

LNG 운반선 비계 모듈의 8단 탑재 방안 연구

신상훈¹, 고대은^{2*}

¹경운대학교 항공기계공학과, ²동의대학교 조선해양공학과

A Study on 8-Stage Loading Method of the Scaffolding Module for LNG Carriers

Sang-Hoon Shin¹, Dae-Eun Ko^{2*}

¹Department of Aero Mechanical Engineering, Kyungwoon University

²Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-Eui University

요약 멤브레인(membrane) LNG 운반선 화물창(cargo containment)의 공사 작업대인 비계 시스템(scaffolding system)은 다양한 형상의 부재들로 구성된 대형 트러스 구조물이다. 비계 시스템의 설치 기간 및 공정을 단축하기 위해서는 모듈의 탑재 단위를 기존의 2단에서 8단으로 대형화하는 것이 매우 효과적이다. 모듈이 대형화하여 탑재 하중이 증가하면 메인 수직 파이프를 연결해주는 핀(pin)과 홀(hole) 주위의 국부 응력 증가가 예상되므로 구조안전성을 확보하기 위한 사전 평가가 중요하다. 본 연구에서는 인장강도 시험을 통해 파손 취약 부위를 확인하고 이에 대한 구조 안전성을 정량적으로 검토하기 위해 접촉 응력 해석을 수행하였다. 인장강도 시험을 통해 최상부의 수직 방향 파이프에 발생하는 평균 하중 부근에서 홀의 변형이 육안으로 관찰되었으며, 홀 주위의 응력 크기는 접촉 응력 계산을 통해 확인하였다. 접촉 문제를 Herzian 접촉 응력 관점에서 접근하였고, 핀과 홀을 포함하는 부분의 재료 항복강도와 접촉 응력의 비교를 통해 8단 탑재의 가능성을 검토하였다. 결과로서, 기존 재료의 비계를 이용한 8단 탑재 방안은 부적합함을 확인하였으며, 파손 취약 부위에 대한 정량적 구조평가 결과를 바탕으로 8단 탑재 시의 구조안전성 확보를 위한 방안들을 제시하였다.

Abstract The scaffolding system, which is a construction workbench of the cargo containment for a membrane LNG carrier, is a large truss structure composed of various members. To shorten the installation period and process of the scaffolding system, it is effective to enlarge the mounting unit from the existing two stages to eight stages. Owing to the increase in lifting load according to the large size of the module, the stresses around the pin and hole will be increased significantly. In this study, a tensile strength test and contact stress analysis were performed to confirm the structural safety. The relatively large hole deformation was observed visually near the average load generated in the vertical pipe at the top through tensile strength tests. A contact stress calculation confirmed the stress distribution around the hole. The contact problem was dealt with in terms of the Herzian contact stress. The possibility of 8-stage loading was examined by comparing the yield strength and contact stresses of failure critical locations. As a result, the 8-stage loading method of the existing scaffolding material was inadequate, and a new loading method with proper safety is proposed.

Keywords : Scaffolding System, Membrane LNG Carrier, Pin and Hole, Tensile Strength Test, Herzian Contact Stress, 8-Stage Loading

*Corresponding Author : Dae-Eun Ko(Dong-Eui Univ.)

email: deko@deu.ac.kr

Received July 20, 2020

Accepted November 6, 2020

Revised September 16, 2020

Published November 30, 2020

1. 서론

멤브레인(membrane) LNG 운반선의 화물창(cargo containment) 공사 작업대인 비계 시스템(scaffolding system)은 다양한 형상의 부재들과 연결재를 통해 조립되는 대형 트러스 구조물이다. Fig. 1은 조립이 완성된 8단 구조물의 비계 시스템을 범용 pre-processor인 PATRAN을 이용하여 모델링한 모습이다.

