

선박용 TEMA 열교환기의 전열관 확관시 탄소성 응력 해석

김옥삼* · 박종대**

* 전남대학교 수산해양대학 조선해양공학전공, ** 대경기계기술(주) 기술팀

The Elasto-Plastic Stress Analysis of Tube Expansion for Marine TEMA(Tubular Exchanger Manufactures Associations) Heat Exchangers

Ok-Sam Kim* · Jong-Dai Park**

* Dept. of Naval Architecture & Ocean Engineering, Chonnam National Univ., Yeosu, 550-749, Korea

** Technical Division, Dae Kyung Machinery & Engineering Co. Ltd., Yeosu, 555-290, Korea

요 약 : 선박에 사용되는 TEMA 열교환기 전열관의 확관 공정에서 발생하는 탄소성 응력과 변형량의 거동을 유한요소법으로 해석하였다. 열교환기의 관관 구멍의 홈 깊이와 롤러 익스펜더의 작용압력을 변화시켜 해석한 결과, 전열관의 관관 구멍의 홈 깊이가 커지면 탄소성 압축응력은 감소하였고, 롤러 익스펜더 압력이 높을수록 관관 구멍의 홈 모서리 부분의 탄소성 응력이 증가되었다.

핵심용어 : TEMA 열교환기, 확관, 탄소성 응력, 변형량, 유한요소법

Abstract : Marine TEMA heat exchanger is the equipment to transfer the heat energy through both fluids that are enclosed separately by applying conduction and convection phenomena for a large vessels. Especially for heat exchanger working under the high temperature and high pressure, the expansion ratio should be taken into account other than under the low temperature and low pressure. This study was tried to find out the ideal expansion ratio through analyzing the elasto-plastic stress behavior of deformation while tubes are expanded with the finite element methods.

Key Words : Heat exchangers, Tube, Elasto-plastic stress, Deformations, Finite element method

1. 서론

대형 선박에서 효율적인 연료절약과 스팀 생산 단가를 낮추기 위해 각종 선박보조기계(重川, 2009)의 대규모화와 함께, 효율이 높은 TEMA(Tubular Exchanger Manufacturers Association) 열교환기로 열에너지 절약을 강구하고 있다. 선박에서 사용되는 TEMA 열교환기의 사용 목적을 보면 고온 물질의 열을 다시 이용하기 위한 열 회수용과 스팀 발생량을 최대로 하기 위함이다(TEMA, 1999). 이러한 TEMA 열교환기를 제작함에 있어서 전열관(Tube)과 관관(Tubesheet)의 이음부는 안전상 매우 중요하다(伊丹, 2005). 전열관을 열교환기의 관관 구멍(Tube sheet hole)에 장착시키는 방법에는 확관 및 용접을 하는 방법이 있다. 전열관 내경에서 확관 하는 방법은 낮은 범위의 온도와 압력 하에서 운전되는 열교환기는 확관시 문제가 되지 않으나, 대형 선박에서와 같이 시설의 대규모화와 효율을 높이기 위해 보다 높은 온도와 압력을 가진

TEMA 열교환기에는 누수 현상이 발생 시 대형사고로 이어질 수 있으므로 열교환기 설계와 제작 시공과정에서 신중해야 한다(Taborek, 1983).

본 연구는 대형 선박용 TEMA 열교환기의 전열관을 롤러 익스펜더로 확관시키는 공정에서 관관 구멍과 전열관의 접촉 영역에서 발생하는 변형 및 응력변화를 상용 유한요소법(Finite element method) 프로그램인 ANSYS(Version 5.6)로 탄소성 응력거동과 변형량을 해석하여 고찰함으로써 향후 이에 관련한 여러 가지 선박보조기계들과 보일러들의 최적설계를 위한 기초자료를 제공하고자 한다.

2. 전열관의 확관시 탄소성 응력거동

2.1 전열관의 사양결정

선박에서 사용하는 TEMA 열교환기 전열관을 관관 구멍에 장착하는 방법은 주로 확관에 의한 방법이 사용되고 있다. 전열관 직경, 두께 및 길이 등의 사양은 전열조건, 강도조건, 작동유체의 오염 정도와 경제성 등에 따라 최선의 선택을 해야

* 대표저자 : 종신회원, kos@jnu.ac.kr, 061-659-7153

한다(Heat Exchange Institute, 1992). 최적한 설계를 위해서 중요한 것은 전열관 직경과 길이이며 이들은 열교환기의 경제성을 크게 좌우한다. 외경이 작은 전열관은 동일한 동체 내경에 외경이 큰 경우보다 많은 전열관을 배열 할 수 있다. 또한 유체의 유속이 동등할 경우, 전열관 직경이 작을수록 전열계수(Heat transfer coefficient)가 커지므로 전열량은 증가하지만 전열관의 청소 및 점검이 곤란하다. 전열관의 관관은 탄소강(SM25C), 전열관은 탄소강(SM10C)과 스텐레스강(STS410)을 이용하였다.

