

고압공기압축기의 보조탱크 안전설계에 관한연구 A Study on Safety Design of Auxiliary tank in a high-pressure air compressor

강 동 명, 오 진 수*, 이 장 규**, 우 창 기***

유한전문대학, 보쉬기전(주)*, 인천대학원**, 인천대학교***

ABSTRACT

Strength test using strain rosette gage have been conducted to investigate safety of an auxiliary tank in a high-pressure air compressor. Thickness of auxiliary tanks in 6063-T5 aluminum alloy are 9mm and 17mm.

The result of strength test make a comparison the design in strength of materials by nominal stress and the design in fracture mechanics with consideration of crack size. Summarizing the result: Comparing with the safe working pressure of the strength test and that of the design method in strength of materials by nominal stress with the experimental values, it makes difference 11% and 39% for 9mm and 17mm thickness of auxiliary tanks, respectively, and that of the design method by fracture mechanics, it makes difference 4% and 5% for them, respectively. It is confirmed that the design by fracture mechanics is more economical and safe design than the design in strength of materials by nominal stress.

1. 서 론

실제의 기계요소 및 구조물을 설계할 때에는 그 설계조건과 파괴조건들을 감안한 적절한 재료를 선택하고 근본적으로 결함들이 존재하고 있는 구조물의 파손위험을 최소화 할 수 있는 파괴인성치 개념을 적용한 설계방법의 도입이 필요하다. 파괴인성치 K_{Ic} 혹은 K_{Ic} 와 인장강도가 알려져 있는 재료가 단순하게 증가하는 하중 때문에 발생하는 설계응력에 대하여 안전한가의 여부를 판정하는 데에 파괴저항 설계개념을 쉽게 적용시킬 수가 있으며, 해석적인 설계수단으로서의 파괴역학의 근래의 발전은 구조물의 안전설계에 있어서 기술적으로 미흡한 부분을 충분히 보상하여 준다.

산업기계 구조물의 대형화 및 다양화에 따라 높은 압력에서 안전하게 사용할 수 있는 압력용기가 필요하고, 이 압력용기의 장기간 안전사용을 위해서 피로하중을 고려한 피로설계의 필요성이 더욱 증대되고 있는 실정이다.^{1),2)}

본 연구에서는 A6063 - T5 소재의 고압 공기압축기 보조탱크에 대하여 소재의 기계적성질 시험을 행하고, 두께가 9 mm 및 17 mm인 두가지의 보조탱크에 대하여 스트레인 로제트 게이지를 이용한 강도 실험과 재료역학적 응력설계 및 파괴역학적 파라메타를 이용한 설계방법들을 비교하여 제안함으로써 고압 공기압축기 제작 및 산업용 압력 용기들의 제작에 활용할 수 있는 데이터를 제공 하는데 그 목적이 있다.

2. 실험절차

2-1. 보조탱크 재료의 화학적조성

본 실험에서 사용된 재료는 Al-Mg-Si계 합금 중 압출성형성이 좋고 부식환경조건하에서 내식성이 우수한 A6063합금으로 화학적조성은 Table 1과 같다.

2-2. 보조탱크 재료의 기계적성질

인장시험은 전기 유압식 시험기(Shimadzu Co. Servo Pulser : EHF - EG10 - 20L)를 사용하였고, 시험편에 게이지 길이 50mm의 Extensometer를 부착하고 Cross Head의 속도를 2mm/min. 로 하여 항복강도, 인장강도 및 연신을 등을 구하였다.³⁾ 시험편의 표면 중앙에 120Ω의 스트레인 게이지를 가로방향과 세로방향으로 부착하여 재료의 가로탄성계수와 세로탄성계수의 비인 프와송비를 구하였다. 이상의 재료의 기계적성질은 Table 2에 나타내었다.

2-3. 보조탱크 강도 실험방법

공기압축기 보조탱크의 강도실험을 위한 실험장치 구성은 Fig.1 과 같이 하였다.