비계 시스템은 선박뿐만 아니라 고층건물의 건축시공, 송전탑의 보수 및 발전설비 등 다양한 장소에서 다용도로 사용되고 있어 안전이 매우 중요한 요소가 된다. 안전과 관련한 연구로는 국내 건설 현장에서 발생하는 사망 재해 중 추락재해가 큰 부분을 차지하고 있어 추락재해를 예방하기 위해 가설기자재 중 비계의 사용 실태 조사를 수행한 연구[1,2]가 있으며, 구조 해석 시 설계자의 편의를 위해 단위 부재들을 등가 보로 치환하여 부재 자동 배치와 구조안전성 평가가 가능한 설계프로그램을 개발[3]한 바 있으며, 구조해석과 진동특성에 관한 연구[4,5] 등이 수행되어 왔다. 하지만, 고부가가치선인 Membrane LNG선을 꾸준히 건조해온 대한민국 조선소로서는 탑재공기 및 공정단축을 위한 공법개선이 절실한 실정이다. 이를 실현하기 위해 기존 모듈의 탑재 단위인 2단에서 8단으로 대형화 할 필요성을 인식해 왔으나, 공법의 안전성 확인없이 8단 탑재를 선불리 적용할 수 없었다. 2단 탑재 방법을 8단 탑재에 그대로 적용하는 것이 가능한지가 가장 큰 관심사이지만, 이에 대한 연구 자료가 전무하여 오랜 기간 동안 결정을 미루어온 실정이다. 또한, 가능하지 않다면 그 대안을 찾는 것이 제 2의 관심사라 할 수 있다.

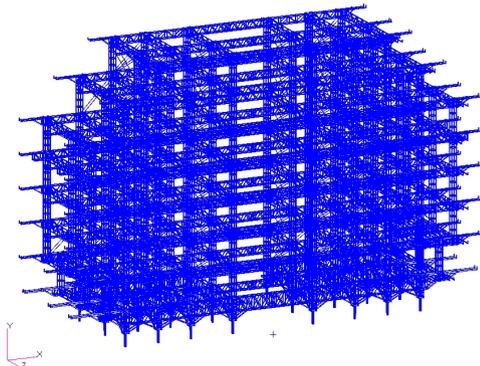


Fig. 1. Modelling shape of scaffolding module

이에 대한 해답을 제공하는 것이 본 연구의 목적이며, 인장강도 시험을 통해 비계 모듈의 탑재 시 취약 부위가 메인 수직 파이프를 연결해주는 핀(pin)과 홀(hole)임을

확인하였고, 핀과 홀의 변형은 작은 접촉 면적에 큰 응력이 집중하여 작용하기 때문에 발생하는 것이다. 본 연구에서는 핀과 홀의 접촉 형상 연구[6]를 바탕으로 접촉 문제를 Herzian 접촉 응력 관점에서 다루었고, 접촉 응력과 항복강도의 비교를 통해 구조물의 안정성을 평가하였다. 평가 결과, 2단 탑재 방법을 8단 탑재에 그대로 적용하면 접촉 응력이 재료의 항복강도를 초과하게 됨을 확인하였으며, 이를 극복하기 위한 대안을 제시하고 타당성을 검토하였다.

2. 8단 탑재로의 확대 적용

기존의 2단 탑재에서는 슬링 와이어(sling wire)로 지지하는 수평방향의 가로 지지점이 4개, 세로 지지점이 3개였는데, 이 방법을 8단 탑재에 그대로 적용하게 되면, Fig. 2와 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 가로 지지점이 10개, 세로 지지점이 3개가 된다. 각 지지점들의 간격은 대칭 형상이므로 그 절반을 Fig. 3에 도시하였다. 총 지지점의 수는 기존의 12개에서 30개로 늘어나지만, 지지 하중은 약 35 ton에서 약 150 ton으로 증가하여, 슬링 와이어 한 포인트 당 지지 하중이 2.91 ton에서 5 ton으로 약 72% 증가하게 된다.

