한국해양공학회지 제26권 제5호, pp 87-93, 2012년 10월 (ISSN 1225-0767)
http://dx.doi.org/10.5574/KSOE.2012.26.5.087

곡선부의 구조 특성을 고려한 선박용 파이프 루프 설계식 개발

박치모* · 배병일**
*울산대학교 조선해양공학부
**현대중공업(주) 해양사업본부

Development of Design Formulas for Pipe Loops Used in Ships Considering the Structural Characteristics of Curved Portions

Chi-Mo Park* and Byoung-Il Bae**
*School of Naval Architecture and Ocean Engineering, University of Ulsan, Ulsan, Korea
**Hyundai Heavy Industry Co. Ltd., Ulsan, Korea

KEY WORDS: Pipe loop 파이프 루프, Design formula 설계식, Curvature of corners 코너부 곡률, Bending deformation correction factor 굽힘 변형 수정계수, Bending stress correction factor 굽힘 응력 수정계수, Finite element analysis 유한요소해석

ABSTRACT: *Many longitudinally-arranged pipes in ships are equipped with loops as a measure to reduce stresses caused by displacement loads conveyed from the hull girder bending and/or thermal loads of carried fluid of non-ambient temperature. But as the loops have some negative effects such as causing extra manufacturing cost and occupying extra space, the number and the dimensions of the loops need to be minimized. In the meanwhile, a design formula for pipe loops has been developed by modeling them as a spring element of which stresses and axial stiffness are calculated based on the beam theory. But as the beam theory turns out to be inappropriate to deal with the complex structural behavior in the curved corner portion of the loop, this paper aims at improving the previously developed design formula by adopting correction factors which can allow for the gap between the results of beam theory and a more accurate analysis. This paper adopts a finite element analysis with two-dimensional shell elements with some validation work for it. The paper ends with a sample application of the proposed formulas showing their accuracy and efficiency.*

1. 서 론

선박에 종 방향으로 설치되는 파이프에는 주 선체의 종 굽힘으로부터 전달되는 변위 하중 등으로 인해 큰 축 응력이 발생하게 된다. 이의 완화책의 하나로 파이프 중간 중간에 루프(Loop)를 적용하여 이들 축 하중의 상당 부분을 흡수하도록 하는 개념이 적용되어 오고 있는데, 관련 선급규정(Lloyd's Register, 2006)들은 루프의 설계에 관한 구체적인 지침 없이 피상적인 언급만을 하고 있어 조선현장에서는 설계에 어려움을 겪고 있는 실정이다. 박치모와 양박달치(2009)는 루프를 축 하중의 상당 부분을 흡수하는 스프링으로 취급하고 직선 보 이론에 기초한 루프의 설계식을 발표하여 루프의 설계가 복잡한 구조해석 없이 간단한 식에 의해 이루어질 수 있다는 가능성을 보인 바 있다. 이어서 박치모와 배병일(2010)은 파이프 루프의 코너 곡선부를 각각 직선 보 요소, 곡선 보 요소, 2차원 쉘 요소 그리고 3차원 고체 요소의 네 가지로 모델링하여 유한요소해석을 수행하고 이들 결과를 비교 분석함으로써, 파이프 곡선부의 곡률이 심할 경우 직선 보 이론은 물론이고 곡선 보 이론조차도 큰 오차를 갖는다는 연구결과를 발표한 바 있다. 이 연구 결과에 의하면, 직선 보 요소보다 곡선 보 요소가 더 큰 최대 굽힘 응력 값을 주는데, 2차원 쉘 요소와 3차원 고체 요소는 서로 비슷한 해석 결과를 주면서, 직선 보 요소와 곡선 보 요소의 응력 차이보다 더 큰 차이로, 곡선 보 요소의 응력 값보다 큰 값을 주고 있다. 따라서 직선 보 해석보다 복잡하면서 어차피 큰 오차를 갖는 곡선 보 이론은 이 경우 효용성이 낮고, 직선 보 해석 결과에 이 결과와 2차원 쉘 요소 또는 3차원 고체 요소의 해석 결과와의 차이를 수정 계수의 형태로 곱해서 정도 높은 응력 값을 구하는 방법을 제안한 바 있다.