Fig.2 에는 보조탱크의 형상과 스트레인 로제트 게이지의 부착위치를 나타내었는데 A, B 및 C이며 휘스톤브리지 회로를 구성하였다. 강도실험은 수압실험을 원칙으로하나 효율적인 실험을 위하여 본 연구에서는 자체설계한 안전박스에 보조탱크를 넣고 시험을 행하였다. 평면응력을 받는 재료에 걸리는 응력은 직접측정할 수 없으므로 하중이 작용하기 전에 그 재료의 표면에 스트레인 게이지를 부착하여 하중이 작용하는 동안에 일어나는 변형율을 측정하여 그 값들에 대응되는 응력들을 계산하였다.⁴⁾ 로제트 게이지를 이용하여 재료표면의 지정된 점에 임의의 서로 다른 세 방향의 선 변형율을 측정하면 이 값들로 부터 주변형율 ϵ_1 및 ϵ_2 는

$$\epsilon_{1,2} = (\epsilon_x + \epsilon_y)/2 \pm [(\epsilon_x - \epsilon_y)^2 + \gamma_{xy}^2]^{1/2} \quad \text{----- (1)}$$

이다.

주변형율 ϵ_1, ϵ_2 를 이용하여 주응력을 구하면

$$\sigma_1 = \frac{(\epsilon_1 + \nu \epsilon_2) E}{1 - \nu^2}, \quad \sigma_2 = \frac{(\epsilon_2 + \nu \epsilon_1) E}{1 - \nu^2} \quad \text{----- (2)}$$

와 같다. 보조탱크는 두께의 9 mm 와 17mm 의 2 종류로 가공하였다. 두께가 9 mm 인 경우 외경은 71 mm , 내경은 53 mm 로, 두께가 17 mm 인 경우의 외경은 87 mm , 내경은 53 mm 로 가공하였다. 강도 실험은 압력을 1 kgf/cm² (≈ 0.1 MPa) 부터 300 kgf/cm² (≈ 29.4 MPa) 까지 가 하였는데 20 kgf/cm² (≈ 1.96 MPa) 증가 할 때마다 측정 하였다.

2-4. 재료의 피로시험방법

피로시험은 시험편을 Fig.3 과 같이 CT시험편으로 가공하고 서보유압 피로시험기(Shimadzu Co.; 10 ton) 를 이용하여 시험을 행하였다. 파형은 정현파이며, 주파수는 10Hz로 하였다. 피로시험은 응력비를 $R = 0.2$ 로 일정하게 유지하는 일정응력진폭피로시험⁵⁾이며 최대하중(P_{max}) 및 최소하중(P_{min})은 각각 3.68 kN 과 0.74 kN 이다.

Table 1 Chemical compositions (wt.%)

specimen	Si	Fe	Cu	Mn
	0.41	0.15	0.001	0.025
6063-T5	Mg	Zn	Ti	
	0.53	0.001	0.016	

Table 2 Mechanical properties of specimen

specimen	E (GPa)	σ_{ys} (MPa)	σ_u (MPa)	연신율 (%)	포와송비 (ν)
6063-T5	80.12	165	205	19.6	0.33

3. 실험결과 및 보조탱크 설계

보조탱크 강도실험 결과를 최대응력과 압력과의 관계로 정리하여 두께가 9mm 인 경우 Fig.4 에, 두께가 17mm 인 경우 Fig.5 에 각각 나타내었다.

일반적으로 압력용기는 안전을 고려하여 안전계수(S)를 5이상으로하여 설계를 한다. 여기서 안전계수는

$$\text{안전계수}(S) = \frac{\text{항복강도}(\sigma_y)}{\text{허용응력}(\sigma_w)} \quad \text{-----} \quad (3)$$

이다.

그림에서 응력이 가장 크게 발생하는 부위는 B이며 A 및 C의 순으로 응력의 크기가 나타난다. 보조탱크 소재의 항복강도가 182 MPa 이고, 안전계수가 5 일때 허용응력은 식 (3)에서 계산하면 약 36MPa 가 되며 Fig.4 에서 사용할 수 있는 최대사용압력은 120 kgf/cm²(\approx 11.8 MPa)임을 알 수 있다.

또한, 외경이 87 mm, 내경이 53 mm 인 보조탱크에 대한 강도실험을 행한 결과 안전계수 5를 고려하면 Fig.5 에서 보조탱크의 최대 사용압력은 245 kgf/cm²(\approx 24.0 MPa) 이 된다.

강도 실험 결과를 안전계수를 고려하여 보조탱크의 최대사용압력을 검토하였는데 이 실험결과를 토대로 재료역학적 방법에 의해 보조탱크를 설계하면 다음과 같다.

