

내부 부식 감육부를 갖는 압력용기의 패치 보강 및 안전성 평가

송태광 · 전윤배 · 명만식 · 김윤재[†] · 이태희* · 박지윤**

고려대학교 기계공학과 · *한국가스안전공사 · **전남대학교

(2008. 6. 18. 접수 / 2008. 10. 13. 채택)

Patch Reinforcement and Safety Evaluation for Pressure Vessel with Internal Wall Thinning

Tae-Kwang Song · Yun-Bae Chun · Man-Sik Myung · Yun-Jae Kim[†] · Tae Hee Lee* · Ji-Yoon Park**

Department of Mechanical Engineering, Korea University

*Korea Gas Safety Corporation

**Chonnam University

(Received June 18, 2008 / Accepted October 13, 2008)

Abstract : This paper provides the evaluation method for the pressure vessel with internal wall-thinning defect, which is based on ASME design criteria. Pressure vessel has wall-thinning partially and patch reinforcement has been attached for reliable operating. However, present partial wall thinning could be through wall thinning at the next inspection time with present corrosion progress speed. Therefore safety margin was calculated for various conditions from present wall-thinning condition to additive patch reinforced condition via two-dimensional and three-dimensional, geometrically linear FE analyses using elastic materials.

Key Words : pressure vessel, wall thinning, finite element analysis, patch

기호설명

- P : 운전 압력(MPa)
- R : 내부 반경(mm)
- E : 연결부 효율
- t_s : shell의 두께(mm)
- t_1 : 기존 patch의 두께(mm)
- t_2 : 추가 patch의 두께(mm)
- P_m : 광역 막 응력
- P_L : 국부 막 응력
- P_b : 국부 굽힘 응력
- S_m : 최대 허용 응력

1. 서론

압력 용기에서 내부 매질과의 물리적 및 화학적 작용으로 인해 발생하는 침·부식은 구조물 강성 저하 및 응력 집중을 유발하여 구조물 건전성을 저해한다¹⁾.

본 논문에서 고려된 압력용기는 현장에서 사용 중인 것으로 셸(shell) 부분이 일부 부식되었으며 강성 보강을 위해 8t 패치(patch)를 용접을 통해 침·부식 발생부분에 덧댄 상황이다. 그러나 현재와 같은 부식 속도로는 구조물 사용기간 중 셸에 관통 부식이 발생할 수 있으므로 구조물 건전성 평가 및 보완대책이 필요하다.

따라서 본 논문에서는 침·부식이 발생한 압력 용기에 대한 구조물 응력 평가를 수행하였으며 향후 발생할 수 있는 다양한 파손 경우에 대해 2차원 및 3차원 응력해석을 수행하였다. 유한요소 응력 해석 결과는 압력용기 설계 코드인 ASME 코드 설계 기준²⁾을 바탕으로 평가를 하였다. 그리고 이러한 응력 해석 결과를 바탕으로 추가 패치 두께를 산정하였으며 이러한 결과는 현장에서 유용하게 사용될 수 있다고 판단된다.

2. 기하 형상 및 해석 대상

Fig. 1(a)은 압력용기(pressure vessel)의 형상을 나타낸다. 압력용기는 A516-60 저합금강(low alloy steel)

[†] To whom correspondence should be addressed.
kimy0308@korea.ac.kr

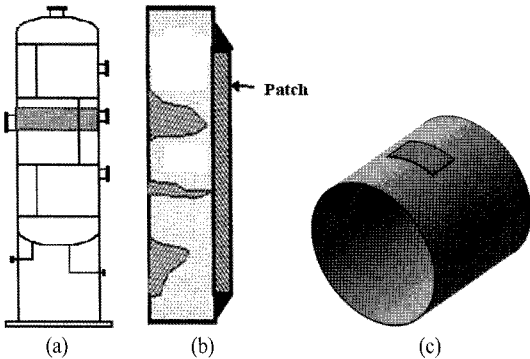


Fig. 1. Schematic diagram for pressure vessel. (a) Note that section in rectangular line is measured for evaluating wall thinned profile. (b) section with patch line is corroded part. (c) Schematic diagram for corroded shell which is patched.

으로 만들어졌다. 운전 조건은 다음과 같다.