그 후 이를 좀 더 구체화하기 위한 연구로서 박치모와 배병일(2011)은 다양한 파이프 두께/직경 비와 곡선부 곡률/직경 비를 갖는 파이프 루프에 굽힘 모멘트가 작용하는 경우에 대해 각각 직선 보 요소와 2차원 쉘 요소를 이용한 두 종류의 유한요소해석을 수행하고 각각 변형과 최대 굽힘 응력에 대한 이들 두 종류의 해석 결과를 비교하여 그 차이를 각각 굽힘 변형 수정계수와 굽힘 응력 수정계수로 나타내어 표로 정리하여 제시하였고, 이들 수정계수를 사용하여 직선 보 요소로 해석한 응력을 수정하는 방법을 제안한 바 있다.

본 연구에서는 이들 두 종류의 수정계수를 박치모와 양박달치(2009)가 직선 보 이론에 기초하여 개발한 설계식에 접목하여

교신저자 박치모: 울산광역시 남구 대학로 93, 052-259-2156, cmpark@mail.ulsan.ac.kr
본 논문은 2012년 5월 대구에서 개최된 한국해양과학기술협의회 공동학술대회에서 발표된 논문을 근간으로 하고 있음을 밝힙니다.

루프와 직선 파이프의 조합으로 이루어진 전체 파이프 시스템에 적용하였을 때 2차원 쉘 요소로 해석한 경우와 유사한 정도(accuracy)의 해를 주는 수정 설계식을 개발하고 그 유용성을 보여주는 계산 예를 제시하였다.

2. 설계식 유도과정(박치모와 양박달치, 2009)의 요약

2.1 단위 루프의 강성

Fig. 1에 보인 바와 같이 루프와 직선부로 이루어진 전체 파이프 시스템에 축[길이] 방향으로 힘 P가 작용하면 개개의 루프에는 Fig. 2에 보인 바와 같이 축력 P와 함께 파이프 직선부의 부분적인 회전구속으로 인한 모멘트 M'이 발생하게 된다. 따라서 파이프 직선부와 연결된 단위 루프의 축 강성을 구하기 위해서는 각각 축력 P와 루프 양단에 걸리는 모멘트 M'에 의한 루프의 축 변형[양단의 상대 수평 변위] δ_P와 $\delta_{M'}$을 구한 뒤 이들을 조합하여 루프의 전체 변위 δ_T를 구하고 이 값으로 축력 P를 나누어주면 된다. 이때 이들 수평 변위 계산 시 Fig. 2에 보인 루프의 대칭 조건을 이용하여 반쪽 부분인 BCDEF 구간에 대하여 B점에 대한 F점의 수평 변위를 계산한 뒤 2를 곱하여 전체 변위를 구하였으며 반쪽 부분의 수평 변위를 구할 때에는 각각 BC, CD, DE, EF 구간의 기여분을 직선 보 이론으로 구한 뒤 이들을 종합하는 방법을 택하였다. 이와 같이 구해진 δ_P, M', $\delta_{M'}$ 및 전체 변위 δ_T는 다음과 같다.

$$\delta_P = \frac{P}{12EI}[4h^3 + 6(b+\pi r-6r)h^2 + (36-12\pi)r^2h + (18\pi-56)r^3] + \frac{kP(h-r)}{GA} \quad (1)$$

$$M' = \frac{P[h(h+b+\pi r-6r)+2kEI/GA]}{2h+b+(2\pi-8)r+2\alpha l} \quad (2)$$

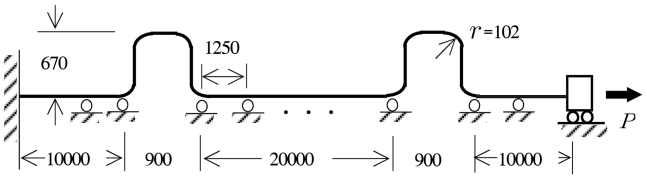

Fig. 1 Modeling of a hydraulic oil pipe [unit: mm]

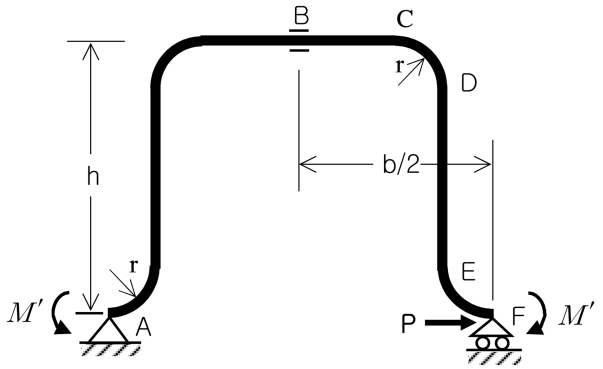

Fig. 2 Shape and dimensions of a unit loop

$$\delta_{M'} = \frac{P[h(h+b+\pi r-6r)+2k\frac{EI}{GA}]h(h+b+\pi r-6r)}{2EI(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)} \quad (3)$$

$$\delta_T = 2(\delta_P - \delta_{M'}) = \frac{P[QGA+12k(h-r)(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EI]}{6(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EIGA} \quad (4)$$

