

# 울진 원자력 5 & 6호기 Motor Operated Valve의 Equalizing Bypass Pipe Line에 대한 피로수명예측

이진구 · 황인현 · 이억섭\*

(주)삼신 기술연구소 · \*인하대학교 기계공학부

## 1. 서론

본 연구는 울진 원자력발전소 5 & 6호기 Class 1680, Parallel Gate 16-inch, Motor Operated Valve (Valve ID No. SI-653 and 654)에 부착되는 Equalizing Bypass Pipe Line (EBPL)이 밸브 시스템에 발생시키는 진동하중에 의한 영향을 동적 피로안정성 관점에서 규명하기 위하여 수행된 것이다. Equalizing Bypass Line Part의 최종 설계된 형상을 Fig. 1에 나타내었다. 본 해석을 위하여 운용 중 발생하는 부착부의 잔류 진동 레벨이 3축 방향 가속도로 측정되었다. 본 연구에서는 해당 시변 가속도 데이터를 바탕으로 정확한 시간-응력 이력을 얻기 위하여 시간영역에서 천이 진동해석 (Transient Vibration Analysis)을 수행하였으며, 이를 실제적인 피로해석에 활용하였다. 시간영역에서의 천이 진동해석 및 피로해석을 위해 상용유한요소 해석프로그램인 ANSYS (Version 5.6)를 활용하였다.

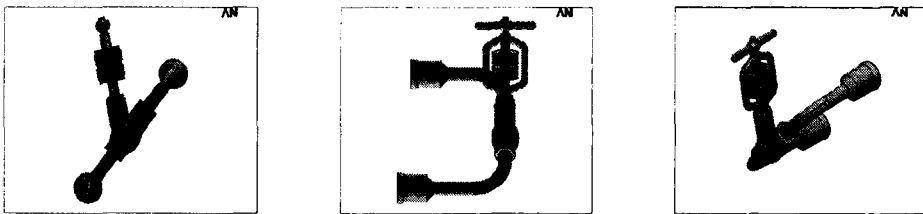


Fig. 1 IGES File View for Geometric Modeling of Equalizing Bypass Line Part

(SA312-TP316 Pipe with  $d_{out} = 33.4$  mm,  $d_{in} = 20.7$  mm,  $t = 6.35$  mm)

## 2. 해석 절차

EBPL(Equalizing Bypass Pipe Line)은 16-inch Main Valve의 측면에 부착되어 있으며, 진동은 Main Valve로부터 거시 진동형태로 전이된다. 본 해석은 3차원 유한요소 모델링과 내부 압력 및 온도를 고려한 정적해석, 정확한 최대 동적응력 수준을 구하는 강제 천이진동해석 단계와 구해진 응력 수준에 대해 피로수명 예측을 수행하는 단계로 수행되었다.

## 3. 3차원 유한요소 모델링

본 연구에서는 가능한 정확한 동적 응력해석을 수행하기 위해 실제 형상에 대한 3차원 유한요소 모델링을 수행하였다. Fig. 2는 해석에 사용한 유한요소 모델 및 변위 경계조건을 보여주고 있다. 경계조건은 Main Valve 연결부위의 변위 자유도를 고정하였다. 유한요소는 8 Node Brick 요소 (ANSYS의 Solid 45)가 사용되었으며, 총 노드수는 18185개이고 요소의 개수는 14652개이다. 유한요소 모델링을 위해 사용된 Equalizing Bypass Pipe Line (EBPL)에 대한 물성치 및 유체의 온도 압력 조건은 다음과 같다.

Table 1. Material Properties of SA312-TP316

Elastic Modulus (E)	Poisson's Ratio ( $\nu$ )	Density ( $\rho$ )	Conductivity	Specific Heat Capacity	Thermal Expansion Coefficient	Convection film coefficient for Air
195.1 [MPa]	0.3	7971 [kg/m <sup>3</sup> ]	16.3 [W/m-K]	502 [J/kg-°C]	$9.6 \times 10^{-6}$ [1/F]	8.0 (25 °C)