- 공칭 두께(nominal stress) : 21mm
- 운전 압력(working pressure) : 0.883MPa
- 운전 온도(working temperature) : 185℃
- 재료의 허용 응력(S_m) : 118MPa

압력용기는 내부 운전 유체(working fluid)와의 상호 작용으로 인해 셸이 부분적으로 침·부식되었으며 Fig. 1(b) 및 (c)를 통해 도식적으로 확인할 수 있다.

초기 압력용기 제작 시 셸 두께는 ASME Sec. VIII UG-27에서 제시하는 내압을 받고 있는 셸 두께 산정 식을 사용하여 구할 수 있으며 Eq. (1) 및 (2)와 같다³⁾.

$$t_s = \frac{PR}{SE - 0.6P} \text{ for Circumferential stress} \quad (1)$$

$$t_s = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \text{ for Longitudinal stress} \quad (2)$$

여기서 t_s 는 셸의 두께, P 는 운전 압력, S 는 재료의 허용 응력, R 은 내부 반경(inner radius), E 는 연결부 효율(joint efficiency)로서 0.85이다. Eq. (1) 및 (2)를 통해 산출된 압력용기 두께는 각각 17.23mm 및 8.56mm이다. 일반적인 얇은 벽 실린더(thin walled cylinder)에서 원주 방향 응력은 축 방향 응력의 두 배에 해당하므로 Eq. (1)을 통해 압력용기 벽 두께를 결정할 수 있다.

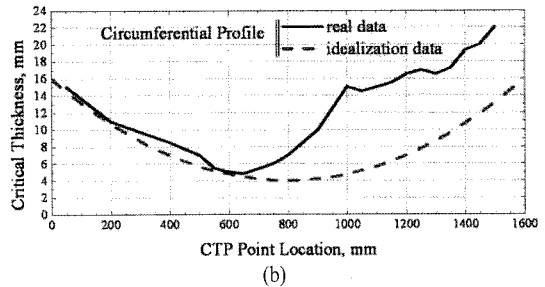
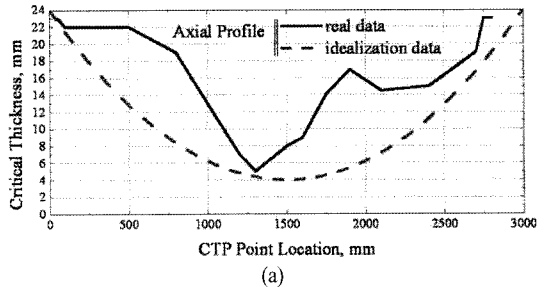


Fig. 2. Thickness of corroded wall profile. (a) axial direction, (b) circumferential direction.

그러나 압력용기는 사용 중 작동 유체에 의한 침·부식으로 인해 부분적인 감육(wall thinning)이 발생하였으며, 이로 인해 압력용기 벽 두께가 감소하였다. Fig. 2(a) 및 (b)는 여러 침식된 부분 중 부분 침식 결함에 대한 축 방향 및 원주 방향 형상(profile) 측정 결과를 나타낸다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 최대 침식 지점에서 벽 두께는 4~5mm 남아 있으며, 이와 같은 압력용기 벽 두께 감소로 인해 압력 용기의 건전성이 저하되었다. 점선은 실제 침식 형상을 모델링에 적용하기 위해 보수적으로 이상화한 감육 형상이다. 이와 같은 부식에 의한 강성 저하 및 응력 집중을 보완하기 위해 Fig. 1(b)와 같이 결함이 있는 부분 외벽에 패치를 설치하였으며 패치의 두께는 8mm다.

정기적인 압력용기 벽 두께 검사결과 압력용기는 2mm/year의 속도로 침식되고 있다. 따라서 2년 내에 기존 셸이 부분적으로 완전 침식될 수 있다. 이 때 8t의 패치가 지지할 수 있는 결함의 크기는 ASME Sec. VIII UG-34에서 제시하는 관 막음 플랜지(blind flange)의 두께 산정식을 통해 구할 수 있다³⁾.

$$t_1 = d\sqrt{CP/SE} \quad (3)$$

여기서 t_1 은 패치의 두께, C 는 무차원 변수, S 는 재료의 최대 허용 응력, E 는 연결부 효율을 나타낸다. C 는 플랜지 모양에 따른 무차원 변수로서 $C=$

0.33m이며 m 은 Eq. (1)을 통해 산출된 셸 두께 및 공칭 두께의 비(ratio) 값이다. d 는 플랜지의 내경이지만 여기서는 결합의 크기로 가정할 수 있으며, Eq. (3)를 통해 $8t$ 의 패치가 지지할 수 있는 균열의 크기는 산출된 162.9mm에 해당한다. 그러나 Fig. 2와 같은 상태에서 현재의 침식 속도를 적용한다면 3년 내에 Eq. (3)에서 산출된 균열 크기에 도달할 수 있다.

