

이종재료가 보충된 나사산을 갖는 용기의 구조안전성 평가

최용훈* · 배준호** · 김 철***

* 부산대학교 창의공학시스템, ** 부산대학교 기계기술연구원

Evaluation of the Structural Safety of a Vessel with Different Material(Cr-13)-Supplemented Screw Thread

Yong Hoon Choi*, Jun Ho Bae** and Chul Kim***

* Creative Engineering System, Pusan Nat'l Univ.,

** Research Institute of Mechanical Technology, Pusan Nat'l Univ.

(Received December 31, 2014 ; Revised February 13, 2015 ; Accepted February 16, 2015)

Key Words: Screw Threads(나사산), Shape Error(형상오차), Different Material(이종재료), Hot Spinning(열간 스피닝), Vessel(용기), FEA(유한 요소 해석)

초록: 이음새 없는 용기의 돔(Dome) 및 넥크(Neck) 부분 성형을 위해 일반적으로 열간 스피닝 공정이 이용되나, 대부분 현장 작업자들의 경험이나 시행착오에 의해 제작되고 있다. 이로 인하여 열간 스피닝 공정 시, 용기 넥크 부위의 저부부터 상부까지 내경이 동일한 성형을 요구하지만, 고속회전하는 롤러의 이동에 의하여 재료가 성형되는 스피닝 공정의 특성상, 돔 부분의 끝단부인 넥크 부위에서 내경이 벌어지는 형상오차의 문제가 발생한다. 이에 본 연구에서는 스피닝 가공 후, 탭핑 공정을 위하여 이종재료(Cr-13)가 보충된 나사산 모델에 대하여 이론적 해석 및 유한 요소 해석을 수행한 후, 해석결과를 토대로 작동환경하에서 용기의 구조안전성을 검증하였다.

Abstract: The dome and neck part of a vessel is generally formed by a hot spinning process with a seamless tube. However, as studies on and design data from the hot spinning process are insufficient, this process has been performed based on trial and error and the experiences of field engineers. Changes in the inner diameter from the bottom to the top of the neck have occurred mainly because of the characteristics of the hot spinning process due to the high-speed rotation of the rollers. In this study, a theoretical and finite element analysis of the vessel is conducted with different material(Cr-13)-supplemented screw threads for tapping and to reduce shape errors. Based on the results, the structural safety under the operating conditions is evaluated.

- 기호설명 -

T : 회전력 또는 회전토크

Q : 나사 체결력

μ' : 상당 마찰계수

ρ' : 상당 마찰각

μ : 마찰계수

α : 나사산 각

β : 나사 리드각

d_2 : 수나사 유효지름 ($\frac{\text{바깥지름} + \text{골지름}}{2}$)

p : 나사 피치

M : 굽힘모멘트

Q_t : 하나의 나사산에 작용하는 체결력

n : 나사산 수

r : 하중까지의 거리

Z : 단면계수

d_t : 암나사 골지름

σ_b : 굽힘응력

1. 서론

용기는 일반적으로 실린더부와 돔 부분으로 구성되어 있으며, 수소(H₂), 헬륨(He), 질소(N₂), 에틸렌(Ethylene), 공기(Air) 등의 가스를 대용량으로 저장

† Corresponding Author, chulki@pusan.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

및 운송하기 위하여 356mm 이상의 튜브형태로 제작 된다. 또한 이음새 없는 금속용기의 경우, 딥드로잉과 아이어닝의 연속공정인 D.D.I.(Deep Drawing and Ironing) 공정을 이용하여 용기의 실린더부를 성형한 후, 열간 스피닝 공정을 통하여 Fig. 1 과 같이 돔 부분을 성형하게 된다.⁽¹⁾ 열간 스피닝 공정에서는 Fig. 2 에서와 같이 고속으로 회전하는 롤러의 반복적인 이동에 의해 돔(Dome)과 넥크(Neck) 부분이 성형되고, 이후 넥크 내부에 나사산 형성을 위한 탭핑(Tapping) 공정을 수행하게 된다(Fig. 3(a)~(b)). 금속용기의 열간 스피닝 공정의 경우, 기존 관련 연구에서 돔 부분의 성형을 위한 유한 요소 해석 기법 및 공정설계에 관한 연구⁽²⁻⁴⁾는 이루어졌으나, 넥크 부분의 성형 건전성과 나사산의 구조 안전성에 대한 연구 및 설계자료가 부족한 실정이므로 대부분 현장 작업자들의 경험이나 시행착오에 의해 제작되고 있다.⁽⁵⁾ 이로 인하여 열간 스피닝 공정 시 용기 넥크 부분에 내경이 동일한 성형이 요구되지만, 고속회전하는 롤러의 이동에 의하여 재료가 성형되는 스피닝 공정의 특성상 Fig. 3(c)와 같이 돔 부분의 끝단부인 넥크 부분에서 내경이 벌어지는 형상오차 문제가 발생하게 된다. 이를 보완하기 위하여 Fig. 3(d)와 같이 이종재료를 나사산에 보충하여 기존모델과 동일하게 탭핑 공정을 수행하는 방법이 고려되고 있다.