3-1. 재료역학적 설계방법

보조탱크의 두께가 t, 외반경이 r₂ 및 내반경이 r₁ 인 보조탱크에 내압 p₁이 작용할 때 해석적 방법을 이용하여 r₂/r₁ 및 두께 t를 결정하면 다음과 같다.⁶⁾

$$\frac{r_2}{r_1} = \sqrt{\frac{\sigma_w + p_1}{\sigma_w - p_1}}, \quad t = r_2 \left(\sqrt{\frac{\sigma_w + p_1}{\sigma_w - p_1}} - 1 \right) \quad \text{-----} \quad (4)$$

여기서, σ_w 는 사용응력이다.

보조탱크의 치수 즉, t가 9 mm, 외경이 71 mm 및 내경이 53 mm 인 보조탱크의 재료가 항복강도가 182 MPa, 안전계수가 5 일때 사용응력은 약 36 MPa 이며 이론적으로 가할 수 있는 내압(p₁)은 약 104 kgf/cm²(\approx 10.2 MPa) 가 됨을 알 수 있다. 이 값을 강도 실험결과(Fig.4)에서 최대사용압력 120 kgf/cm²(\approx 11.8 MPa) 와 비교하여 보면 약 15% 차이를 보인다.

또한, 보조탱크의 두께 t가 17 mm, 내경이 53 mm 인 경우, 안전계수

5 대한 사용응력은 약 36 MPa로 이론적으로 가할 수 있는 내압은 약 168 kgf/cm²(≐16.5 MPa) 가 됨을 알 수 있다. 이 값을 강도 실험결과(Fig.5)에서 최대사용압력 245 kgf/cm²(≐24.0 MPa) 와 비교하여 보면 약 46 % 차이를 보인다.

3-2. 파괴역학적 설계방법

파괴역학적설계방법은 먼저 압력용기의 벽에 존재할 수 있는 가장 큰 결함의 크기를 가정하여야 한다. 이 결함의 크기는 제작과정 또는 피로나 응력부식등 여러요인에 기인될 수 있다.

본 연구에서는 압력용기의 피로설계에 주안점을 두었는데 보조탱크 소재인 알루미늄 6063-T5의 피로시험결과를 피로균열성장속도(da/dN)와 응력확대계수폭(ΔK)의 관계로 정리하여 Fig.6에 나타내었는데, CT 시험편에 대한 응력확대계수폭(ΔK)는⁷⁾

$$\Delta K = \Delta P / (t \sqrt{W}) F(a/W) \quad \text{----- (5)}$$

$$\text{여기서, } F(a/W) = (2+a/W)[0.886+4.64(a/W)-13.32(a/W)^2+14.72(a/W)^3-5.6(a/W)^4]/[1-(a/W)]^{3/2}$$

이며, a 는 표면균열의 길이, t 는 시험편 두께이며, ΔP 는 하중진폭이다.

Fig.6 에서 피로파괴인성치(K_{cf})를 구하면 26 MPay \sqrt{m} 가 된다.

압력용기의 벽에 가정 할 수 있는 가장 큰 결함의 크기 즉, $a/2C = 0.25$, $a = 7.5$ mm 의 표면균열에 의하여 일어나는 파손은 방지할 수 있다고 하면, 표면균열에 대한 응력확대계수 K 는 다음과 같다.^{8),9),10)}

$$K = \sigma \sqrt{\frac{\pi a}{Q}} F \quad \text{----- (6)}$$

여기서, Q 는형상계수이며, $Q = 1 + 1.464 (\frac{a}{c})^{1.65}$ 이며, 보정계수 F 는 다음과 같다.

$$F = \{1.13 - 0.09 (a/c)\} + [-0.54 + 0.89\{0.2 + (a/c)\}^{-1}] (a/t)^2 + [0.5 - \{0.65 + (a/c)\}^{-1} + 14\{1 - (a/c)\}^{24}] (a/t)^4$$

여기서, a 는 표면균열의 깊이, C 는표면균열의 반길이 이며 t 는시험편 두께이다.

안전계수(S)를 고려하면, $K = K_{cf}/S$ 가 되며, 본 연구에서는 안전계수를 $S=2$ 로 한다. 보조탱크의 두께(t)가 9 mm 인 경우 식(6)과 식(4)를 이용하여 설계응력 및 사용압력을 구하면 각각 72.5 MPa 와 115 kgf/cm²(≐11.3 MPa) 가 된다. 이 값을 재료역학적 설계방법에서 구한 최대사용압력 104 kgf/cm²(≐10.2 MPa) 와 비교하여 보면 약 +11% 차이를 보이며, 강도 실험결과에서 최대사용압력 120 kgf/cm²(≐11.8 MPa)와 비교하여 보면 -4%차이를 보인다.