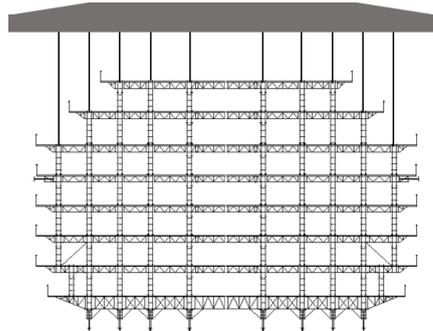


Fig. 2. Location of the sling wire in lifting (front view)

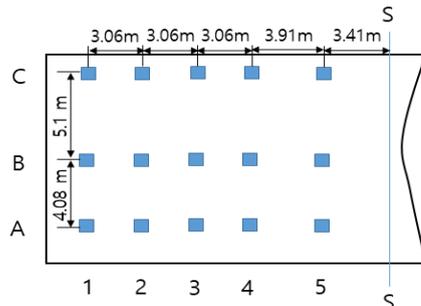


Fig. 3. Location of the sling wire in lifting (top view)

비계 기둥의 기본 구조는 Fig. 4의 (a)에 나타난 바와 같이 4개의 수직방향 파이프와 수평방향 연결용 부재들로 구성되어 있다. 이러한 기본 구조들의 수직방향은 Fig. 4의 (b)에 나타난 삽입용 파이프를 위 또는 아래에 넣고 Fig. 4의 (c)에 나타난 핀으로 연결하고, 수평방향은 수평 거더 부재로 연결한다.

수직 방향 파이프의 두께는 2.5 mm, 외경은 60 mm이며, 삽입용 파이프의 두께는 5.0 mm, 외경은 52 mm이다. 또한, 핀과 홀의 지름은 각각 13 mm, 14 mm이다.

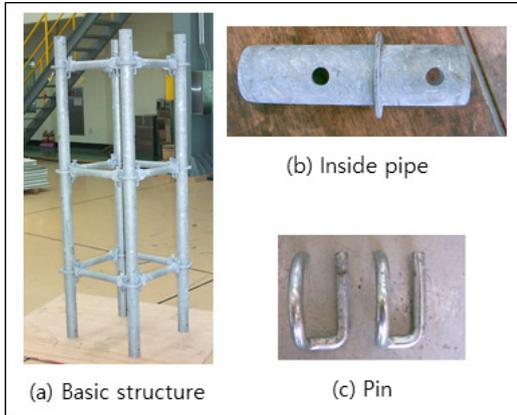


Fig. 4. Basic structure and connecting members

최상부의 수직 방향 파이프 끝에는 2단 탑재에서와 같이 인양 지그(lifting zig)와 핀으로 연결하고, 지그를 슬링 와이어와 연결하여 들어 올리게 되면, 슬링 와이어 한 포인트 당 평균 지지하중이 5 ton 이므로, 최상부의 수직 방향 파이프에 연결된 하나의 핀 당으로 환산하면 평균 1.25 ton(12.3 kN)을 부담한다고 할 수 있다. 참고로, 기존의 2단 탑재의 경우는 평균 0.73 ton(7.2 kN)을 부담한다.

3. 인장강도 시험

3.1 시험 방법

최상부의 수직 방향 파이프에 연결된 하나의 핀에 평균 12.3 kN의 하중이 걸린다. 그 이상의 하중에도 구조물이 잘 견딜 수 있는지 확인하기 위해 인장강도 시험을 수행하였다.

인장 시험은 Fig. 5에 나타난 바와 같이 하중프레임 (loading frame)에 지그를 이용하여 50 ton 용량의 유

압 하중기(actuator)를 고착하고 반력상(strong floor)에 모델을 수직으로 고정하고 다음 수직하중을 가하도록 배치하였다. 하중은 정적 인장하중을 5 kN 씩 단계적으로 서서히 증가시키면서 시험 모델이 파단이 될 때까지 시험을 수행하였고, 시험 중에 핀과 홀의 변형상태를 육안으로 관찰하면서 진행하였다. 시험 모델은 Fig. 5의 오른쪽과 같으며, SGT450 재료의 실제와 동일한 부재로 구성하여 두 개의 모델을 준비하였다.