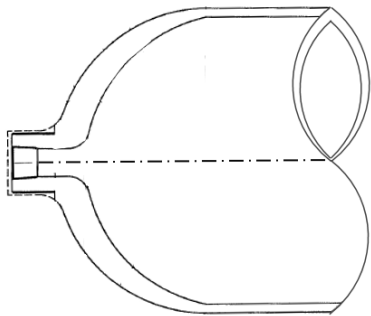


Fig. 1 Shapes of dome and neck parts of the vessel

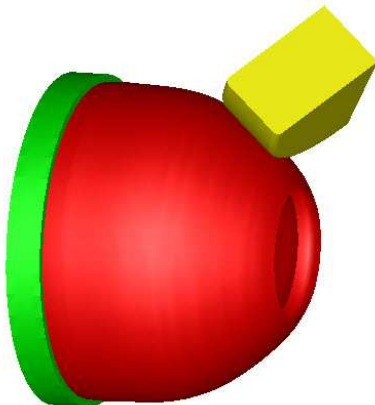
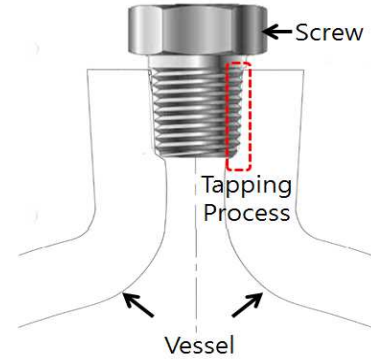
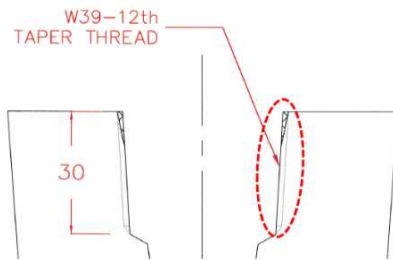


Fig. 2 Hot spinning process for forming dome and neck parts of the vessel

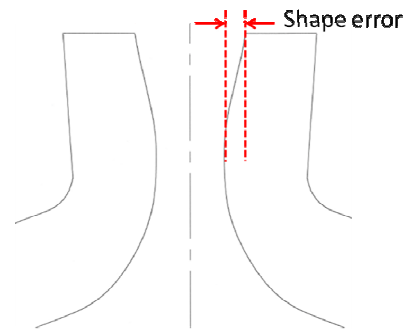
이에 본 연구에서는 열간 스피닝공정에 따른 넥크 부위 내경의 형상오차를 보완하기 위하여 제시된 재료 보충된 나사산 모델에 대하여 이론적 해석 및 유한 요소 해석을 수행하였으며, 해석결과를 토대로 용기의 작동환경하(내압 : 17.2MPa, 나사체 결토크 : 220Nm)에서 이종재료가 보충된 나사



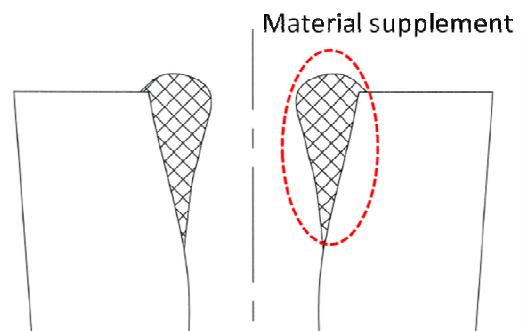
(a) Neck part with screw thread



(b) Tapping process for screw thread at the neck part



(c) Gaping hole



(d) Screw threads supplemented with different material

Fig. 3 Material supplement and tapping process to improve the shape error of neck part