여기서 b, h 및 r는 각각 루프의 폭, 높이 및 코너부의 곡률반경이고 E, G는 각각 파이프 재료의 인장압축- 및 전단- 탄성계수, A 및 I는 파이프 단면의 면적 및 중립축에 관한 관성모멘트이고, k는 중립축 상의 최대 전단응력을 얻기 위해 평균 전단응력에 곱해야 하는 계수로서 내반경 r_i, 외반경 r_o인 파이프 단면에 대해서는 다음과 같이 표현된다.

$$k = \frac{4}{3}\left(1+\frac{r_o r_i}{r_o^2+r_i^2}\right) \quad (5)$$

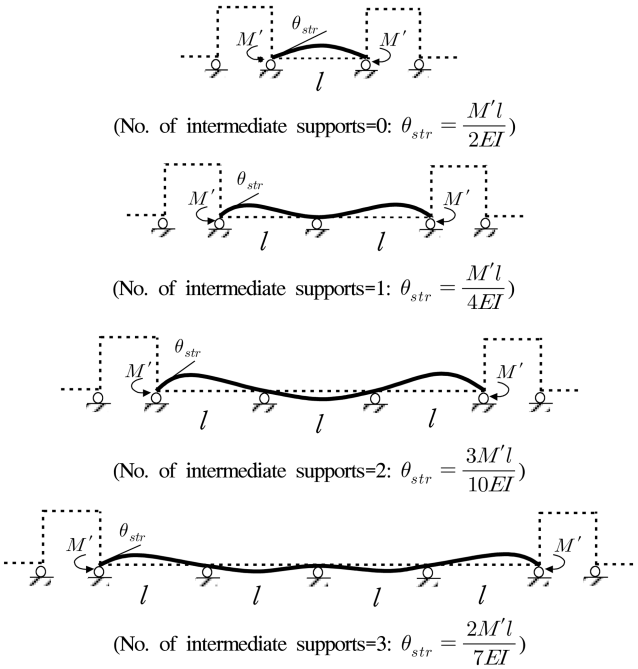

Fig. 3 Deformation modes of the straight portion of the pipe for various support conditions and the relationships between M′ and θ_{str}

Table 1 α's for various number of supports of the pipe between two adjacent loops except two end supports

No. of supports	0	1	2	3	4	…	∞
α	1/2	1/4	3/10	2/7	11/38	…	0.289

또한 α는 인접한 두 루프 사이의 파이프 직선부의 양단 지지점을 제외한 중간 지지점 수(Fig. 3)에 의존하는 계수로서 Table 1에 보인 바와 같고 l은 지지점 사이의 등 간격을 의미한다. 한편, 식 (4) 내의 Q는 루프 및 파이프 직선부 지지 상태의 기하학적 특성과 연직 구간인 DE의 전단 특성을 나타내는 계수로서

다음과 같이 표현된다.

$$Q = 2h^4 + [4b + (8\pi - 32)r]h^3 + [(6\pi - 12)rb + (72 + 6\pi^2 - 48\pi)r^2]h^2 + [(36 - 12\pi)r^2 b + (204\pi - 24\pi^2 - 400)r^3]h + (18\pi - 56)(b + 2\pi r - 8r)r^3 + 2\alpha l[4h^3 + 6(b + \pi r - 6r)h^2 + (36 - 12\pi)r^2 h + (18\pi - 56)r^3] - 12kh(h + b + \pi r - 6r)\frac{EI}{GA} \quad (6)$$

따라서 P/δ_T로 정의되는 단위 루프의 강성 k_L은 다음과 같이 구해진다.

$$k_L = \frac{6(2h + b + 2\pi r - 8r + 2\alpha l)\,EIGA}{QGA + 12k(h - r)(2h + b + 2\pi r - 8r + 2\alpha l)EI} \quad (7)$$

2.2 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성

강성이 k_L인 루프 n개와 강성이 k_{str}인 직선부로 직렬 조합된 파이프의 강성 k_{com}은 다음과 같다.