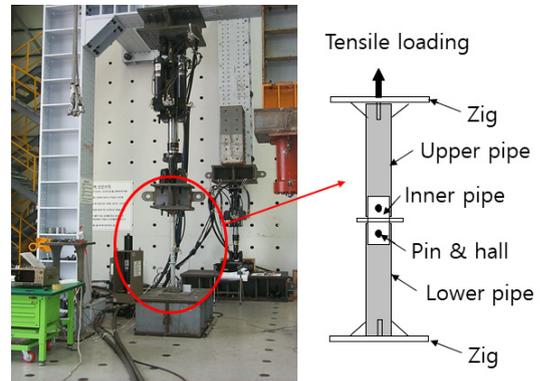


Fig. 5. Tensile strength test

3.2 시험 결과

시험 모델이 파단 되는 최대 인장력은 두 모델 모두 45 kN으로 핀 당 평균 작용 하중인 12.3 kN에 비해 매우 큰 값이라고 할 수 있으나, 인장 하중이 15 kN에서부터는 육안으로도 홀의 변형이 관찰되어 15 kN 부근에서는 홀 주위에 소성변형이 발생함을 확인하였다. 하중 변위 관계를 나타내는 Fig. 6에서도 10 kN 이상에서는 그래프의 선형성이 떨어져 탄성한계를 넘어간다고 판단되며, 8단 탑재를 진행한다면 홀의 영구 변형으로 인해 연속 사용이 불가능하게 될 것으로 생각된다.

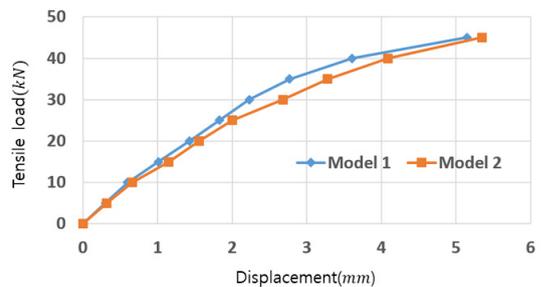


Fig. 6. Experimental data related to load and displacement

파단 후 시험 모델을 살펴보면, 핀에는 약간의 휨 현상이 발생하였고, 내부 연결 파이프의 경우는 홀 주위에 약간의 변형이 발생되고 가장자리에 흠이 파이는 것을 관찰할 수 있으나 큰 변형은 아니었다. 하지만, 메인 파이프인 외부 수직파이프의 경우는 2개의 모델이 Fig. 7과 같이, 연결되어있는 하부 수직파이프에서 하중방향으로 홀이 타원형으로 늘어나 최종적으로 파손되었다. 따라서 상대적으로 두께가 얇은 외부 수직파이프의 홀 주위가 가장 취약한 것으로 확인되었다.

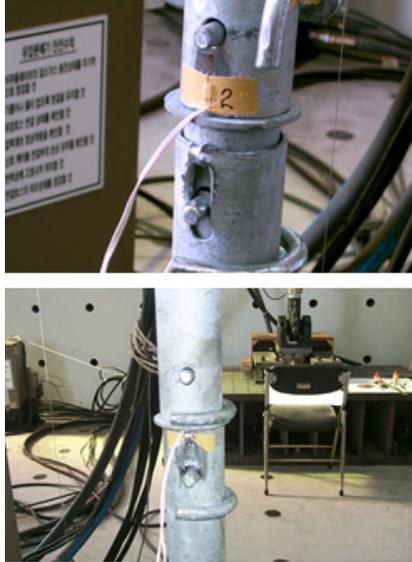


Fig. 7. Damage shape of test models

15 kN이 가해지면 홀 주위에 영구 변형이 발생한다고 판단되나 정확한 응력의 크기는 인장강도 시험으로 계측하기가 어려우므로, 핀과 홀 또는 축과 베어링 사이의 국부 압력[7]을 추정하는데 필수적인 접촉 응력의 평가가 요구된다.

4. 접촉 응력 평가

4.1 등가 접촉 모델링

일반적으로 두 탄성체의 접촉은 등가의 탄성면과 강체면의 접촉으로 모델링 할 수 있다[8].

Fig. 8의 (a), (b)와 (c)는 누름 하중(P)를 받는 탄성체 실린더의 여러 가지 접촉 형상을 보여주고 있으며, (d)는 등가의 접촉 모델을 나타내고 있다. 탄성체 실린더의 등

가 곡률 반경(R_{eq})은 Eq. (1)과 같다. 식의 중간에 나타낸 부호는 Fig. 8의 (a) 경우는 (+) 이고, Fig. 8의 (c) 경우는 (-) 이다. R_1 과 R_2 는 각 곡면의 곡률반경을 의미한다.