또한, 두께가 17 mm인 보조탱크에 대해서도 마찬가지로 표면균열의 크기 즉, $a/2C = 0.25$, $a = 7.5$ mm 를 적용하여 설계응력 및 사용압력을 구하면 각각 84.5 MPa 와 234 kgf/cm²(≐23.0 MPa) 가 된다. 이 값 역시 재료역학적 설계방법에서 구한 최대사용압력 168kg/cm² 와 비교하여 보면 약 39% 차이를 보이며, 강도 실험결과에서 구한 최대사용압력 245 kgf/cm²(≐24.0 MPa) 와 비교하여 보면 -5% 차이를 보인다. 공칭응력에 의한 종래의 재료역학적 설계방법에서 두께를 9 mm 및 17 mm의 보조탱크에 대한 안전사용압력을 실험치와 비교하였을 때 그 차이는 각각 11% 와 39%로 나타났는데, 이 방법에 의한 안전설계는 두께를 증가시켜야 하므로 재료가 많이 소요되어 비경제적이다.

또한, 압력용기는 균열발생시 균열선단에 응력집중으로 심각한 안전사고를 유발하므로 균열의 존재를 무시한 재료역학적인 설계보다는 균열의 존

재를 가정한 파괴역학적 파라메타를 이용한 설계방법이 필요하며, 본 연구에서 제시한 파괴역학적 설계방법에 의하여 구한 안전사용압력을 실험치와 비교하였을 때 두께를 9 mm 및 17 mm의 보조탱크에 대하여 공히 5% 내로 비교적 잘 일치 함을 보였다.

이상에서 강도 실험 결과의 안전사용압력(p_1)을 재료역학적 설계 방법과 파괴역학적 설계방법에 비교하여 보면 파괴역학적 설계방법이 재료역학적 설계방법보다 실험치에 훨씬 근접하며, 파괴역학적 설계방법이 재료역학적 설계방법에 비하여 경제적이며 보다 안전한 설계방법임을 알 수 있다.

4. 결 론

알루미늄 6063 - T5 소재의 고압 공기압축기 보조탱크를 두께 9 mm 및 17 mm 로 가공하고 스트레인 로제트 게이지를 이용한 강도 실험과 재료역학적 설계 및 파괴역학적 파라메타를 이용한 설계방법을 서로 비교하였다. 두께 9 mm 및 17 mm의 보조탱크에 대하여 공칭응력에 의한 종래의 재료역학적 설계방법에서 안전사용압력을 실험치와 비교하였을 때 그 차이가 각각 11% 와 39% 로 나타난 반면에 균열의 존재를 가정한 파괴역학적 파라메타를 이용한 설계방법에서는 각각 4% 및 5% 내로 잘 일치 함을 보였다.

참 고 문 헌

- 1) Mletzko, U. and K. Kusmaul, Full scale vessel test. In: Safety and Reliability of Plant Tech. with Special Emphasis on Approaches to lifetime extension of nuclear power plants", Vol. 1. 20th MPA-Seminar, 1994.
- 2) Kusmaul, K., P. Deimel, E. Sattler, Tensile properties of the steel X 70 TM in high pressure hydrogen gas with admixtures of oxygen at different strain rates. Proceedings of the 10th world hydrogen energy conference , Vol 1, 1994, pp. 285-294.
- 3) ASTM E8-94, Standard test methods for tension testing of metallic materials, Vol. 3, 1994, pp. 60-80.
- 4) Hannah, R.L., Reed, S.E., Strain Gage Users' Handbook, SEM, 1992, pp. 150-158.
- 5) ASTM E647-93, Test method for measurement of fatigue crack growth rates, 1994, pp. 569-596.
- 6) Norton, N. L., machine Design, Printice-Hall International, Inc., 1996, pp. 249-252.
- 7) William, F.B. and Srawley, J.E., Plain strain Crack toughness testing of high strength metallic materials, ASTM STP 410, pp. 11-35.
- 8) Shah, R.C. and Kobayashi, A.S., The surface crack, physical problems and computational solutions, edited by J.L. Swedlow, 1972, pp. 79-124
- 9) Raju, I.S. and Newman, J.C., Jr., NASA Technical paper , 1979, pp. 1578.
- 10) Raju, I.S. and Newman, J.C., Jr., Engng. Fract. Mech., vol. 11, 1979, pp. 817-829.