3. 재료 물성

압력 용기는 셸, 패치 및 스커트(skirt) 부분으로 이루어 졌다. 셸, 패치 및 skirt는 각각 A516-60, SS41 및 A283C재료를 사용하였으며 운전 온도(working temperature)가 높지 않아 열 응력은 미미하므로 내압에 의한 응력만을 고려하였다. 탄성계수(elastic modulus)는 코드(ASME Sec. II-Part D, E)값을 사용하였으며⁴⁾, 셸과 패치는 같은 탄소강(carbon steel) 계열이므로 SA516-60의 탄성계수를 사용하였고, Table 1과 같이 나타난다. 열팽창계수는 SA508의 열팽창계수를 셸과 패치에 사용하였으며 Table 2와 같다.

4. 유한요소 해석

4.1. 현 상태(present condition)에서의 응력 해석

Fig. 3(a)는 일부 침식된 셸 외벽에 $8t$ 패치를 설치한 현재 상태를 나타낸다. Fig. 3(a)와 같이 침식된 셸은 축 대칭 2차원 모델을 통해 보수적으로 평가 가능하다. 침식 형상은 Fig. 2(a)의 이상화한 감육 형상을 적용하였으며 2차원 축 대칭 모델이므로 축 방향 침식 형상이 원주 방향으로 360° 침식 되었다. Fig. 3(b)는 축 대칭 2차원 요소(CAX8R)를 사용한 유한요소 망을 나타낸다. 유한요소 해석은 상용 프로그램인 ABAQUS를 사용하였다⁵⁾.

내압을 받는 압력용기에 작용하는 응력은 Fig. 3(a)에서와 같이 용접 선(weld line), 패치 중앙 및 충분한

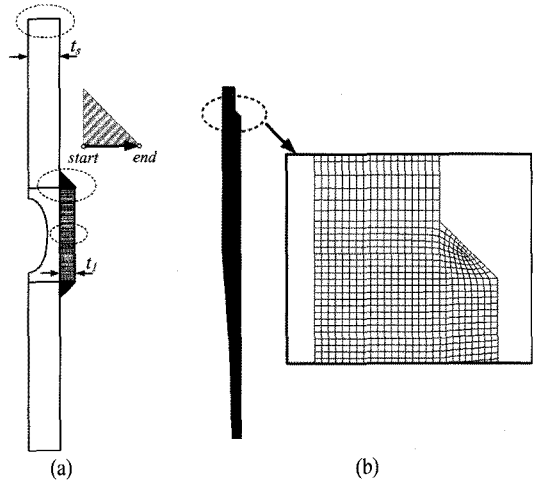


Fig. 3. (a) Schematic diagram of part-through corroded shell with patch and (b) corresponding F.E mesh.

거리만큼 떨어진 셸 부분에서 두께 방향으로 산출하였다.

응력은 ASME 코드 설계 기준 적용을 위해 Tresca 등가 응력을 산출하였다. ASME Sec. III에서는 Eq. (4) 및 (5)를 광역(global) 및 국부(local) 설계 기준으로 규정한다³⁾.

$$P_m > S_m \tag{4}$$

$$P_m + P_b > 1.5S_m \tag{5}$$

여기서 P_m 은 광역 막 응력(general membrane stress), P_L 은 국부 막 응력(local membrane stress) 및 P_b 는 국부 굽힘 응력(local bending stress)을 나타낸다. 따라서 설계 코드와의 비교를 위해 모든 해석 경우에 대한 Tresca 응력은 P_m , P_L 및 P_b 성분으로 응력 분해를 수행하였으며, 각 응력에 대한 정의는 다음과 같다.