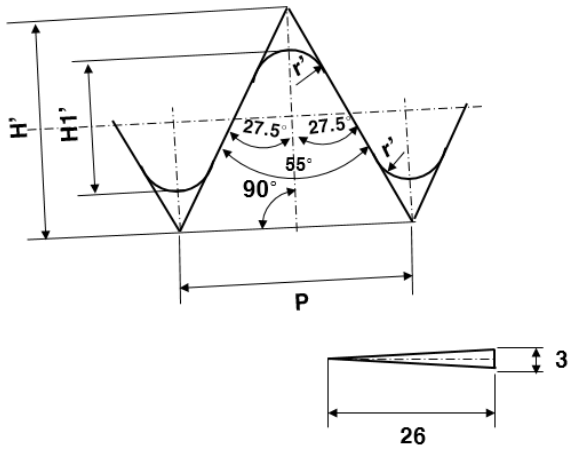


Fig. 4 Shape of taper screw thread regarding to Korean Industrial Standards (KS B 6214 : 2009)

산에 대한 구조안전성을 검증하였다. 해석모델의 경우, 용기의 성형에 따른 결함 및 표면의 미세 크랙(Crack) 등 재료의 결함은 없는 것으로 가정하였다.

2. 이론적 해석

2.1 나사 체결력 계산

용기의 나사산 형상 및 치수를 Fig. 4 와 Table 1 에 각각 나타내었으며, 식 (1) ~ 식 (4)를 이용하여 나사의 체결토크(T)에 따른 체결력(Q)을 계산하였다.⁽⁶⁾ 현장에서 측정된 체결토크 T 는 220Nm, 수 나사의 유효지름 d_2 는 26.838mm, 나사산 각도 α 는 55°, 마찰계수 μ 는 0.1 이다.⁽⁷⁾

$$T = P \frac{d_2}{2} = Q \tan(\rho' + \beta) \frac{d_2}{2} \quad (1)$$

$$\mu' = \tan \rho' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} \quad (2)$$

$$\tan \beta = \frac{P}{\pi d_2} \quad (3)$$

$$Q = \frac{2T}{d_2 \times \tan(\rho' + \beta)} \quad (4)$$

나사산의 형상정보 및 치수를 식 (1) ~ 식 (4)에 대입하여 계산한 체결력(Q)은 121,818N 이며, 상당 마찰각(ρ') 및 나사 리드각(β)과 함께 Table 2 에 나타내었다.

2.2 재료 보충 부분의 응력 계산

체결토크에 따른 나사의 체결력이 나사산에 굽힘하중으로 작용할 경우, 재료 보충 부분이 클수록 구조적으로 불안정하므로, Fig. 5 와 같이 재료

Table 1 Dimensions of taper screw thread regarding to Korean Industrial Standards (KS B 6214 : 2009)

Type of screw	KS B 6214	
Number of screw threads, n	14	
Pitch, p	1.8143mm	
Height of screw threads, H_1'	1.160mm	
Roundness of valley, r, r'	0.25mm	
Diameter	Outer	28mm
	Effective	26.838mm
	Inner	25.676mm

Table 2 Theoretical results of the taper screw thread

Symbol	Value
β	1.23272
ρ'	6.43226
Q	121,818N

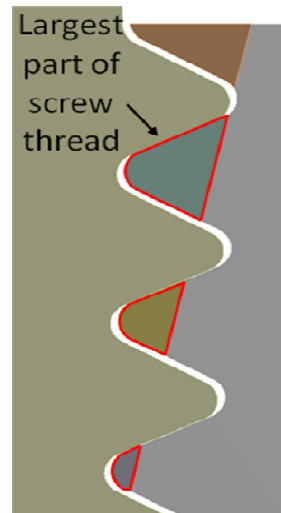


Fig. 5 The largest part of the screw thread(4143X-Cr-Mo)

보충 부분이 가장 큰 나사산에 대해 응력해석을 수행하였다. 하나의 나사산이 받는 굽힘하중에 대해 응력해석을 하기 위하여, 볼트가 받는 체결토크에 의한 축하중이 각각의 나사산에 균등하게 분

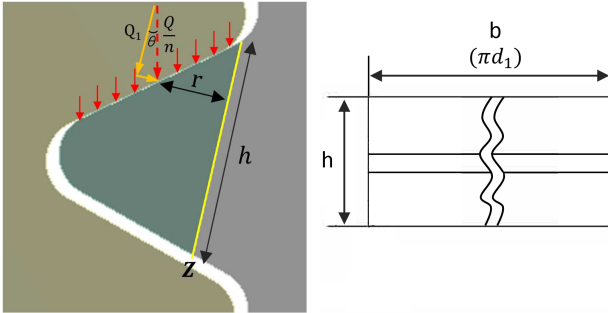


Fig. 6 Theoretical model of the screw thread(4143X-Cr-Mo)

포하고, 각 나사산에 축하중이 나사산의 중앙에 집중하중으로 작용한다고 가정하면⁽⁸⁾ 이론적 해석 모델은 Fig. 6 과 같이 표현된다.