2.2 전열관의 장착방법

전열관의 두께는 BWG(Birmingham Wire Gauge)로 표시하며 TEMA 선박용 열교환기는 14 BWG가 이용되고 있다(Potter, 1976). 전열관을 관관에 장착하는 방법은 Fig. 1과 같이 롤러 익스팬더를 사용하여 장착하는데 이유는 기밀성, 내압성 및 신뢰성이 높으며 작업이 비교적 간단하고 전열관 손상시 교체 및 수리가 용이하며 특히, 가격이 저렴한 장점이 있다. 또한, 유체의 기밀성을 높이기 위해 전열관 확관 후 용접을 하는 경우가 있으나 전열관 장착시 고려해야 할 사항이 있다. 장착은 확관에 의해 장착부분의 탄소성 잔류응력으로 기밀 및 유지력을 가지나 고온에서는 기능을 상실하여 사용할 수 없는 경우도 있다. 재질에 차이는 있으나 탄소강, 저합금강 및 고합금강에 대하여 350 °C 이하에서 사용한다.

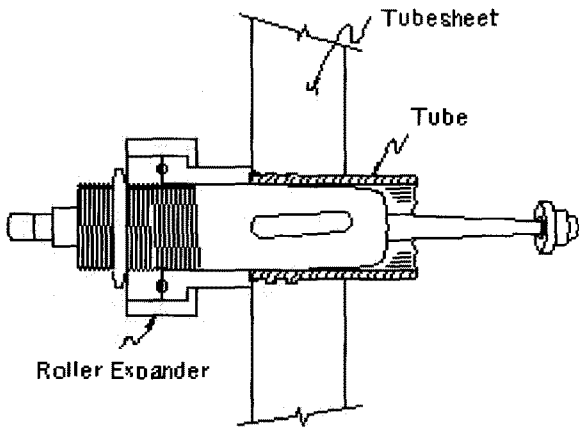


Fig. 1. Typical roller expander for tube and tube sheet.

기밀성이 확보되어야 할 경우에는 Fig. 2와 같이 홈(Groove)을 설치하여야 한다. 확관과 기밀용접은 누설이 있어서는 안 되는 유체를 사용할 경우, 온도는 350 °C 이하, 0.6 kg/mm² 이상의 압력이 작용해야 한다. 용접이 필요한 경우는 350 °C 이상과 고압에 사용하며 충분한 강도가 유지되는 구조로 되어 있는 경우에만 적용할 수 있다.

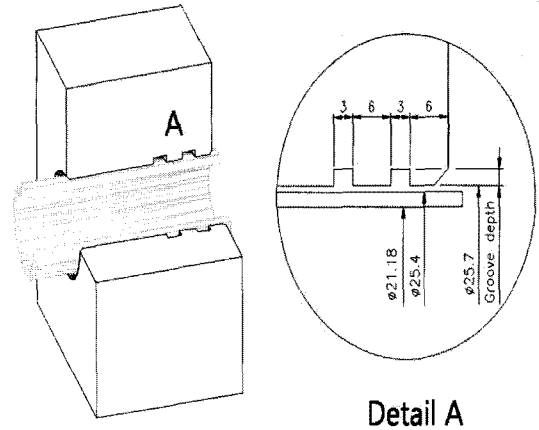


Fig. 2. Detail of tube and tube sheet joint part.