또한, 등가 탄성계수(E_{eq})는 Eq. (2)와 같다. E_1 과 E_2 는 각 재료의 탄성계수를, ν_1 과 ν_2 는 각 재료의 포아송비를 의미한다.

$$R_{eq} = \left(\frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} \right)^{-1} \quad (1)$$

$$E_{eq} = \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)^{-1} \quad (2)$$

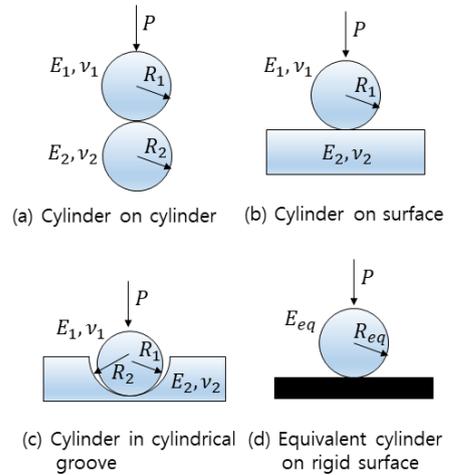


Fig. 8. Equivalent contact modeling

누름 하중(P)를 받고 등가 곡률 반경(R_{eq})와 등가 탄성계수(E_{eq})를 갖는 등가의 접촉 모델에 대한 반 접촉 길이(a) 및 변형량(δ), 접촉면에 발생하는 압력(p)을 타원형으로 가정한 형상을 Fig. 9에 나타내었고, 이에 대한 기학적 적합조건은 Eq. (3)과 같이 나타낼 수 있다. p_{max} 는 최대 접촉 압력이고, l 은 두 접촉 물체의 길이방향의 거리를 의미한다.

$$\frac{p_{max}}{aE_{eq}}(a^2 - x^2) = \delta - \frac{x^2}{2R_{eq}} \quad (3)$$

Eq. (3)에 $x = 0$ 을 대입하여 δ 를 구하면, Eq. (3)은 Eq. (4)와 같이 나타낼 수 있다.

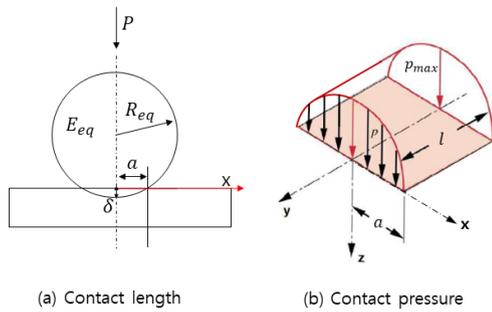


Fig. 9. Contact length and pressure

$$\frac{p_{\max}}{aE_{eq}}(a^2 - x^2) = \frac{ap_{\max}}{E_{eq}} - \frac{x^2}{2R_{eq}} \quad (4)$$

Eq. (4)에 $x = a$ 를 대입하여 반 접촉 길이(a)를 구하면 다음과 같다.

$$a = \frac{2p_{\max}R_{eq}}{E_{eq}} \quad (5)$$

누름 하중(P)와 최대 접촉 압력(p_{\max})과의 관계를 구하면 다음과 같다.

$$P = \int_{-a}^a p(x)l dx = \frac{p_{\max}l}{a} \int_{-a}^a \sqrt{(a^2 - x^2)} dx \quad (6)$$

$$= \frac{\pi a l p_{\max}}{2}$$

$$p_{\max} = \frac{2P}{\pi a l} \quad (7)$$

Eq. (5)에 Eq. (7)을 대입하면 반 접촉 길이는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$a = \sqrt{\frac{4PR_{eq}}{\pi l E_{eq}}} \quad (8)$$

4.2 비계 핀과 홀의 접촉 응력

비계의 핀과 홀의 접촉 문제는 Fig. 8의 (c)와 같은 형태라고 할 수 있다. 8단 탭재의 적합성을 확인하기 위해 계산에 사용된 누름 하중, 등가 곡률 반경 및 등가 탄성 계수는 Table 1에, 계산 결과는 Table 2에 정리하였다.