$$P_L = P_m = \frac{1}{t} \int_0^t \sigma(x) dx \tag{6}$$

$$P_b = \frac{6}{t} \int_0^t \sigma(x) \left(\frac{t}{2} - x \right) dx \tag{7}$$

$$F = \sigma(x) - P_L - P_b \tag{8}$$

여기서 F 는 구조물에 작용하는 peak 응력을 나타낸다. Fig. 4(a) 및 (b)는 Eq. (6), (7) 및 (8)을 적

Table 1. Elastic modulus along a temperature

Temperature(°C)	25	100	150	200
Elastic Modulus(GPa)	202	198	195	192

Table 2. Thermal expansion along a temperature

Temp.(°C)	21.1	37.8	65.6	93.9	121.1	148.9	176.7	204.4
Thermal Expansion ($\times 10^{-6}$)	11.5	11.7	11.9	12.1	12.2	12.4	12.6	12.8

용하여 각 지점에서 응력 분해를 수행한 결과를 나타낸다. Table 3은 Fig. 4(a) 및 (b)에 대한 정량적인 값이다. 패치 부분은 국부 응력 집중이 없으므로 Eq. (4)를, 용접선(weld line)부분은 국부 응력 집중이 발생하므로 Eq. (5)를 평가 기준으로 적용하였으며 그 결과, 현 상태의 압력용기는 ASME Sec. III 설계 기준 관점에서 안전함을 알 수 있다.

Fig. 5는 Fig. 2(b)의 원주 방향 프로파일(profile)을 사용하여 평면 변형율(Plane Strain)조건을 적용한 모델이다. 따라서 길이 방향으로 완전 부식된 보수적인 가정이다. 유한요소 모델은 대칭성을 바탕으로 1/2 모델을 사용하였다.

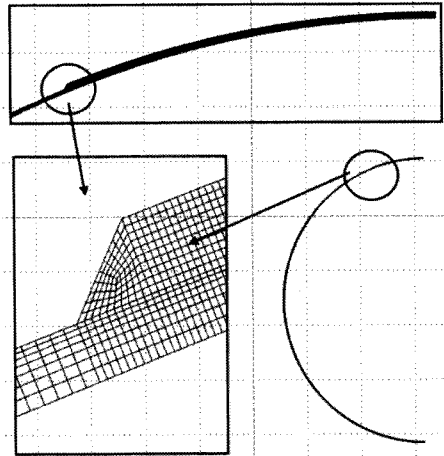
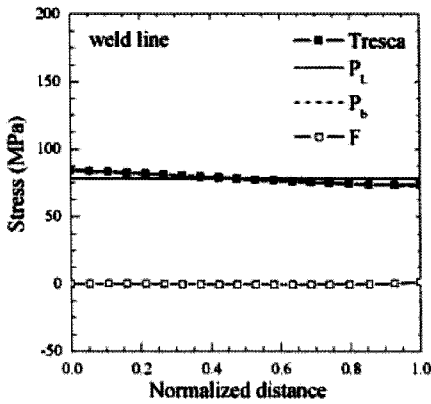
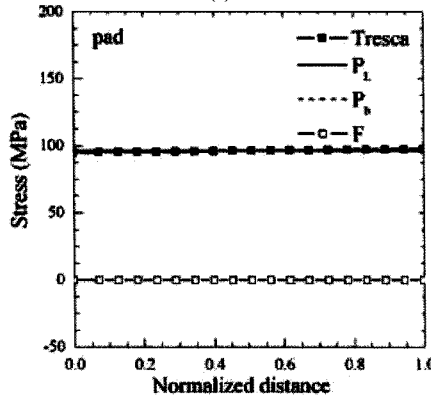


Fig. 5. Schematic diagram of axially part-through corroded shell.



(a)



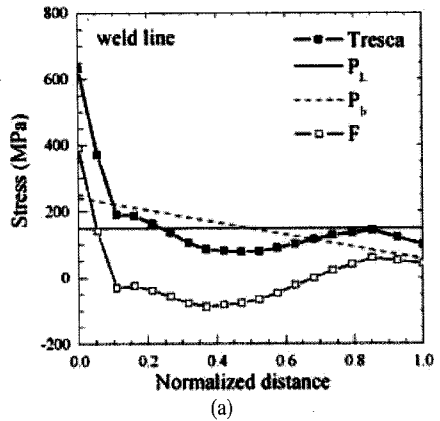
(b)

Fig. 4. Stress distribution and stress decomposition for the part-through corroded pressure vessel with patch. (a) at weld line, (b) at the center of patch.

