에 따라 볼밸브, 글로브 밸브, 게이트밸브, 버터플라이밸브 등 종류와 크기가 매우 다양하다.

그중 버터플라이 밸브(butterfly valve)는 대형 건물이나 산업체에서 유량의 분배 및 제어에 사용될 뿐만 아니라, 각종 엔진의 흡입 공기유량의 제어에도 널리 쓰이고 있다. 또한 최근에는 선박산업이 활기를 띠고, 밸브의 재질이 발달함에 따라 초저온 천연가스의 유량조절과 핵 처리장치, 퍼지밸브 등의 특수용도에 이르기까지 폭넓게 사용되고 있어 수요가 많은 상황이다.

여러 가지 butterfly valve 중 2중편심형 butterfly valve는 전체 중심에서 disk 부가 한쪽으로 쏠려있는 편심 형으로 일반 butterfly valve에 비해 효율을 높일 수 있다. butterfly valve의 유동해석에 대해서는 여러 연구가 진행되어 왔으나 아직까지 유체의 유동에 의해 valve에 미치는 하중을 고려한 연구는 많지 않은 실정이다.

해석에서 고려한 밸브에 사용되어지는 유체는 높은 압력에서 사용되기 때문에 확실한 sealing의 유지가 반드시 필요하다. 확실한 sealing이 유지되지 않으면 유체의 누설에 따른 안전사고의 발생 위험성이 높고, 경제적 손실을 발생시킨다. 이에 sealing zone은 밸브의 핵심부라 할 수 있고, 이에 버터플라이 밸브의 sealing zone에 대한 효율적인 형태를 찾고자 해석을 수행하였다.

기존에 사용되어 지던 Model의 의 해석 결과 응력, 변형률 면에선 안정적이긴 하나 실제 실험에서는 sealing zone에 작은 틈이 생기고 이에 누수가 점점 더 커지는 현상을 발견 하였고, 이에 형상 변경이 필요하였으나, 전체적인 형상은 최대한 줄이고 그 형상에 대한 안정성을 검증하는 것이 본 해석의 목표였으며, retainer의 형상을 변경하는 방법을 채택 하였고, 만족할 만한 결과를 얻을 수 있었다.

### 2. 이론적 배경

밸브의 유로내 의유체의 상태에 의해 압력이 디스크부 와 sealling zone에 가해지고, 응력이 발생하며 변형에 의한 누수가 발생한다. 본 해석에서는 적용 압력의 크기를 1Mpa 하였으며, 이는 실제산업 현장에서 밸브가 쓰여 질 환경에서의 압력 값이다.

선형 구조해석은 정적 하중의 작용 하에서 구조물의 응답을 얻는 과정이며, 일반적인 운동방정식은 다음과 같다.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \tag{1}$$

[M]은 질량 매트릭스, [C]는 댐핑 매트릭스, [K]는 강성 매트릭스를 나타낸다. {x}는 변위벡터이고, {F}는 하중벡터이다. 본 해석은 정적 해석에 해당하며, 일반적인 운동 방정식에서 시간을 고려한 항이 무시되므로 정적해석에 관한 방정식은 다음과 같이 된다.

$$[K]\{x\} = \{F\} \tag{2}$$

격자를 형성하고, 이와 같은 이론적 배경을 바탕으로 하중 (pressure)을 가하여 solver가 해석을 수행 할 것이다.

### 3. 해석 Model

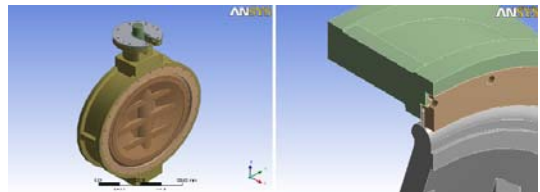


Fig 1. Full Geometry & Section of middle part

본 해석은 밸브가 닫힌 상태를 고려하였으며, gate의 리브가 있는 방향에 관내에 유체(물)가 차있는 상태이므로 한쪽방향에서 압력이 작용하는 형태이다.

본 해석의 model은 전체적인 구조성향을 알아 보기위해 Full model을 선택했고, 전체적인 형태는 Fig 1과같이 body에 stem이 위치하고 pin으로 disk와 stem을 고정, stem과 body는 직접적인 접촉은 없고 그 사이에 여러개의 ring을 통해 고정이 이루어지는 형태이다. 해석의 주안점을 둔 sealing zone 즉 metal seat의 형태는 크기가 다르고 가운데가 뚫린 두 개의 원형판(metal seat) 사이에 gasket이 놓여진 형태이며, retainer와 body사이의 3개의 gasket위에 위치하게 된다. disk와의 실제 접촉은 이 metal seat에서 일어나는 형태이며, 구조상 이 부분이 제일 취약 할 것이라 예상된다.