2.3 확관 공정에서 탄소성 응력거동

TEMA 열교환기의 전열관과 관관이 롤러 익스팬더 확관 공정에서 내압을 받는 상태는 관관 구멍과 전열관의 결속력은 원형의 형상으로 된 무한개의 요소로 나타낼 수 있다. 소성이 작용하는 반경 r_e 의 안쪽과, 탄성 영역인 바깥쪽 사이 영역을 경계로 나누어서 해석할 수 있다. 원주응력은 σ_θ , 평균 반경응력은 σ_r 이며 p_c 와 p_e 는 롤러 익스팬더와 전열튜브의 소성과 탄성 접촉압력이다(Owen and Hinton, 2006). $r > r_e$ 인 탄성 영역에서 항복강도는 식(1)이며,

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{r} \quad (1)$$

Hooke의 법칙과 함께, 평면응력은 탄소성 문제로 가정 할 수 있다(Hsu, 2007). u 는 변형량이며 식(2), 식(3), 식(4)와 같다.

$$\sigma_r = -p_e \frac{r_e^2}{r^2} \quad (2)$$

$$\sigma_\theta = p_e \frac{r_e^2}{r^2} \quad (3)$$

$$u = \frac{(1+\nu)p_e r_e^2}{Er} \quad (4)$$

여기서 $r = r_e$ 이면 $\sigma_r = -p_e$ 이다.

$r_2 \leq r \leq r_e$ 의 소성 영역에서 항복강도를 나타내는 σ_s 는 식(5), 식(6)이므로,

$$\frac{d\sigma_r}{dr} = \frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{r} = \frac{\sigma_s}{r} \quad (5)$$

$$\sigma_r = \sigma_s \ln r + C \quad (6)$$

경계조건(Boundary condition)을 이용하면 식(7)이 된다.

$$\sigma_r = -p_c, \quad r = r_2 \quad (7)$$

정리하면, σ_r 과 σ_θ 는 식(8)과 식(9)가 되며

$$\sigma_r = -p_c + \sigma_s \ln \frac{r}{r_2} \quad (8)$$

$$\sigma_\theta = -p_c + \sigma_s (1 + \ln r/r_2) \quad (9)$$

경계조건은 $r=r_e$ 에서, $\sigma_\theta - \sigma_r = \sigma_s$ 방정식에서 $p_e = 0.5\sigma_s$ 인 것을 알 수 있다. $r=r_e$ 에서, σ_r 은 연속이므로 식(10)과 식(11)이 된다.

$$-p_c + \sigma_s \ln \frac{r_e}{r_2} = -p_e = -0.5\sigma_s \quad (10)$$

$$p_c = 0.5\sigma_s + \sigma_s \ln \frac{r_e}{r_2} \quad (11)$$

3. 모델링 및 해석과정

3.1 해석모델

선박용 TEMA 열교환기의 전열관 제작에 많이 사용되는 ASME(American Society Mechanical Engineering)에서 권장하는 재질로서 관관은 두께가 45 mm인 SA516(SM25C)을 사용하였다(ASME, 1998). 전열관은 외경이 25.4 mm이고 두께가 2.11 mm인 SA179(SM10C)와 SA213(STS410)를 사용하였으며, 재료의 허용응력(σ_a)와 항복응력(σ_y) 및 탄성계수(E) 등의 기계적 성질을 Table 1에 나타냈다(Korea Dictionary Research Publishing, 1995).

Table 1. Mechanical properties of material

Material	σ_a (kg/mm ²)	σ_y (kg/mm ²)	E(kg/mm ²)
SA516	12.022	22.498	2.074×10^4
SA179	9.421	18.279	2.074×10^4
SA213	14.061	21.092	1.989×10^4

3.2 유한요소 해석을 위한 모델링

관관 구멍에 전열관이 장착할 때, 롤러 익스팬더의 압력을 조절하여 확관시 롤러 익스팬더의 압력의 변화에 따라 관관 구멍과 전열관의 접촉면에 발생하는 변형 및 탄소성 응력거동을 유한요소법(Finite element method)으로 해석하였다. 변형을 경화법칙은 이동경화체에 대한 유효 소성변형율로 고려하였다. Fig. 3은 ANSYS v5.6을 이용한 해석을 위한 모델이며 생성된 절점수(Nodes)는 1,072개, 요소수(Elements)는 964개로 분할하였다. 경계조건은 x와 y축으로 대칭 형상이므로 전열관은 평면요소(PLANE 182)이며 회전 원통형상에 대하여 관관의 하단부에 변위를 구속시키고, 전열관 내벽은 균일 분포 하중을 부과하여 해석하였다. 모델링에 사용된 요소 형태대칭으로 Fig. 4와 같이 해석하였다. 아울러 안정된 해를 얻기 위

해 Fig. 5와 같이 접선강선법과 초기 응력법의 장점을 취한 혼합법을 적용하여 수렴하였다.