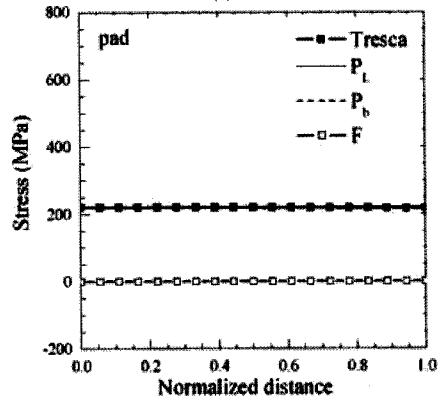
Table 3. Decomposed stress for part-through corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	P_L+P_b (2)	S_m	$1.5S_m$ (5)	S_m/P_m or (6)/(4)
Weld line	-	78.1	6.05	0.26	84.15	118	177	2.08
patch	96.3	0	0	-	-			1.23

Fig. 6 및 Table 4는 평면 변형율 조건에서 각 성분 응력을 나타낸다. Table 4에서와 같이 평면 변



(a)



(b)

Fig. 6. Stress distribution and stress decomposition for the axially part-through corroded pressure vessel with patch. (a) at weld line, (b) at the center of patch.

Table 4. Decomposed stress for part-through corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	P_L+P_b (a)	S_m	$1.5S_m$ (b)	S_m/P_m or (b)/(a)
Weld line	-	50.6	42	46.3	92.6	118	177	1.91
patch	-	117.4	41.7	100.5	159.1			1.11

형을 조건하에서 현 상태의 압력 용기는 설계 코드 기준을 만족함을 알 수 있다. 내압을 받는 압력 용기는 축 방향 응력에 비해 원주 방향응력이 더 크며 따라서 내압에 의한 축 방향 인장응력을 고려한 축 대칭 2차원 모델에 비해 내압에 의한 원주 방향 응력을 고려한 평면 변형을 모델의 안전계수가 낮음을 Table 3 및 Table 4에서 확인할 수 있다.

4.2. 셸 완전 침식에서의 응력 해석

4.2.1. 2차원 해석

Fig. 7(a)는 패치가 부착된 셸 안쪽 부분이 완전 침식된 경우를 나타낸다. 압력용기 두께 조사결과 2mm/year의 속도로 침식되므로 보수적인 평가를 위해 셸 완전 침식에서의 응력 해석을 수행하였다. Table 5는 이와 같은 형상 조건일 때 각 지점에서 발생하는 응력을 성분 응력으로 분해한 결과이다. 원주 방향으로 완전 침식된 셸의 경우 용접 선 부분에서 응력 집중이 발생하며 특히 모서리 부분에서 peak 응력이 발생한다. 반면 응력 집중부에서 충분히 떨어진 셸 부분 및 패치 중앙 부분에서는 내압에 의한 원주 방향 응력이 주요한 응력으로 작용한다. Table 5에서와 같이 패치 내부 셸 완전 부

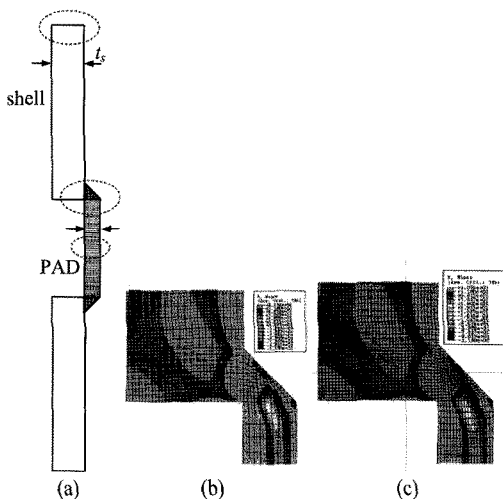


Fig. 7. Schematic diagram of circumferentially through-wall corroded shell with pad and (b) corresponding mesh and (c) corresponding fine mesh.

Table 5. Decomposed stress for circumferentially through-wall corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	P_L+P_b (a)	S_m	$1.5S_m$ (b)	S_m/P_m or (b)/(a)
Shell	99.4	0	0	-	-	118	177	1.19
Patch	220.5	0	0	-	-			0.54
Weld line	-	149.5	92.0	389.3	241.5			0.73
Weld line fine mesh	-	143.7	91.3	653.6	235.0			0.75

Table 6. Decomposed stress for axially through-wall corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	P_L+P_b (a)	S_m	$1.5S_m$ (b)	S_m/P_m or (b)/(a)
Weld line	-	238.9	315.5	222.6	554.4	118	177	0.32
Patch	-	226.8	264.9	19.3	491.7			0.36

식에서는 용접부와 충분히 떨어진 셸을 제외한 모든 부분에서 응력 조건을 만족하지 않음을 알 수 있다.