\* Operating Temperature = 650°F, E = 172.7 MPa

Valve Design Pressure = 17.1 MPa (= 2485 psi) at 650°F

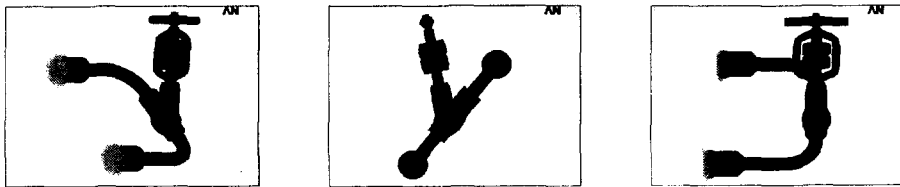


Fig. 2 Finite Element Mesh for Equalizing Bypass Line Part  
(Total Node No. = 18185, Total Element No. = 14652, Type = SOLID 45)

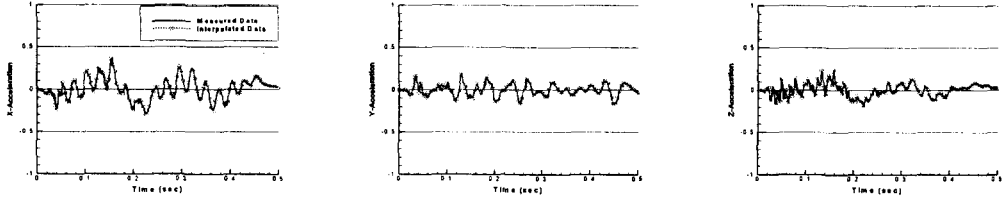
#### 4. 강제 천이 진동해석 (Forced Transient Vibration Analysis)

Hamilton의 원리를 이용하여 선형 탄성 구조물에 대한 운동방정식을 행렬형태로 유도하면 다음과 같이 나타낼 수 있다[2].

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{F(t, u, \dot{u})\} = -[M]\{\ddot{a}(t)\} \quad (1)$$

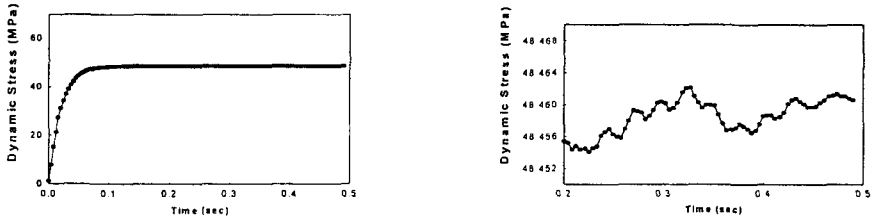
여기서, 행렬  $[M]$ ,  $[C]$ ,  $[K]$ 는 각각 질량, 감쇠 및 강성행렬을 나타내며,  $\{F(t)\}$ 는 외부 하중벡터를 의미한다. 본 연구 모델의 경우는 외부 동하중으로 Main Valve의 진동으로 전달되는 가속도를 가정할 수 있으며, 이는 위 식(1)의 우변 항과 같이 관성력(Inertia Force) 형태로 부가되게 된다.

본 연구에서는 제시된 3축 방향 가속도 데이터(측정치)를 활용하여 데이터 후처리한 후 ANSYS의 입력 값으로 적용하였다. Fig. 3은 측정된 가속도 데이터와 해석을 위해 후처리한 가속도 데이터를 동시에 나타낸 그림이다. 약 120개의 데이터 포인트를 일정시간 간격으로 추출하였으며, 해당 데이터 포인트를 기반으로 강제 천이진동해석을 수행하였다.

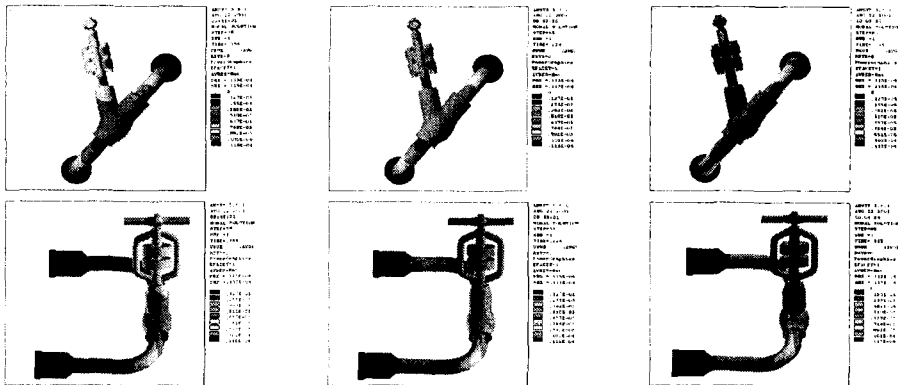


(a) X-axis acceleration      (b) Y-axis acceleration      (c) Z-axis acceleration  
**Fig. 3 Comparison of Accelerations between Measured and Interpolated Data for Transient Dynamic Analysis**