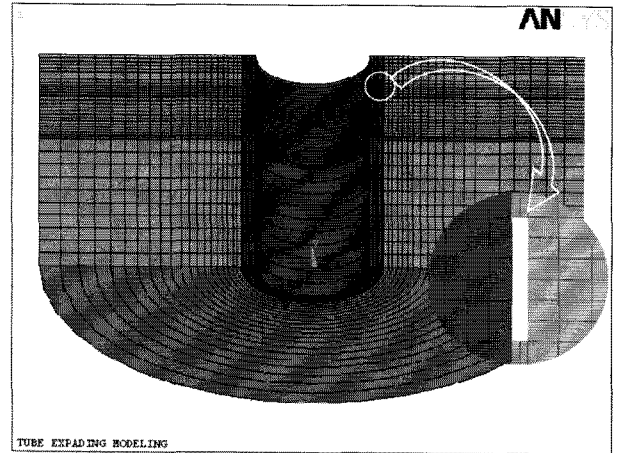


Fig. 3. Model and mesh generation for finite element analysis.

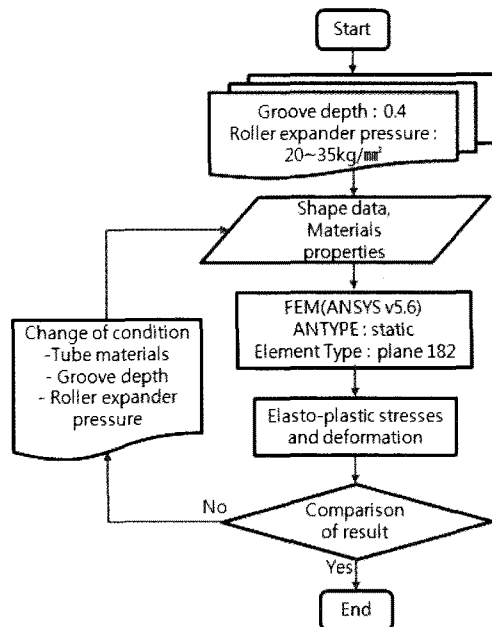


Fig. 4. Flow chart of solution procedure.

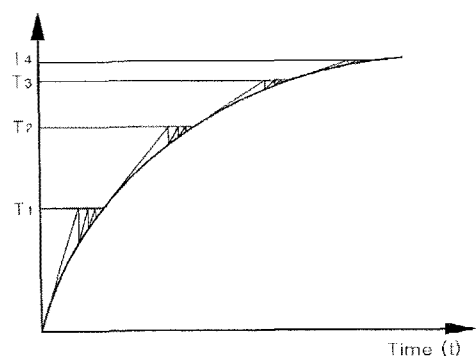


Fig. 5. Combined algorithm using tangential stiffness and initial stiffness method.

4. 해석결과 및 고찰

4.1 관판 이음부의 홈 깊이에 따른 탄소성 응력

대형 선박에서 사용되는 TEMA 열교환기의 전열관 확공 공정에서 최적한 작업조건을 설계하기 위해 탄소강으로 제작한 전열관 SA179(SM10C)와 관판 SA516(SM25C)의 관판 구멍과 전열관의 접촉면에 발생하는 탄소성 응력 거동을 해석한 것이 Fig. 6이다. 관판 구멍의 홈 깊이는 0.4 mm로 하였는데, (a)는 롤러 익스팬더의 압력을 35 kg/mm²로 부과한 상태이고 (b)는 50 kg/mm²로 적용하였을 때 관판과 전열관의 탄소성 응력 분포 거동을 나타냈다. 관판 구멍의 홈 모서리 부에 104 MPa와 148 MPa의 탄소성 압축응력이 발생하였다.

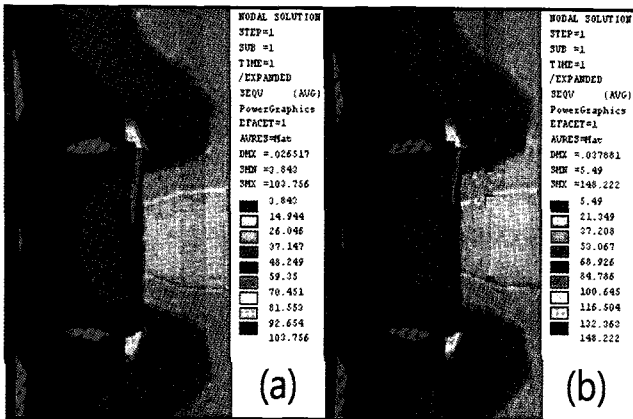


Fig. 6. Elasto-plastic stresses distribution 35 and 50 kg/mm² of 0.4 mm groove for carbon steel.