Fig. 7 (c)는 요소 크기가 응력 해석 결과에 미치는 영향을 파악하기 위해 Fig. 7(b)에 비해 2배 조밀한(fine) 요소를 사용한 모델로서 Table 5에서와 같이 peak 응력을 제외한 막 응력 및 굽힘 응력의 변화량은 미미하였다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 7(b)와 같은 요소 크기를 기본 조건으로 응력해석을 수행하였다.

셸 완전 부식에 대한 또 다른 보수적인 가정인 평면 변형을 모델에 대한 응력 해석 결과는 Table 6에서 확인할 수 있으며 용접선과 패치 중심에서 모두 응력 조건을 만족하지 못한다. 4.1장에서와 같이 축 방향 응력에 비해 원주 방향 응력이 주요함을 확인할 수 있다.

4.2.2. 3차원 해석

Fig. 8 및 9는 셸이 완전 부식된 압력용기의 형상 및 3차원 유한요소 망을 나타낸다. 축 대칭을 바탕으로 1/4모델을 사용하였으며 응력 산출 지점은 Fig. 9와 같이 응력 집중이 발생할 수 있는 네지점을 선정하였다. “A지점”은 패치가 원주 방향으로 셸과 만나는 용접선 부분으로 2차원 평면 변형을 조건에서의 응력 산출 지점에 해당하며 “C지점”은 패치가 축 방향으로 셸과 만나는 용접선 부분으로 축 대칭 2차원 모델에서의 응력 산출 지점에 해당한다. “B지점”은 A 및 C지점에서의 응력 집중의 중첩 영향을 파악하기 위해 응력 산출 지점으로 선정하였으며 “D”지점을 통해 원주 및 축 방향으로 제한된 패치 크기에서 작용응력을 파악할 수 있다.

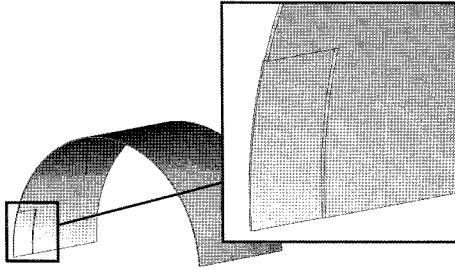


Fig. 8. Schematic illustration for through-wall corroded shell with patch.

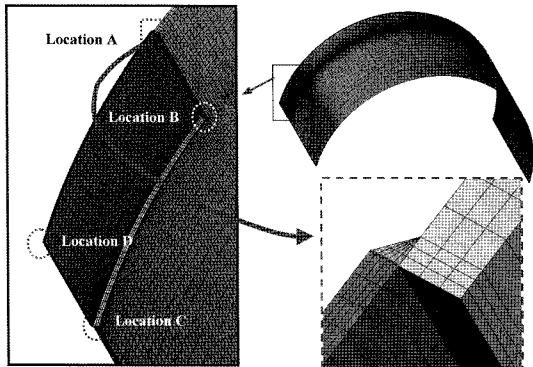


Fig. 9. FE mesh for through-wall corroded shell. Four representative path was selected for stress analyses.

Table 7. Decomposed stress for circumferentially though-wall corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	P_L+P_b (a)	S_m	$1.5S_m$ (b)	S_m/P_m or (b)/a
A	-	223.5	264.8	120.1	488.3	118	177	0.36
B	-	71.0	56.7	139.3	127.7			1.39
C	-	131.5	77.1	208.2	208.6			0.85
D	-	225.2	30.8	0.37	256			0.69

Table 7은 패드 내면이 완전 부식된 경우에서 각 지점에서의 응력 성분 결과로서 설계 기준을 만족하지 못함을 알 수 있다. Table 5 및 Table 6은 3차원 감육 형상을 각각 보수적인 2차원 모델로 가정하였을 때의 결과로서 “A지점”, “C지점” 및 “D지점”에서의 응력 마진이 Table 7에 비해 낮음을 확인할 수 있다. 이와 같은 결과는 2차원 해석 시 적용하는 감육 형상이 보수적이기 때문이다.