Fig. 4는 Fig. 3의 가속도 조건에 대해 진동해석을 통해 구해진 시간-응력 선도를 보여주고 있으며 최대 응력이 발생되는 유한요소의 노드점(#2481)을 선정하여 시간에 대한 이력을 따로 그린 것이다. 그림을 보면 해당 진동 수준에서 최대 발생응력은 약 48.5 MPa 정도임을 알 수 있다. 그리고 내압조건에 의한 정적응력 레벨이 매우 크기 때문에 Fig. 4(b)에서와 같이 0.2 ~ 0.5초 구간을 확대하여 보면 Main Valve 진동에 의해 발생하는 관성 응력의 진동은 매우 작은 레벨임을 알 수 있다. 이는 Main Valve에 진동에 의해 전달되는 잔류진동의 영향이 EBPL파트의 피로수명에 미칠 수 있는 영향은 매우 미약할 수 있음을 의미한다.

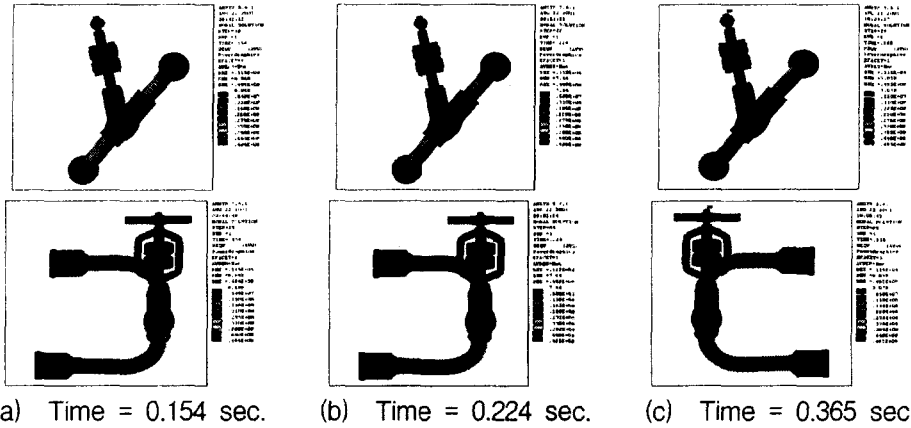


(a) Combined Static and Dynamic Stress      (b) Detailed View of Combined Static Responses Including Initial Internal Pressure and Dynamic Stress responses  
**Fig. 4 Computed Maximum Dynamic Stress Using ANSYS**



(a) Time = 0.154 sec.      (b) Time = 0.224 sec.      (c) Time = 0.365 sec.  
**Fig. 5 Instantaneous Deformation Contours under 3-Axes Time-Varying Acceleration Loading ( $\delta_{\max} = 0.0115 \text{ mm}$ )**

Fig. 5는 응력-시간 이력에서 최대 응력 발생시각 부근에서의 변위 수준을 그린 것이다. 그림을 보면 최대 변위는 약 1/100 mm로 매우 낮은 수준임을 알 수 있다. Fig. 6에는 응력분포 양상을 나타내기 위해 몇 개의 시간 간격에 대한 응력분포도를 나타내었다. 최대 응력 수준은 공통적으로 Main Valve 연결부 및 상부 밸브 연결부의 kink 포인트에서 발생하고 있음을 볼 수 있는데, 이는 이들 부위들이 단면적의 급변으로 인해 기하학적으로 응력집중 유발의 지역에 위치하고 있으며 상부 요소들에 의한 관성력의 영향이 큰 곳에 위치하기 때문으로 판단된다.