누름 하중(P)에 핀 당 평균 하중인 12.3 kN을 적용한 8단 탭재와 7.2 kN을 적용한 2단 탭재에 대해 계산된 접촉 응력 분포를 Fig. 10에 나타내었다. 가로축은 반 접촉 길이에 대한 위치를 무차원화 하여 나타낸 것이다.

Table 1. Using data for 8-stage loading

Item	data
Pressing load(P)	12.3 kN
R_1	6.5 mm
R_2	7 mm
R_{eq}	91 mm
E_1	205 GPa
E_2	205 GPa
E_{eq}	112.64 GPa

Table 2. Contact stress calculation result

Item	Calculation result
Half contact length(a)	0.92 mm
Max. contact stress(p_{\max})	568.4 MPa

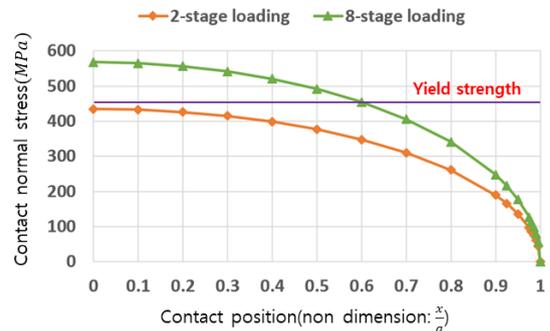


Fig. 10. Contact normal stress distribution

기존의 2단 탭재의 경우는 최대 접촉 응력이 435 MPa로서 항복강도의 96.7%에 해당되지만, 8단 탭재의 경우는 접촉면적의 60%가 재료의 항복강도인 450 MPa를 초과하므로 기존 SGT450 재료의 비계를 이용한 8단 탭재 방안은 구조강도상 부적합하다고 판단된다.

5. 문제해결 방안

수직 방향 파이프에 연결된 하나의 핀에 평균 12.3 kN의 하중이 걸리는데, 최대를 걸리는 하중을 계산하기 위해 Fig. 11과 같이 수직방향 파이프 120개의 끝을 고

정하고 자중만을 주어 계산해 본 결과 최대 하중은 13.64 kN이고, 최소 하중은 9.15 kN이다. 조선소에서 사용하는 크레인에는 이퀄라이저(equalizer)가 부착되어 와이어의 길이를 자동으로 조절함으로써 와이어에 걸리는 인장력을 균일하게 맞추기 때문에 실제 최대 하중은 상기의 해석상 최대 하중보다 그 크기가 작다[9]. 본 연구에서는 안전성 확보 측면에서 보수적인 값으로 접근하기 위해 구조해석을 통한 최대 하중 값을 적용하였다.

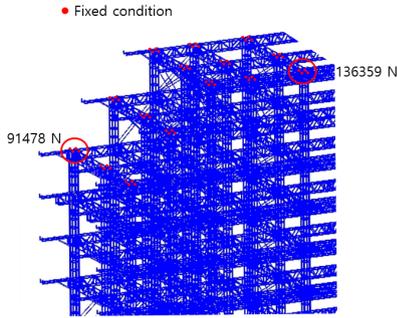


Fig. 11. Maximum and minimum supporting load

5.1 해결방안 1

첫 번째 해결방안은 고강도 재료의 비계를 도입하는 방법이다. 현재의 비계 재료인 SGT450 보다 고강도 재료는 SGT550과 최근에 출시된 SKT700이 있다. 두 재료의 항복강도는 각각 550 MPa과 620 MPa이다.

누름 하중(P)에 핀 당 최대 하중인 13.64 kN을 적용한 8단 탑재에 대해 계산된 접촉 응력 분포를 Fig. 12에 나타내었다. 계산된 최대 접촉은 598.6 MPa이다.

SKT700 재료의 제품을 도입하면 최대 접촉 응력이 Table 3과 같이 항복강도의 96.5%가 되어 평균 하중을 적용한 기존 SGT450 재질의 비계를 2단 탑재하는 방법 이상의 안전성을 확보할 수 있다.