4.3. 추가 패치 보강 시 응력 해석

4.3.1. 2차원 응력 해석

Fig. 10(a)는 원주 방향으로 완전 침식된 셸의 기존 패치에 추가적으로 패치를 설치한 경우이다. 추가 패치의 두께는 앞에서 언급했던 ASME Sec. VIII

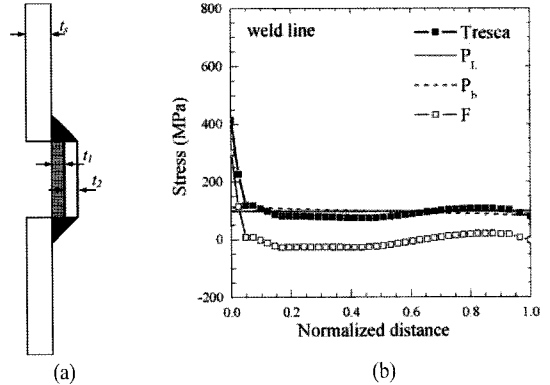


Fig. 10. (a) Schematic illustration of circumferentially through-wall corroded shell with additive patch and (b) Stress distribution and stress decomposition for the Fig. 8(a) configuration with $t_2 = 10\text{mm}$.

UG-27에서 제시하는 내압을 받고 있는 셸 두께 산정 식을 이용하여 구했다. 산출된 값은 17.23mm로 기존 패치와 추가 패치의 두께 합이 이 값을 만족하도록 추가 패치의 두께(t_2)를 10mm로 선정하였고, 비교를 위해 코드 제안식을 만족하지 못하는 5mm의 경우도 확인해 보았다.

Fig. 10(b) 및 Table 8은 $t_2 = 5, 10\text{mm}$ 인 경우에 해당하는 응력 및 분해 응력을 나타낸다. 추가 패치를 부착하면 강성이 증가하여 용접 선 및 패치

Table 8. Decomposed stress for circumferentially though-wall corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	P_L+P_b (a)	S_m	$1.5S_m$ (b)	S_m/P_m or (b)/a
Weld line (5)	-	111	32	331	143	118	177	1.24
Patch (5)	138	0	0	-	-			0.85
Weld line (10)	-	98	15	301	113			1.56
Patch (10)	97	0	0	-	-			1.21

Table 9 Decomposed stress for axially though-wall corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	P_L+P_b (a)	S_m	$1.5S_m$ (b)	S_m/P_m or (b)/a
Weld line (5)	-	180	132	658	312	118	177	0.57
Patch (5)	-	222	192	120	414			0.43
Weld line (10)	-	180	130	659	310			0.57
Patch (10)	-	222	192	120	414			0.43

중양에서의 응력은 줄어들게 된다. 그 결과 두 가지 두께에 대해 용접 선에서의 응력 기준은 ASME 코드 기준을 만족하는 것으로 나타났다. 반면 $t_2 = 5\text{mm}$ 의 경우 용접 패치에서의 응력은 광역 막 응력 기준을 만족하지 않았으며 이는 2개의 패치 두께 합이 두께 산정 식 기준인 17.23mm보다 작기 때문이다.

평면 변형을 모델에서 응력은 Table 9에서 확인 가능하다. 추가 패치의 두께(t_2)가 10mm인 경우 축대칭 2차원 모델에서는 응력 조건을 만족하지만 평면 변형율 모델에서는 원주 방향 응력으로 인해 응력 기준을 만족하지 못함을 확인할 수 있다.

4.3.2. 3차원 응력 해석

Fig. 11(a)는 추가 패치가 없는 완전 침식된 셸, Fig. 11(b)는 완전 침식된 셸에 추가 패치($t_2 = 10\text{mm}$)가 장착된 유한요소 망을 나타낸다. 이 때, 기존 패치에서는 침식에 의한 결함이 없는 상태이다. 이와 같은 경우 2차원 해석 결과를 살펴보면 5t 두께의 추가 패치를 덧붙인 경우 용접 선에서의 국부 응력 기준을 만족하였지만 패치 중앙의 광역 응력 기준은 만족하지 않았다. 반면 10t 두께의 추가 패치는