(a) Time = 0.154 sec. (b) Time = 0.224 sec. (c) Time = 0.365 sec.  
**Fig. 6 Instantaneous Dynamic Stress Contours under 3-Axes Time-Varying Acceleration Loading (Maximum stress = 49.5 MPa)**

## 5. 피로수명 예측 (Estimation of fatigue life)과 고찰

구조물의 하중이 큰 제약요소가 아닌 경우 일반적인 피로설계는 보다 안전한 설계 개념을 기반으로 하여 크게 2가지 정도로 구분될 수 있다. 첫째는 설계응력을 피로한계 이하로 정하여 무한반복 하중 하에서도 파괴가 일어나지 않도록 하는 무한수명설계 (Infinite-Life Design)가 있으며, 둘째로 최대 응력 하에서 유한한 반복 하중에 안전하도록 설계하는 안전수명설계(Safe-Life Design) 개념이 있다.

안전수명설계에서 안전계수는 보통 기대수명의 20배, 또는 기대 최대응력의 2배 이상의 응력에 대해 안전한 조건으로 설정되며, 이는 ASME Boiler and Pressure Vessel Code의 규정에 근거하는 것이다. 참고로 총 피로수명 중에 대부분은 초기에 균열이 발생되는데 소요되므로, 균열성장의 개념을 고려하지 않고 해석하면 보다 보수적인 (conservative) 수명예측 결과를 얻을 수 있다. 특히, 본 모델과 같이 두께가 얇은 고온도관의 경우는 미소한 균열이 발생 후 부재의 급격한 국부 파단 현상으로 발전할 수 있기 때문에 가능하다면 무한설계 개념이 만족되는 것이 안전할 것이다.

피로해석을 위해서는 우선 해석 대상에 대한 S-N 선도가 결정되어야 하는데, 실제적인 피로시험 데이터가 없는 경우 반 경험적인 방법으로 여러 가지 피로 영향 요소들을 고려하여 결정하여야 한다. 본 연구의 경우 유사 기본 재료에 대한 실험데이터와 기존

의 관련식을 응용하여 S-N 선도를 결정하였다. 참고로 KEPIC MNZ, Fig. I-9.2.2에서의 경우에는 피로한계치가 약 96.5 MPa 정도로 되어있다.

파괴 및 피로역학 해석의 관점에서 볼 때 국부 파손의 진전에 영향을 미치는 대표적인 요소들이 있으며, 이는 기계요소의 피로수명에 여러 측면에서 영향을 미칠 수 있다. 본 연구에서의 피로한계응력은 여러 영향들을 고려하여 다음과 같이 예측하였다[3,4].

$$S_n = 0.5 \cdot S_u \cdot C_{Surface} \cdot C_{Loading} \cdot C_{Size} \cdot C_{Temperature} \cdot C_{Environment} \quad (2)$$

여기서, 각 영향 상수들은 다음과 같다.

Condition	Base	Effective factor
Surface Condition ( $C_{Surface}$ )	Fine Ground	0.90
Size ( $C_{Size}$ )	6 mm thickness	0.95
Temperature ( $C_{Temperature}$ )	650°F (Stainless Steel)	0.83
Environment ( $C_{Environment}$ )-Steam effect	0.70 < Ce < 0.94	0.87

여기서, 하중형태의 경우는 Slow-Fast  $\geq$  Fast-Slow  $\geq$  Equal-Equal 순으로 영향을 미치는데, 본 모델의 경우 Equal-Equal 형태에 가깝기 때문에 이는 무시하였다. 또한 소재가 Stainless Steel인 점으로 부식의 영향이 배제되었으며, 하중 진동수 또한 높기 때문에 진동수 영향도 배제되었다. 각종 kink부에서의 응력집중 영향은 3차원 유한요소 해석을 통해 고려되었다고 판단하였다.

본 해석에서는 안전 설계를 위해 극한하중 대신에 허용응력 값을 적용하였으며, 운용 고온환경을 고려한 허용응력은 대략 115.1 MPa이다. 따라서 위 표의 영향계수들을 고려한 피로한계응력은 약 71.1 MPa로 계산되었다. S-N 선도를 그리기 위해 1000회 수명에 대한 응력( $S_{1000}$ )은 굽힘 및 축하중 복합특성을 고려하여  $0.9 \times S_u$  값으로 가정하였다. 따라서  $S_{1000} = 103.6$  MPa 로 계산되었다.