Fig. 6 의 이론적 해석모델과 Table 3 의 나사산 치수를 토대로 나사산과 용기의 경계면에 대한 굽힘모멘트는 식 (5) ~ 식 (6)에 의해 계산되며, 단면계수는 식 (7), 굽힘응력은 식 (8)에 의해 계산되며, 전단응력은 식 (9)에 의해 계산된다.

$$M = Q_1 \times r \tag{5}$$

$$Q_1 = \frac{Q}{n} \times \cos \theta \tag{6}$$

$$Z = \frac{b \times h^2}{6} = \frac{\pi d_1 \times h^2}{6} \tag{7}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{Z} \tag{8}$$

$$\tau_{xy} = \frac{Q_1}{\pi d_1 h} \tag{9}$$

주응력의 경우, 굽힘응력과 전단응력을 토대로 식 (10)을 이용하여 계산할 수 있으며, 유효응력은 식 (11)를 통해 구할 수 있다.

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \tag{10}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \tag{11}$$

재료 보충 부분의 나사산 형상정보 및 치수를 식 (5) ~ 식 (9)에 대입하면, 굽힘모멘트(M)는 3.971Nm, 단면계수(Z)는 $3.05 \times 10^{-8} m^3$, 굽힘응력(σ_b)은 130.2MPa, 전단응력(τ_{xy})은 64.23MPa 로 계산되며, 식 (10)에 의한 주응력은 $\sigma_x(130.2MPa)$, $\sigma_y(0MPa)$, $\tau_{xy}(64.23MPa)$ 을 통해 $\sigma_1(130.69MPa)$, $\sigma_2(-0.491MPa)$ 이며, 식 (10)을 통해 계산된 주응력을 식 (11)에 대입하면, 나사산과 용기의 경계면에

Table 3 Dimensions of the screw thread(4143X-Cr-Mo)

Symbol	Value
θ	12.81°
n	14
Q_1	8,484.72N
r	0.468mm
h	1.3853mm
d_1	30.354mm

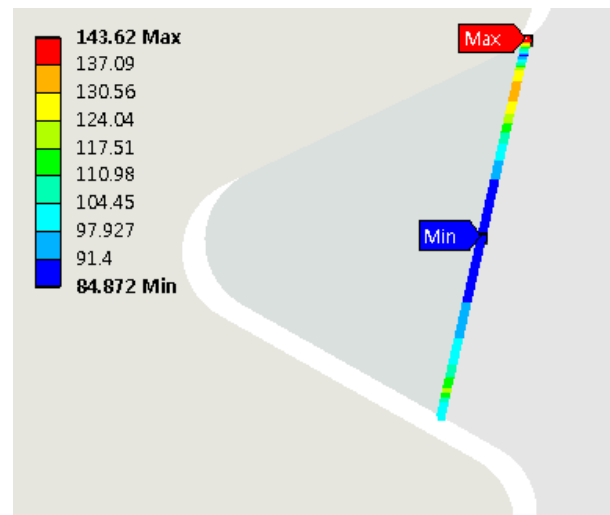


Fig. 7 Equivalent stress of contact area between the screw thread and the vessel(4143X-Cr-Mo)

서의 유효응력은 재료의 항복강도 430MPa 및 피로한도 240MPa 보다 낮은 응력수준인 130.94MPa 을 나타내었다. 이때, Plane stress 이므로 σ_3 은 0MPa 이다.

3. 유한 요소 해석

용기의 넥크 부분에 탭핑 공정 후, 나사체결토크(220Nm)와 테스트내압(28.6MPa)의 작동환경 하에서, 이종재료로 보충된 나사산의 용기와 이종재료를 보충하지 않은 용기에 대해 유한 요소 해석을 수행하였으며, 해석결과를 토대로 이종재료로 보충된 나사산에 대한 구조 안전성을 검증하였다.

3.1 해석기법 검증

유한 요소 해석을 통해 이종재료가 용접 되는 부위인 경사면에서의 응력 값을 구하고 이를 이론적으로 계산한 응력 값과의 비교를 통하여 유한

Table 4 Comparison between equivalent stresses obtained from theoretical analysis and FEA of the different material(Cr-13)-supplemented screw thread

	Equivalent Stress
Theoretical analysis	130.94MPa
Finite element analysis	Max. 143.62MPa

Table 5 Material properties of the neck part in the vessel (4130X-Cr-Mo)

Young's modulus E , GPa	Poisson's ratio ν	Thermal expansion $1/^\circ\text{C}$
200	0.29	0.000012
Thermal conductivity $\text{W/mm}\cdot^\circ\text{C}$	Yield strength MPa	Tensile strength MPa
0.0605	580	720