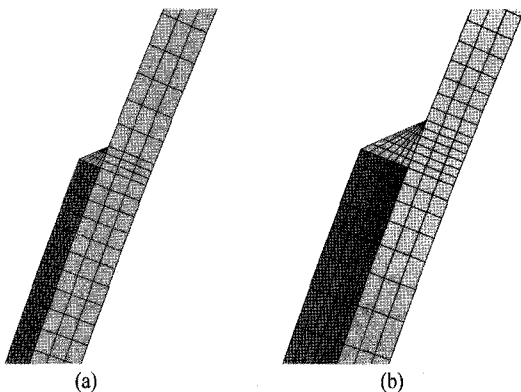


Fig. 11. FE comparison of meshes between (a) through-wall corroded shell with existing patch and (b) thickened patch.

Table 10. Decomposed stress for circumferentially through-wall corroded shell

	P_m	P_L	P_b	F	$P_L + P_b$ (a)	S_m	$1.5S_m$ (b)	S_m/P_m or (b)/(a)
A	-	121	92	256	212.4	118	177	0.83
B	-	74	53	153	126.9			1.39
C	-	59	37	144	96.1			1.84
D	-	98	38	0.5	135.4			1.31

용접 선 및 패치 중앙에서 두 응력 기준을 만족하였으므로 3차원 해석에서는 10t 두께만을 고려하였다.

Table 10은 이와 같은 조건에서 산출된 분해 응력의 정량적인 값을 나타낸다. 이 때 각 응력 산출 지점은 Fig. 9에서와 동일하다. 4.2.2절에서와 같이 3차원 모델은 2차원 모델에 비해 축 방향 및 원주 방향으로 제한된 감육 길이를 가지며 따라서 보수적인 2차원 해석 결과에 비해 응력 마진이 개선됨을 알 수 있었다. 이와 같은 경향은 추가 패치를 설치한 결과인 Table 10에서도 확인할 수 있다. 그러나 원주 방향 응력에 의해 발생하는 “A 지점”에서의 등가 응력은 Table 10에서와 같이 여전히 응력 기준을 만족하지 못한다. A, B 및 C 지점은 기하학적인 형상으로 인해 응력 집중이 크게 발생할 수 있는 지점이다. 따라서 완전 침식된 기하학적 형상에서의 “A 지점” 응력은 보수적인 값이며 실제 상황에서는 응력 마진이 개선될 수 있음을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 내부 부식 감육부를 갖는 압력 용기의 보강 및 향후 사용에 대한 안전성 평가를 수행하였다. 이를 위해 ASME 설계 코드 기준을 적용하여 패치 보강 되어있는 현 상태 및 현재의 부식 진행 속도로 발생할 수 있는 다양한 경우에 대해 응력 마진을 산출하였으며 이를 통해 정량적으로 사용 적정성 평가를 수행하였다.

셸 부분이 부식 감육된 압력 용기는 강성 보강 및 응력 집중 완화를 위해 8t 패치가 보강되어 있다. 그러나 현재의 부식 진행 속도로는 다음 검사 기간까지 셸 부분이 완전 관통 부식될 위험이 크므로 추가 패드 보강이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 설계 기준을 바탕으로 2차원 및 3차원 유한요소 해석을 통해 추가 패드 두께를 산정하였다.

그 결과 셸이 완전 부식된다는 보수적인 가정하에서 10t 추가 패치를 추가 보강한다면 원주 방향 응력에 의한 응력 집중부를 제외하면 설계 기준을 만족함을 알 수 있다. 그러나 완전 감육에 의한 기하학적 응력 집중은 지나치게 보수적인 가정이다. 따라서 10t 추가 패드 보강을 통해 압력용기를 안정적으로 사용할 수 있음을 알 수 있다.

감사의 글 : 본 연구는 지식경제부의 에너지기술혁신 프로그램으로 지원되었으며 이 논문은 “차세대에너지안전연구단”의 연구 결과입니다(세부과

제번호 : 2007-M- CC23-P-11-1-000).

참고문헌

- 1) API, "Fitness-for-Service", 2000.
- 2) ASME, "Rules for construction of nuclear power plant components", ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. III, 2004.
- 3) ASME, "Rules for construction of pressure vessels", ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. VIII, 2004.
- 4) ASME, "Materials", ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Sec. II, Part D-Properties, 2004.
- 5) Hibbit Karlsson & Sorensen, Inc., "ABAQUS Standard/User's Manual, Version 6.4", 2003.