Fig. 7은 관판 구멍의 홈 깊이는 0.6 mm로 하였을 때, (a)는 롤러 익스팬더의 압력을 35 kg/mm², (b)는 50 kg/mm²로 부과하였을 때 응력분포 거동을 나타냈다. 관판 구멍의 홈 모서리 부에 97 MPa와 107 MPa를 발생하므로 홈 깊이가 0.2 mm 증가할 때 7~10 MPa정도의 탄소성 압축응력이 감소하였다.

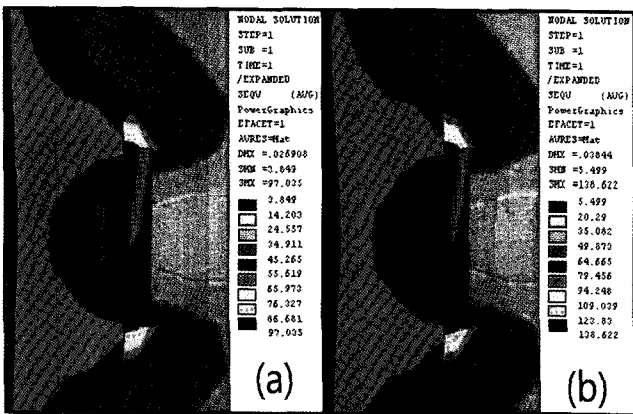


Fig. 7. Elasto-plastic stresses distribution 35 and 50 kg/mm² of 0.6 mm groove for carbon steel.

4.2 하중에 따른 탄소성 응력

관판 구멍의 홈 깊이는 0.4 mm로 하고, 스테인레스강으로 만든 전열관과 관판의 관판 구멍의 접촉면에 발생하는 탄소성 응력 거동을 나타낸 것이 Fig. 8이다. (a)는 롤러 익스팬더의 압력을 35 kg/mm², (b)는 50 kg/mm²로 롤러 익스팬더 압력을 부과했을 때 관판 구멍의 홈 모서리 부에 105.4 MPa와 150.6 MPa의 압축응력이 발생하였다. 전열관의 재료를 탄소강과 스테인레스강으로 변화시켰을 때 해석결과는 0.8~1%정도의 편차를 나타내고 있다.

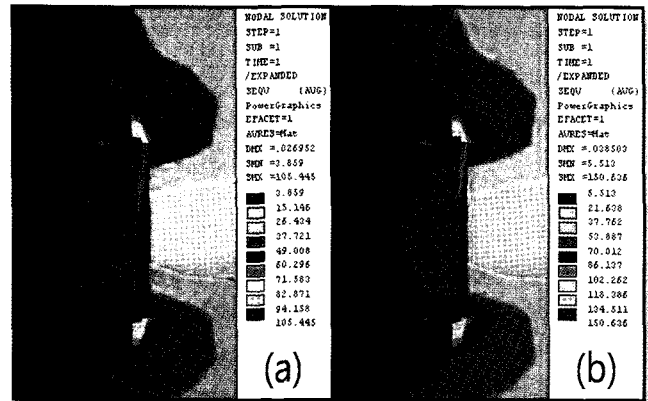


Fig. 8. Elasto-plastic stresses distribution 35 and 50 kg/mm² of 0.4 mm groove for stainless steel.

Fig. 9는 관판 구멍과 전열관의 홈 깊이는 0.6 mm로 하였을 때, (a)는 롤러 익스팬더의 압력을 35 kg/mm², (b)는 50 kg/mm²로 가했을 때 탄소성 응력분포 거동을 나타낸 것이다. 관판 구멍의 홈 모서리 부에 98.7 MPa와 141 MPa를 발생하므로 홈 깊이가 0.2 mm 증가할 때 5.7~6% 정도의 탄소성 압축응력이 감소하는 경향을 보인다.