Table 6 Material properties of the screw (ASTM C36000, brass)

Young's modulus E , GPa	Poisson's ratio ν	Yield strength MPa	Tensile strength MPa
117	0.34	124 ~ 310	338 ~ 469

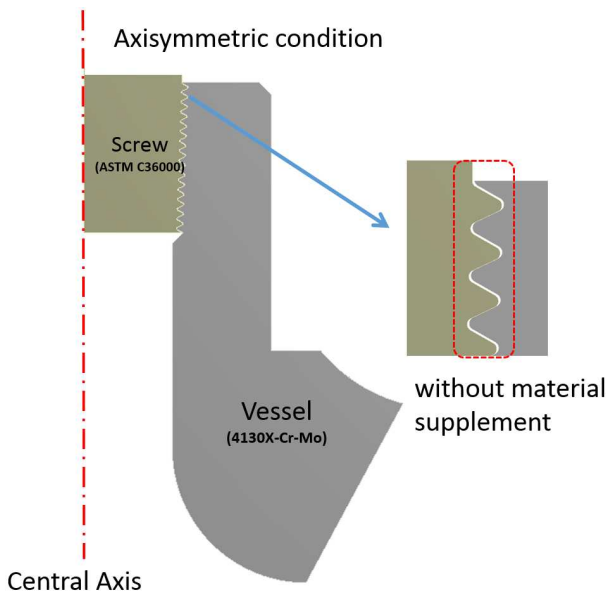


Fig. 8 The axisymmetric model without material supplement for FEA

요소 해석기법을 검증하였다. 이를 위해 나사산과 용기의 경계면에서의 응력계산을 위한 이론적 해석모델 및 하중조건(볼트 체결력 121,818N 적용)으로 유한 요소 해석을 수행하였으며 그 해석결과를 Fig. 7에 나타내었다.

나사산과 용기 사이의 경계면 상단부에서 최대 유효응력(143.62MPa)이 나타나며, 이론적 해석을 통해 계산된 응력 값(130.94MPa)과 비교하여 Table 4에 나타내었다.

이론적 계산에서는 축하중이 각각의 나사산에 균등하게 분포한다고 가정하여, 각 나사산의 중앙에 집중하중이 작용하는 것으로 계산하였고, 유한 요소 해석에서는 나사체결토크에 따른 볼트 체결력을 축하중으로 구현하였기 때문에 약 9%의 오차가 발생하였다.

3.2 넥크 부분에 재료 보충을 하지 않은 용기

3.2.1 모델링 및 경계조건

용기 넥크 부분(Fig. 1)과 나사산 형상 및 치수(Fig. 4)를 적용한 유한요소해석 모델을 Fig. 8에 나타내었

- A Fixed Support
- B Force: 1.2182e+005 N
- C Pressure: 28.6 MPa

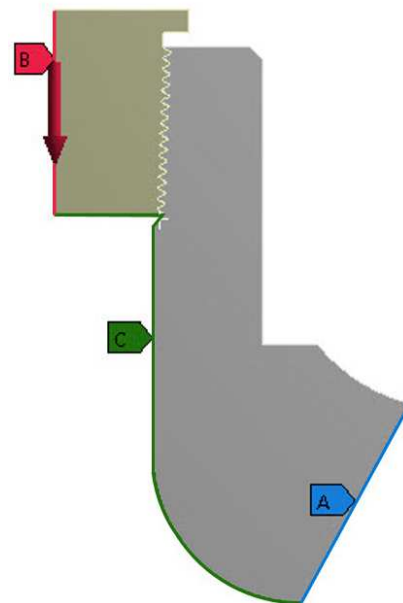


Fig. 9 Boundary conditions with fixed support, clamping force, and test pressure

다. 상용 해석 프로그램인 Ansys - workbench를 이용하였으며 축대칭(Axisymmetric) 조건을 적용하였다.

유한 요소 해석을 위한 용기의 넥크 부위(4130X-Cr-Mo) 물성치와 볼트(ASTM C36000, 황동계열)의 물성치를 Table 5와 Table 6에 각각 나타내었다.