이상과 같이 결정된 S-N 선도에 대해 계산된 응력상태에 대한 수명은 Basquin's Law[4]에 의하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$S_a = 10^a N^b = \left(\frac{S_{1000}^2}{S_e}\right) \cdot N^b \rightarrow N = 10^{\frac{1}{b} \log_{10}\left(\frac{S_a^2}{A}\right)} \quad (3)$$

$$\text{여기서, } a = \log_{10}\left(\frac{S_{1000}^2}{S_e}\right), \quad b = -\frac{1}{3} \log_{10}\left(\frac{S_{1000}}{S_e}\right)$$

$$S_a = \frac{1}{2}(S_{\max} - S_{\min}), \quad S_m = \frac{1}{2}(S_{\max} + S_{\min}), \quad \Delta\sigma = (S_{\max} - S_{\min})$$

평균응력이 존재하는 경우는 일반적으로 다음과 같은 Goodman[1,3]식을 적용하여  $S_a$  를 보정하여 식(3)에 적용한다.

$$\frac{S_a}{S_f} + \frac{S_m}{S_u} = 1 \rightarrow S_f = \frac{S_a}{\left(1 - \frac{S_m}{S_u}\right)} \quad (4)$$

상기와 같이 정적 피로수명 예측을 위해 사용되는 S-N 선도 등은 일정 하중을 시편에 가해서 얻어지는 것으로 생각할 수 있다. 그러나 실제 현장에서는 기계나 구조물이 Fig. 3과 같은 복잡한 불규칙 하중을 받게 된다. 따라서, S-N 선도를 사용하여 피로수명을 예측하기 위해서는 불규칙 하중(또는 응력)이력을 Cyclic Counting하여야 한다. 일반적으로 Cyclic Counting방법에는 Range-Pair Counting방법과 Rainflow Counting방법 등이 있는데 여기서는 Rainflow Counting방법을 사용하였다[1,3]. 구해진 불규칙 응력수준에 대해 Cyclic Counting를 수행하면 각 응력 범위 수준을 표기할 수 있으며, 각 응력범위에 대해 평균응력과 변동응력을 구하여 Goodman식에 대입한 후  $S_r$ 를 구하여 S-N 선도에서 수명을 예측하게 된다. 이때 무한 수명을 가지는 것은 배제시키게 된다. 마지막으로 각각의 구해진  $S_r$  및 수명에 대해 Miner's Cumulative Damage 이론 [1] 등을 적용하여 몇 Block의 수명을 가지는지 검사하게 된다. 예측된 블록 수명과 운용환경을 고려하며 안전사용 가능일수 등으로 환산하면 물리적으로 얼마의 수명을 가지는지 예측할 수 있게 된다.

참고로 ANSYS의 피로해석 모듈의 경우 Cyclic Counting과 Miner의 누적피로이론에 대해 ASME Bolier and Pressure Vessel Code, Section III의 지침에 근거하고 있다. 또한 다른 피로해석 조건을 ANSYS에서 사용자 정의 프로그램으로 적용할 수도 있다.

본 EBPL(Equalizing Bypass Pipe Line)모델의 경우 주어진 최대 가진 가속도에 대해 구해진 동적 응력응답의 최대 수준이 평균응력을 고려한 식(4)를 적용하여도 약 0.1~0.2 MPa 이하 수준에 머무르고 있으며, 초기 내압에 의한 응력발생이 거의 지배적으로 약 48 MPa정도에 해당한다. 따라서 정적 및 동적인 응력요소를 모두 포함하여 cyclic counting을 수행하여도 모든 응력수준이 피로한계응력 이하에 머무르고 있기 때문에 주어진 유한 반복의 하중조건에 대해 거의 무한 수명을 가지므로 Safe/Relief Valve의 280회 진동에 의한 동적 피로에 대하여 충분한 강성을 가지므로 설계사양서의 요건을 만족한다.

## 6. 참고문헌

- [1] Banatine el al., Fundamentals of Metal Fatigue Analysis, Prentice Hall, 1990
- [2] Bathe, Finite Element Procedures, Prentice International Editions, 1996.
- [3] Fael and Fisher, Engineering Design, 2nd Ed., A Wiley-Interscience, 1980.
- [4] KEPIC, MNB/MNC, 1995 Edition with 1996 Addenda
- [5] ASME Section II, Part D, 1992 Edition with 1992 and 1993 Addenda
- [6] KEPIC, MNZ, 1995 Edition with 1996 Addenda
- [7] Samshin Drawings
  - a) Assembly Drawing : NA-U705-018, Rev. 2
  - b) Body : U-001-T-W0-1JRH0-01, Rev. 0
  - c) Equalizing Pipe : U-292-T-W0-1JRH0-01, Rev. 0