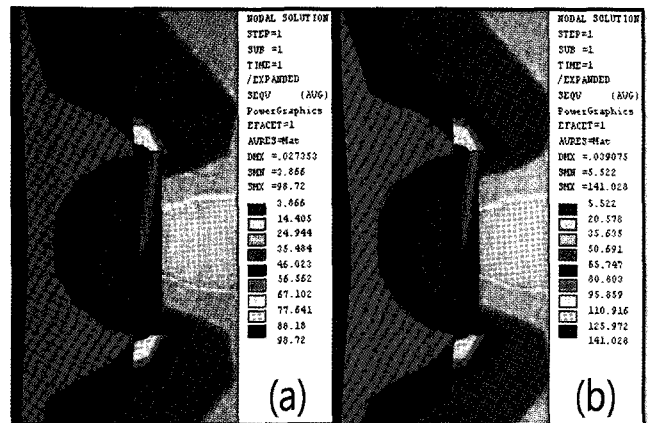


Fig. 9. Elasto-plastic stresses distribution 35 and 50 kg/mm² of 0.6 mm groove for stainless steel.

4.3 재질에 따른 탄소성 응력분포

Fig. 10은 롤러 익스팬더의 압력을 20 kg/mm², 관관 구멍의 홈 깊이를 0.4 mm를 적용하였을 때, (a)는 전열관(SMI0C)과 관관(SM25C)의 재질이 탄소강이며 (b)는 스텐레스강(STS410)이다. 관관 구멍의 홈 모서리 부에 최대 59.3 MPa와 60.2 MPa의 압축성 탄소성응력을 발생하므로 1% 내외 편차를 나타냈다.

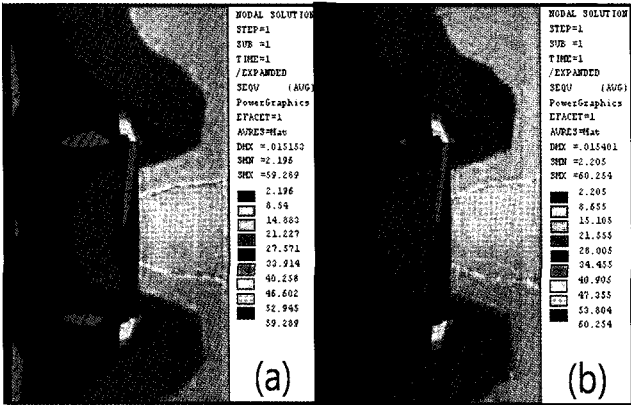


Fig. 10. Elasto-plastic stress distribution 20 kg/mm² at 0.4 mm groove for SC and SS.

롤러 익스팬더의 압력을 20 kg/mm², 관관 구멍의 홈 깊이는 0.6 mm으로 하였을 때 (a)는 탄소강(SMI0C), (b)는 스텐레스강(STS410)으로 제작하였을 때 탄소성 응력분포 거동 Fig. 11에 나타냈다. 관관 구멍의 홈 모서리 부에 55.5 MPa와 56.4 MPa를 발생하므로 홈 깊이가 0.2 mm 증가할 때 각각 3.8 MPa 정도의 탄소성 압축응력이 감소하였다. 재질 변경에 따른 탄소성 응력변화는 응력분포도에서 알 수 있듯이 아주 미세한 차이만 있었다.

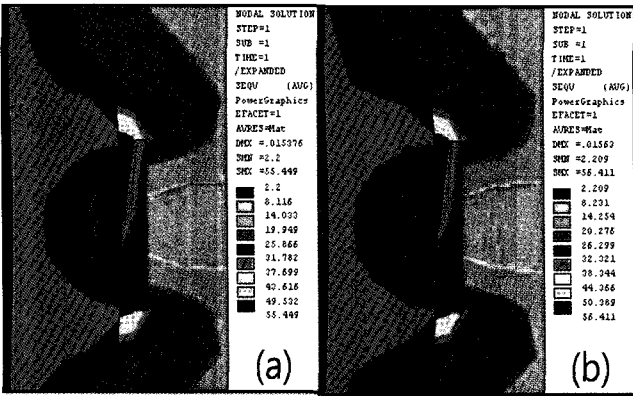


Fig. 11. Elasto-plastic stress distribution 20kg/mm² at 0.6mm groove for SC and SS.

Fig. 12에서 x축은 관관 두께를 표시한 것이며, y축은 전열관의 변형을 나타낸 것이다. [LD20_4]에서 LD20은 롤러 익스팬더의 압력 20 kg/mm²에서의 변형을 나타내며, _4는 관관 구

멍의 홈 깊이 0.4 mm를 의미한다. 그림에서 알 수 있듯이 홈 깊이가 0.6 mm일 때 전열관의 변형이 높게 발생된다. 전열관의 변형은 관관 구멍의 홈 모서리 부분보다 가운데 부분에서 변형이 많이 발생되며 롤러 익스팬더의 압력을 증가시켰을 때 변형의 차이가 더 커지고 있으나 홈 깊이 0.4 mm와 0.6 mm은 차이가 거의 발생하지 않고 있다.