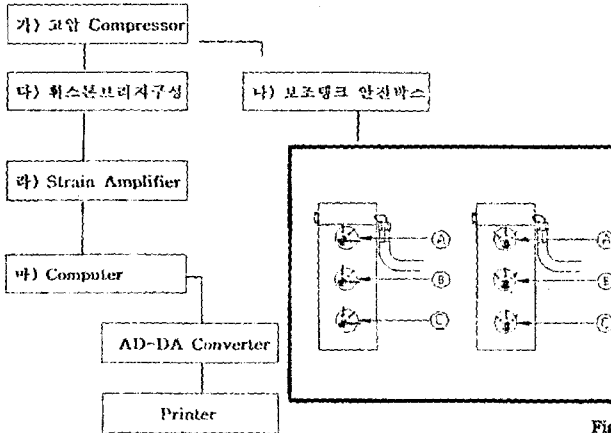


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

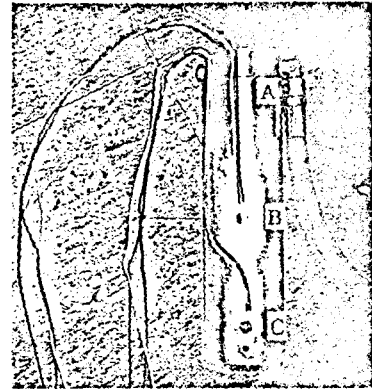
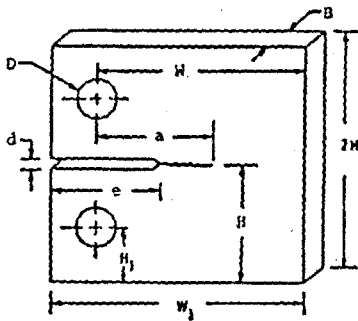


Fig. 2 Photo. of aux. tank in an air compressor.



dimensions(mm)
 W=50 H=30 D=12.5 e=22.5
 W1=62.5 H1=16.25 d= 3 B=8
 Fig. 3 Fatigue test specimen.

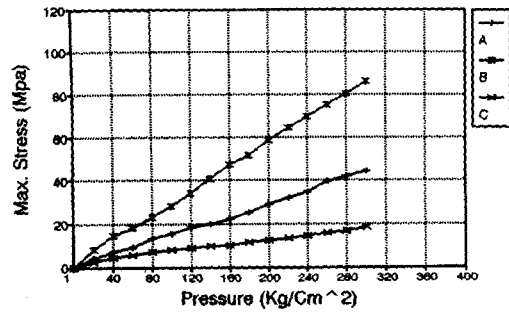


Fig. 4 Max. Stress vs. Pressure (thickness, t=9mm)

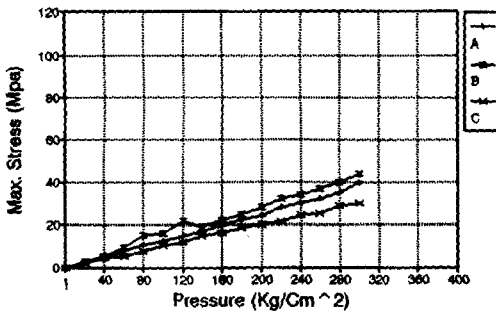


Fig. 5 Max. Stress vs. Pressure (thickness, t=17mm)

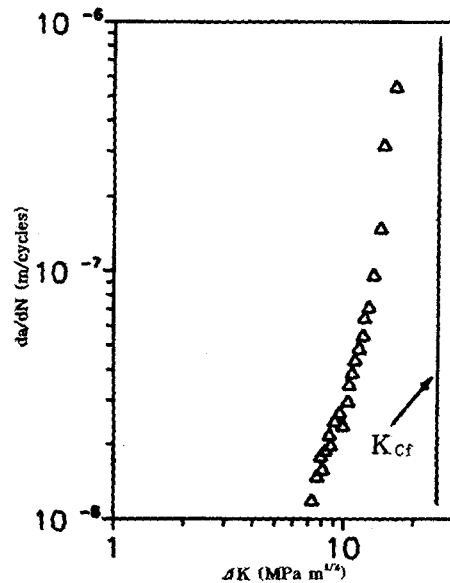


Fig. 6 Fatigue crack growth rate vs. SIF range.