#### 4. 경계조건과 하중조건

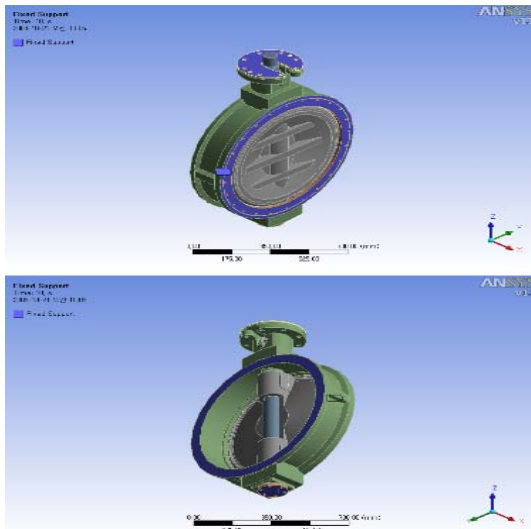


Fig 2. Boundary condition (Fix)

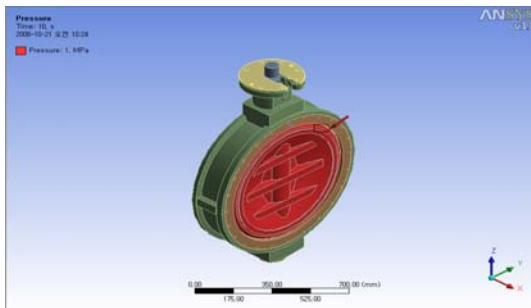


Fig 3. Load (Pressure = 1Mpa)

#### 5. 해석결과

해석결과는 sealing 부의 metal seat 부에서 응력이 470 Mpa 로 안정적으로 나타나긴 하지만, 실제의 실험에서 미소한 변형에 의한 누수가 시간에 따라 확장되는 현상을 볼 수 있었다. 이에 retainer 와 disk 사이의 seat 부가 가장 취약한 것으로 판단하였고, Fig 4 와같이 형상을 변경하였다.

최소한의 형상 변경으로 누수를 막기 위해 retainer 에 홈 가공을 하여 보다 더 큰 힘으로 metal seat 를 고정할 수 있도록 형상을 변경하여 해석을 재 수행 하고, 그 결과를 Fig 5 와 Table 1 에서 비교하였으며, 실제 실험에서도 만족 할 만 한 결과를 얻을 수 있었다.

Table 1. Stress & Deformation of Analysis

	Total deformation	Maximum stress
Existing model	0.18 mm	470 Mpa
New model	0.014 mm	430 Mpa

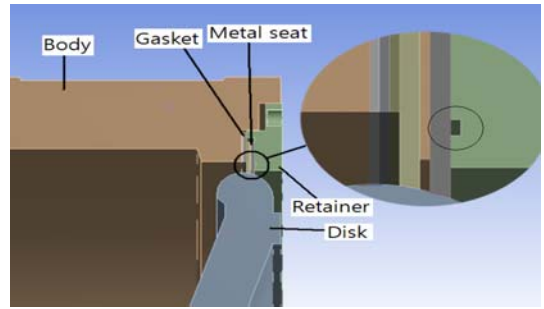


Fig 4. Changed Model

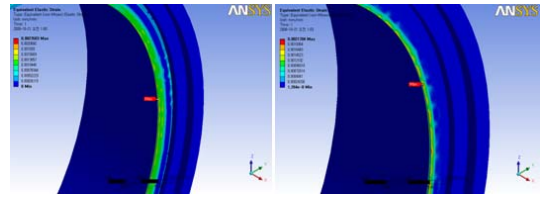


Fig 5. Result of analysis

#### 6. 결론

1) 해석model 의 modeling 상 disk 와 metal seat 의 접촉부는 거의 선 접촉 혹은 점접촉이 될 수밖에 없는 형상이었다. 이런 형상으로 해석을 수행 하였을 때 solver는 하중이 가해지는 면적이 그만큼 적다고 인식하고 응력이 집중되는 현상을 나타내었다. 이에 seat 와 disk 외곽 전체가 완전히 같게 하는 형상의 변경으로 해결 할 수 있었고, 이 변경 사항이 본래의 형상해석과 거의 오차가 없을 것으로 예상된다.

2) 기존의 Model 의 실제 실험에서 sealing zone 의 변형으로 누수가 있어 형상변경이 필요한 상황이었다. 이에 전체적인 형상을 최대한 바꾸지 않는 조건 내에 형상변경이 필요한 상황 있었고, retainer 부에 홈을 파서 취약한 seat 부에 압력이 집중 될 수 있도록 형상을 변경 하였다. 해석에서도 응력은 안정적인 수치를 나타내었고, 실제 실험에서도 누수가 일어나지 않아 만족 할 만 한 결과를 얻었다. 그러므로 retainer 의 형상변경 으로 인하여 sealing zone 의 의 강도가 높아져 누수방지와 수명이 연장 될 것으로 사료 된다.

#### 참고문헌

1. Philip L. Skousen, "Valve Handbook Second Edition," Mc Graw Hill, pp. 134-139, 2005
2. Ansys user's manual, Ansys Workbench Simulation Advanced
3. P. A. Schweizer, Handbook of Valves, Industrial Press Inc., pp. 93-103, 1972