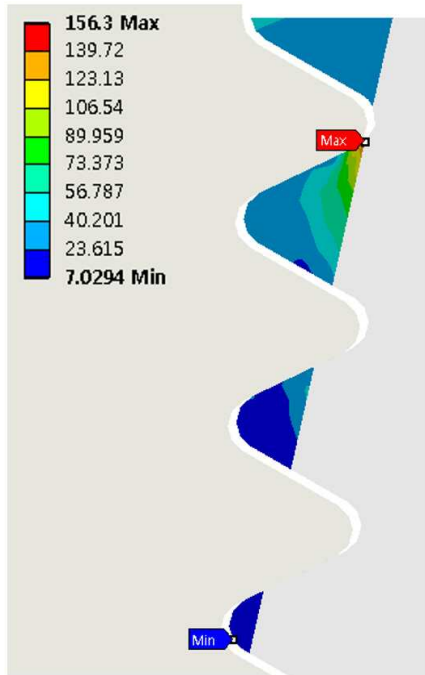


Fig. 10 Distribution of equivalent stress at screw threads(4130X-Cr-Mo) in neck part of the vessel

구속조건은 용기 부분에 완전고정조건(Fixed Support)을 적용하고, 하중조건은 실제 용기의 작동환경을 고려하여 나사체결토크(220Nm)에 따른 볼트 체결력(121,818N)과 KS B 6750(압력용기-설계 및 제조일반), KS B 6750-3(일반산업용 압력용기)에 따라 내압시험은 설계압력 또는 최고 허용사용압력의 1.3 배 이상의 압력으로 가압하므로 용기의 작동내압(Working pressure, 17.2MPa)보다 가혹한 조건인 테스트 내압(28.6MPa)을 적용하였고, 이를 Fig. 9 에 나타내었다.

3.2.2 유한 요소 해석결과

넥크 부분에 재료 보충을 하지 않은 용기의 유한 요소 해석을 수행한 결과, Fig. 10 과 같이 최대 유효 응력이 156.3MPa 을 나타내었다. 이는 넥크 부분의 재료 항복강도 580MPa 및 피로한도 360MPa 과 비교하여 낮은 응력수준이다.

3.3 넥크 부분에 재료 보충한 용기

3.3.1 모델링 및 경계조건

용기에 재료(Cr-13) 보충된 나사산을 고려한 유한 요소 해석 모델을 Fig. 11 에 나타내었다. 해석모델은 용기의 넥크부위(4130X-Cr-Mo), 볼트(ASTM C36000, 황동계열) 그리고 재료 보충부(Cr-13), 3 부분으로 구성되며 사용 프로그램 및 해석조건은 넥크 부분에

Table 7 Material properties of the different material(Cr-13)-supplemented screw thread

Yield strength MPa	Tensile strength MPa	Elongation %
430	480	29

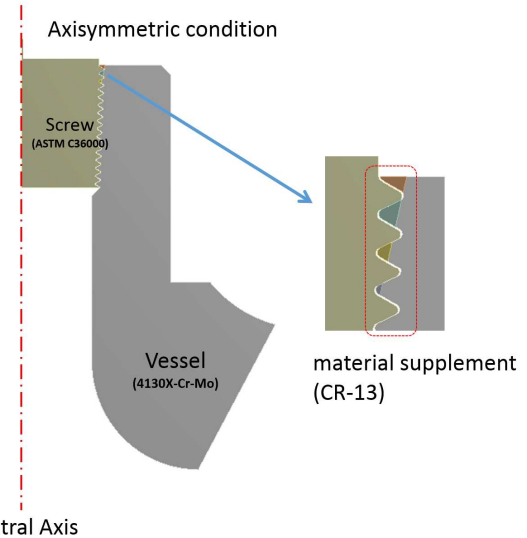


Fig. 11 The axisymmetric model with the different material(Cr-13)-supplemented screw thread for FEA

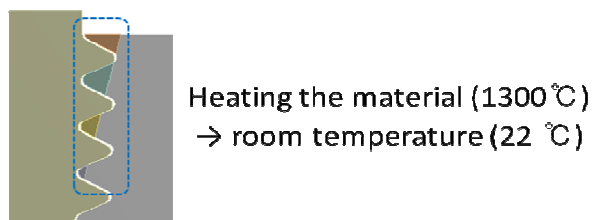
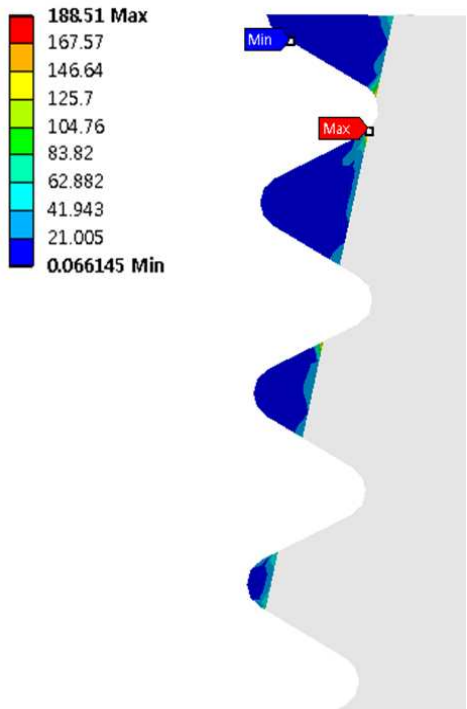