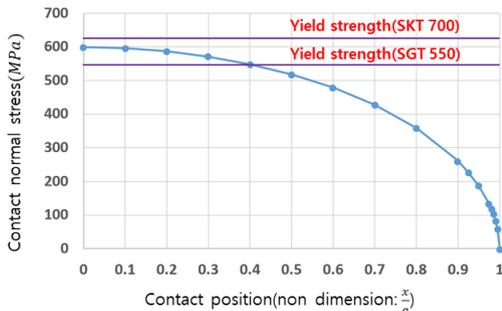


Fig. 12. Contact normal stress distribution and yield strength

Table 3. Comparison of existing method and solution plan 1

Loading method	Material	Applied load	Max. contact stress/ Yield strength
2-stage	SGT450	Mean	96.7 %
8-stage	SKT700	Maximum	96.5 %

5.2 해결방안 2

두 번째 해결방안으로는 접촉면적을 넓혀 최대 접촉 응력을 낮추는 방법이다. 이 방안을 적용하면 SGT550 재료의 제품도 사용 가능하다. 핀과 홀의 접촉 응력은 반지름의 차($\Delta R = R_2 - R_1$)에 크게 영향을 받는데, 핀 반지름 R_1 은 그대로 두고 홀 반지름 R_2 를 6.8 mm로 줄이면 반 접촉 길이 a 가 1.23 mm로 늘어난다. 이러한 경우, 누름 하중(P)에 핀 당 최대 하중인 13.64 kN을 적용한 8단 탑재에 대해 계산된 접촉 응력 분포를 Fig. 13에 나타내었다. 계산된 최대 접촉은 470.4 MPa이다. 이 경우, 최대 접촉 응력은 Table 4에 나타낸 바와 같이 항복 강도의 85.5%에 해당되어 기존 SGT450 재질의 비계를 2단 탑재하는 것보다 더 높은 안전성이 확보된다.

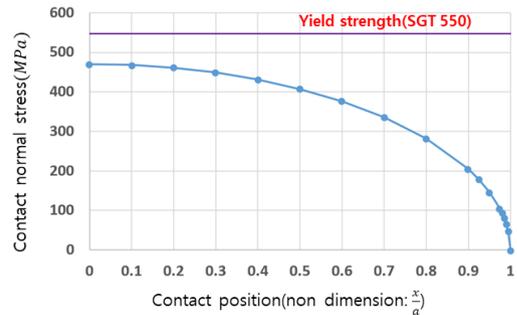


Fig. 13. Contact normal stress distribution and yield strength

Table 4. Comparison of existing method and solution plan 2

Loading method	Material	Hole radius	Applied load	Max. contact stress/ Yield strength
2-stage	SGT450	7 mm	Mean	96.7 %
8-stage	SGT550	6.8 mm	Maximum	85.5 %

두 가지 해결방안은 모두 비용이 발생한다. 8단 탑재를 통한 생산성 향상을 위해서 기존의 비계 시스템을 다

른 재료의 제품으로 대체할 것인지는 경제성 검토를 통한 조선소의 선택일 것이다.

6. 결론

본 연구에서는 LNG 운반선 비계 모듈의 8단 탑재 가능성을 확인하기 위해 인장강도 시험과 접촉 응력 계산을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 인장강도 시험에서 비계 모듈의 탑재 시 최상부의 수직 방향 파이프에 발생하는 평균 하중 12.3 kN 보다 낮은 하중에서는 하중-변위 선도가 선형성을 보이지만 그 이상의 하중에서는 탄성한계를 벗어나는 것으로 판단되며, 접촉 응력 계산을 통해서도 최상부의 수직 방향 파이프에 발생하는 평균 하중을 적용하면 접촉면적의 60%가 재료의 항복강도인 450 MPa을 초과하여 기존 비계 재료의 8단 탑재 방안은 부적합하다고 판단된다.
- (2) 비계 모듈의 탑재 단위를 8단으로 대형화하여 생산성을 향상시키고 이에 대한 안전성을 확보하기 위한 2가지 방안을 제시하였다. 첫째는 같은 크기 및 형상의 SKT700 재료의 제품을 도입하는 방안이고, 둘째는 핀 홀의 반지름을 0.2 mm 줄인 SGT550 재료의 제품을 도입하는 방안이다. 두 방안 모두 기존 SGT450 재질의 비계를 2단 탑재하는 방법 이상의 구조안전성을 확보할 수 있다.
- (3) 향후 필요한 연구로는 비용을 최소화하기 위해 기존의 비계 시스템을 그대로 적용할 수 있는 8단 탑재 방안을 마련하고, 적재 장소 문제 해결과 비계의 분해 및 조립 공정을 단축하기 위한 8단 모듈의 해상 운송 방안을 수립하는 것이라 할 수 있다.