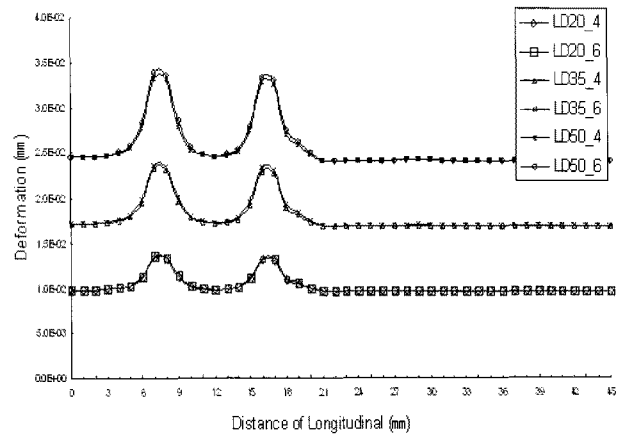


Fig. 12. Deformation for distance of longitudinal at carbon steel tube.

횡축에 Distance of Radius는 관관 구멍 중심을 기준으로 반경방향의 거리, 종축은 전열관과 관관에 발생하는 응력 변화를 표현한 것이 Fig. 13이다. [RS20_4]표시에서 RS20은 롤러 익스팬더의 압력 20 kg/mm²에서 관관의 반경 방향 응력 변화를 나타내며, _4는 관관 구멍의 홈 깊이가 0.4 mm를 의미한다. 홈 모서리 부분에서 응력이 높게 발생하는 것을 알 수 있고 관관 구멍의 홈 깊이가 0.4 mm보다 0.6 mm일 때 응력이 다소 높게 발생됨을 알 수 있다.

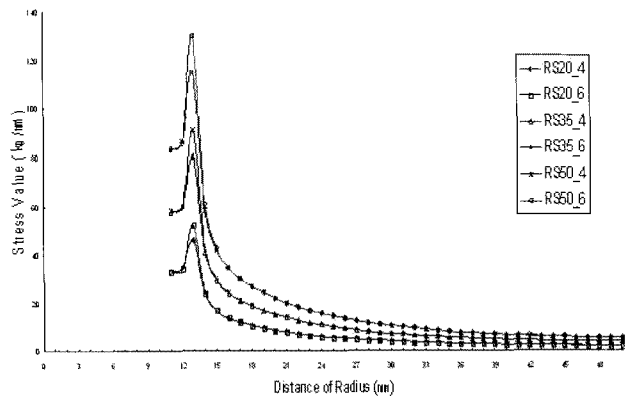


Fig. 13. Stresses for distance of radius at carbon steel tube.

4.4 변형을 해석

전열관 확관시 롤러 익스팬더의 압력에 의해 전열관 및 관

관 구멍의 접촉면에서 발생하는 변형율의 전체적인 경향을 확인할 수 있는 것이 Fig. 14이다. 전열관(SM10C)과 관판(SM25C)의 재질을 탄소강으로 하고 롤러 익스팬더의 압력을 20, 35 kg/mm² 그리고 50 kg/mm²로 하였을 때 관판 구멍의 홈 깊이를 0.4 mm를 적용시 변형 차이는 각각 0.01을 보였고, 구멍의 홈 깊이를 0.6 mm로 적용시 변형 차이는 0.0102와 0.0101로 나타났다. 또한, 전열관을 스테인레스강(STS410), 관판(SM25C)을 탄소강으로 하였을 때 관판 구멍의 홈 깊이를 0.4 mm를 적용시 변형 차이는 0.0102 정도로 보였으며, 구멍의 홈 깊이를 0.6 mm로 적용시 변형 차이가 0.0104 정도를 알 수 있었다.

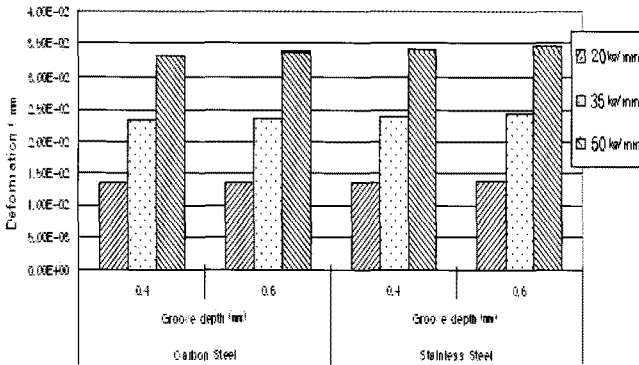


Fig. 14. Maximum deformation compare to SM10C, SM25C and STS410.