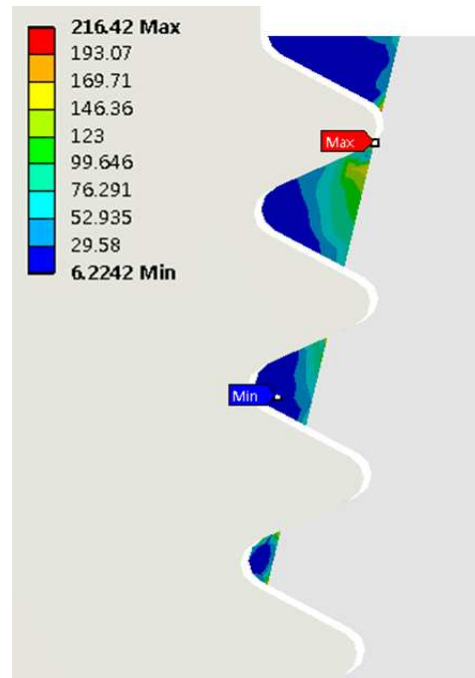
Fig. 12 Loading conditions considering residual stress by heating the material (1300 °C)

재료 보충을 하지 않은 유한 요소 해석과 동일하게 적용하였다. 유한 요소 해석을 위한 넥크부위와 볼트 부위의 물성치는 Table 5 및 Table 6 과 동일하며, 재료 보충부(Cr-13)의 물성치는 Table 7 에 나타내었다.

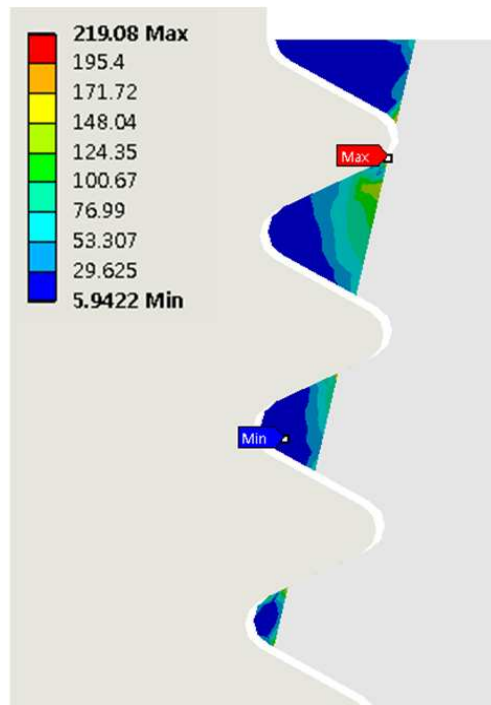
고온 가열에 의해 재료 보충된 나사산에 대한 잔류응력을 고려하기 위해 Fig. 12 와 같이 1300 °C 이상에서 재료 가열 후, 상온(22 °C)으로 냉각하였을 때 발생하는 잔류응력을 하중조건으로 고려하였으며, 완전고정조건과 나사체결토크(220Nm)에 따라 이론적으로 계산된 볼트 체결력(121,818N)과 용기의 테스트 내압(28.6MPa)은 동일하게 적용하였다.



(a) Distribution of residual stress in the different material(Cr-13)-supplemented screw thread by heating (1300°C)



(b) Distribution of equivalent stress in the different material(Cr-13)-supplemented screw thread under the clamping force (121,818N) after heating(1300°C)



(c) Distribution of equivalent stress in the different material(Cr-13)-supplemented screw thread under the test pressure (28.6MPa) after heating (1300 °C) and clamping force (121,818N)

Fig. 13 Stress distributions in the different material(Cr-13)-supplemented screw thread under operating conditions of the vessel

3.3.2 유한 요소 해석결과

넥크 부위 재료 보충을 위한 소재의 가열공정 수행 후 상온(22℃)로 냉각되었을 때 잔류응력 분포를 Fig. 13(a)에 나타내었으며, 이때 최대 유효응력은 188.5MPa 을 나타내었다. 유한 요소 해석을 통하여 구하여진 잔류응력 이력을 적용하여 넥크 부위에 볼트 체결력(121,818N)에 따른 응력해석 결과를 Fig. 13(b)에 나타내었으며 최대 유효응력은 216.4MPa 이다. 마지막으로 잔류응력 및 볼트 체결력에 따른 응력해석 이력을 적용하여 용기 내부에 테스트 내압(28.6MPa)을 적용하였을 경우의 응력분포를 Fig. 13(c)에 나타내었으며 이때 최대 유효응력은 재료 보충부의 항복강도 430MPa 및 피로한도 240MPa 보다 낮은 응력수준인 219.1MPa 을 나타내었다.