References

[1] J. K. Park and S. G. Jeong, "The Survey of the Current Situation for System Scaffolding in the Domestic Construction Site", *Journal of the Korean Society of Safety*, vol. 25, no. 3, pp. 107-111, 2010.

[2] J. K. Park, "The Survey of the Current Situation for System Scaffolding in the Domestic Construction Site(II)", *Journal of the Korean Society of Safety*, vol. 30, no. 2, pp. 35-40, 2015.
DOI: <http://dx.doi.org/10.14346/JKOSOS.2015.30.2.35>

[3] H. T. Lee, S. B. Shin and Y. K. Park, "Development of the Automatic Design Program for Scaffolding System of the Membrane LNG Carrier", *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, vol. 47, no. 2, pp. 233-241, 2010.
DOI: <https://doi.org/10.3744/SNAK.2010.47.2.233>

[4] B. J. Ryu, C. R. Lee and H. S. Kim, "Structural Analysis and Vibration Characteristics of Scaffolding Structures", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, vol. 19, no. 5, pp. 491-498, 2009
DOI: <https://doi.org/10.5050/KSNVN.2009.19.5.491>

[5] B. J. Oh, B. J. Ryu and Y. S. Lee, "Structural and Vibration Characteristics for the Scaffolding System of LNG Cargo Containment", *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, vol. 20, no. 6, pp. 546-554, 2010
DOI: <https://doi.org/10.5050/KSNVE.2010.20.6.546>

[6] H. K. Kim, "Conditions for Assuming Hertzian Stress for the Contact between a Circular Pin and Hole", *Journal of the Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers*, vol. 31, no. 5, pp. 189-194, 2015.
DOI: <http://dx.doi.org/10.9725/kstle.2015.31.5.189>

[7] S. H. Shin, "Effects of Propeller Forces on the Propeller Shaft Bearing during Going Straight and Turning of Ship", *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 52, No. 1, pp.61-69, 2015.
DOI: <https://doi.org/10.3744/SNAK.2015.52.1.61>

[8] I. J. Cho, Y. H. Yu, B. Lee and Y. J. Cho, "Fatigue Life Analysis of Rolling Contact Model Considering Stress Gradient Effect", *Journal of the Korean Society of Tribologists & Lubrication Engineers*, vol. 31, no. 6, pp. 272-280, 2015.
DOI: <http://dx.doi.org/10.9725/kstle.2015.31.6.272>

[9] S. H. Ham, M. I. Roh and H. Lee, "Simulation of load lifting with equalizers used in shipyards", *Automation in Construction*, vol. 61, pp. 98-111, 2016.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/i.autcon.2015.10.007>

신 상 훈(Sang-Hoon Shin)

[정회원]



- 1993년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학석사)
- 2000년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학박사)
- 1999년 3월 ~ 2017년 2월 : 현대중공업(주) 선박연구소
- 2017년 3월 ~ 현재 : 경운대학교 항공기계공학과 교수

<관심분야>

구조물의 설계/강도평가, 최적화기법 연구 및 최적설계

고 대 은(Dae-Eun Ko)

[정회원]



- 1993년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학석사)
- 1998년 8월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학박사)
- 2002년 10월 ~ 2008년 2월 : 삼성중공업(주) 구조설계팀
- 2008년 3월 ~ 현재 : 동의대학교 조선해양공학과 교수

〈관심분야〉

선박 및 해양구조물 구조설계, 용접변형 및 용접설계