5. 결론

대형 선박에서 효율적인 연료절약과 스팀 생산 단가를 낮추기 위해 사용하는 TEMA 열교환기의 전열관 확공 공정에서 최적한 작업조건을 설계하기 위해 전열관과 관판의 관판 구멍과 전열관의 접촉면에 발생하는 탄소성 응력 거동을 해석한 결과, 롤러 익스팬더에서 가해지는 압력에 의해 전열관과 관판 구멍에 형상변화 및 응력이 발생됨을 알 수 있었다. 관판 구멍의 홈 깊이가 0.2 mm 증가할 때 5.7~6% 정도의 탄소성 압축응력이 감소하는 경향을 보이므로 전열관과 관판 구멍의 최적설계에 자료를 제공할 수 있다. 전열관과 관판의 재질 변경에 따른 탄소성 응력변화는 관판 구멍의 홈 모서리 부에 최대 59.3 MPa과 60.2 MPa의 압축성 탄소성응력을 발생하므로 1% 내외 미세한 차이만 있었다. 홈 깊이가 0.6 mm일 때 전열관의 변형이 높게 발생된다. 전열관의 변형은 관판 구멍의 홈 모서리 부분보다 가운데 부분에서 변형이 많이 발생되며 롤러 익스팬더의 압력을 증가시켰을 때 변형의 차이가 더 커지고 있다.

전열관의 홈 모서리 부분에서 응력이 높게 발생하는 것을 알 수 있고 관판 구멍의 홈 깊이가 0.4 mm보다 0.6 mm일 때 응력이 높게 발생됨을 알 수 있다. 전열관 확관시 롤러 익스팬더의 압력을 낮게 적용할 경우 관판 구멍과 전열관에

발생하는 응력을 최소화 할 수 있으나, 롤러 익스팬더의 압력을 과도하게 증가시켜 확관할 경우 관판 구멍과 전열관에 응력이 증가됨으로 오히려 전열관에 손상을 가져 올 수 있다.

향후 전열관 확관시 최적한 롤러 익스팬더의 압력과 관판 구멍의 홈 깊이를 찾기 위해서는 실제 관판에 전열관을 장착하여 확관 후 변형 및 응력거동을 해석할 필요가 있다.

후기

이 논문은 2007년도 전남대학교 학술연구비 지원에 의하여 수행된 연구 결과입니다.

참고 문헌

- [1] ASME(1998), Boiler & Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 1, 1998 Edition, Spring-Verlag, (An International Code), pp. 258-269
- [2] Owen, D. R. J. and E. Hinton(2006), Finite Elements in Plasticity Theory and Practice, Eighth Edition, Pineridge Press, pp. 215-265
- [3] Heat Exchange Institute, Inc.(1992), Standards for Closed Feedwater Heaters, Fifth Edition, Pearson Education, pp. 11-14.
- [4] Taborek(1983), Heat Exchanger Design handbook, volume 1, Heat Exchanger Theory, Academic Press, pp. 16-19.
- [5] Korea Dictionary Research Publishing(1995), The Great Encyclopedia of Mechanical Engineering, Cambridge University Press, pp. A4.12-A4.13.
- [6] Potter, Philip J.(1976), Power Plant Theory and Design, Second Edition of Steam Power Plants, pp. 341-344.
- [7] Hsu, T. R.(2007), The Finite Element Method on Thermomechanics, Boston Allen & Unwin, pp. 53-76
- [8] TEMA(Tubular Exchanger Manufactures Association), Inc.(1999), Standards of The Tubular Exchanger Manufactures Association, Eighth Edition, Wiley-Interscience, pp. 17-74.
- [9] 重川 旦, 島田 伸和(2009), 新訂 船用補機の基礎, 成山堂書店, pp. 86-96.
- [10] 伊丹 良治, 西川 榮一, 梅田 雅義(2005), 船用ボイラの基礎と實際, 海文堂, pp. 23-68.

원고접수일 : 2011년 05월 02일

원고수정일 : 2011년 06월 13일

게재확정일 : 2011년 06월 23일