3.4 고찰

재료 보충을 한 넥크 부분 나사산(Cr-13)의 경우, 재료 가열에 의한 잔류응력, 나사 체결력 및 테스트 압력이 모두 적용된 최대 유효응력은 219.1MPa 을 나타내었으며, 이는 넥크 부분에 재료 보충을 하지 않은 나사산의 최대 유효응력인 156.3MPa 보다 62.8MPa 증가한 수치이지만 재료의 항복강도(430MPa) 및 피로한도(240MPa) 보다 낮은 응력수준이다. 이에 해석결과를 토대로 이중재료로 보충된 용기의 넥크 부분 나사산 모델은 용기의 작동환경 하에서 구조적으로 안전하다고 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 이론적 해석 및 유한 요소 해석 기법을 이용하여 용기의 넥크 부분에 재료 보충된 나사산에 대한 구조 안전성을 판단하였다.

(1) 이론적 계산을 통하여 재료 보충 부분의 나사산에 대한 응력해석을 수행하였으며, 해석결과 나사 체결력에 따른 최대 유효응력은 130.94MPa 을 나타내었다.

(2) 해석기법의 검증을 위하여 이론적 해석모델과 동일한 조건의 유한 요소 해석을 수행하였다. 해석 결과를 토대로 나사산과 용기 사이의 경계면 상단부에서 최대 유효응력(143.62MPa)이 나타났으며, 이는 이론적 계산결과(130.94MPa)와 비교하여 약 9%의 오차범위 안에서 잘 일치하였다.

(3) 넥크 부분에 재료 보충을 한 용기와 재료

보충을 하지 않는 용기에 대하여 작동환경(재료 가열, 나사 체결력 및 테스트 압력)을 적용한 유한 요소 해석을 수행하였으며, 재료 보충을 한 넥크 부분 나사산 모델의 경우, 최대 유효응력(219.1MPa)이 재료의 항복강도(430MPa) 및 피로한도(240MPa) 보다 낮은 응력수준을 나타내므로 용기의 작동환경 하에서 구조적으로 안전하다고 사료된다.

후 기

이 논문은 2013 년도 정부(교육부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 기초연구사업임(No. 2013R1A1A2058456).

참고문헌 (References)

- (1) Lee, H. W., Bae, J. H. and Kim, C., 2013, "A Study on D.D.I Load for Forming of the CNG Storage Vessel," *J. of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 30, No. 6, pp. 629~637.
- (2) Yoshihara, S., Mac Donald, B., Hasegawa, T., Kawahara, M. and Yamamoto, H., 2004, "Design Improvement of Spin Forming of Magnesium Alloy Tubes Using Finite Element," *Journal of Materials Processing Technology*, No. 153~154, pp. 816~820.
- (3) Quigley, E. and Monaghan, J., 2002, "Enhanced Finite Element Models of Metal Spinning," *Journal of Materials Processing Technology*, No. 121, pp. 43~49.
- (4) Quigley, E. and Monaghan, J., 2002, "The Finite Element Modelling of Conventional Spinning Using Multi-Domain Models," *Journal of Materials Processing Technology*, No. 124, pp. 360~365.
- (5) Lee, H. W., Jung, S. Y. and Kim, C., 2013, "Study of Hot Spinning Process for Head of CNG Storage Vessel," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 37, No. 4, pp. 547~554.
- (6) Song, J. B., Bae, W. B., Cho, Y. J., Hwang, S. M., Cho, Y. H., Cho, J. R., Park, S. W. and Park, S. H., 2010, *Mechanical Engineering Design*, KYOBO BOOK, Seoul, pp. 384~404.
- (7) Yasumasa, S. and Toshiyuki, S., 2005, "Analytical Research on Mechanism of Bolt Loosening Due to Lateral Loads," *American Society of Mechanical Engineers*, Vol. 2, No. PVP2005-71333, pp. 59~65.
- (8) Joo, W. S., Han, G. Y., Min, B. H., Sim, J. G., Lee, K. H. and Yang, L. Y., 2010, *Mechanical Engineering Design*, SAMSUNG BOOKS, Seoul, pp. 104~105.