$$k_{com} = \frac{k_{str} \cdot k_L/n}{k_{str} + k_L/n} = \frac{k_{str} \cdot k_L}{nk_{str} + k_L} \quad (8)$$

여기서 전체 길이 L인 파이프의 경우 직선부의 길이는 L-nb가 되고, 단면적 A, 탄성계수 E인 파이프 직선부의 강성 k_{str}은 다음과 같다.

$$k_{str} = \frac{EA}{L - nb} \quad (9)$$

2.3 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

파이프에 변위 하중 δ_P가 작용할 때 발생되는 축력 P는 다음과 같다.

$$P = k_{com}\delta_P \quad (10)$$

식 (10)과 같은 축력 P가 걸릴 때 루프 및 파이프 직선부의 굽힘 모멘트 분포는 Fig. 4에 보인 바와 같다. 루프 수평부 및 파이프 직선부에는 굽힘 모멘트에 더하여 축력 P가 추가되므로 최대 법선응력은 루프 수평부나 파이프 직선부 시작점 중 굽힘 모멘트가 큰 곳에 발생하게 된다. 최대 법선응력의 이들 두 후보 값을 구하는 첫 단계로 루프 수평부의 굽힘 모멘트 M_{LH}와 파이프 직선부 시작점의 굽힘 모멘트 M_{str}은 식 (2)을 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_{LH} = Ph - M' = \frac{P[h(h + \pi r - 2r + 2\alpha l) - 2kEI/GA]}{2h + b + (2\pi - 8)r + 2\alpha l} \quad (11)$$

$$M_{str} = M' = \frac{P[h(h + b + \pi r - 6r) + 2kEI/GA]}{2h + b + (2\pi - 8)r + 2\alpha l} \quad (12)$$

따라서 루프 수평부에 걸리는 법선 응력 σ_{LH}와 파이프 직선부 시작점 즉, 루프 하부 코너부 하단에 걸리는 법선 응력 σ_{str}는 (10)식의 축력 P에 의한 축 응력에 각각 식 (11)의 굽힘 모멘트 M_{LH}에 의한 굽힘 응력과 식 (12)의 굽힘 모멘트 M_{str}에 의한 굽힘 응력을 더하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_{LH} = \frac{P}{A} + \frac{M_{LH}}{Z} = k_{com}\delta_P\left[\frac{1}{A} + \frac{h(h + \pi r - 2r + 2\alpha l) - 2kEI/GA}{(2h + b + 2\pi r - 8r + 2\alpha l)Z}\right] \quad (13)$$

$$\sigma_{str} = \frac{P}{A} + \frac{M_{str}}{Z} = k_{com}\delta_P\left[\frac{1}{A} + \frac{h(h + b + \pi r - 6r) + 2kEI/GA}{(2h + b + 2\pi r - 8r + 2\alpha l)Z}\right] \quad (14)$$

3. 굽힘 응력 및 변형 수정계수

박치모와 배병일(2011)은 Fig. 5에 보인 바와 같이 루프 반쪽 모델의 B점의 변위(T_x, T_y, T_z) 및 회전(R_x, R_y, R_z)을 모두 구속하고 F점에 굽힘 모멘트를 작용시켜 모델 전체가 순수 굽힘을 받는 경우에 대하여 각각 직선 보 요소 및 2차원 쉘 요소에 의한 유한요소해석을 수행한 뒤, 2차원 쉘 요소에 의한 코너 곡선부의 응력 값을 직선 보 요소에 의한 대응 응력 값으로 나눈 값을 굽힘 응력 수정계수(C_{bs})로 정의하고, 실용 목적상, 순수 굽힘 하중을 받는 파이프 곡선부의 응력 값을 구할 때 직선 보 이론에 의한 응력 값에 곱하여 사용할 수 있도록 하였다. 한편, 2차원 쉘 요소에 의한 F 점의 수평변위 값을 직선 보 요소에 의한 대응 값으로 나눈 값을 굽힘 변형 수정계수(C_d)로 정의하였다. 그리고 Fig. 5에 보인 모델의 코너부 곡률 반경을 6단계로 그리고 파이프 두께를 4단계로 변화시키며 이들 두 수정 계수를 계산하였는데, 본 연구에서는 이들 두 계수 모두에 대하여 한단계의 두께의 경우를 추가 계산함으로써 코너부 곡률 반경 6단계, 파이프 두께 5단계로 확장하여 각각 Table 2, 3에 정리하였다.

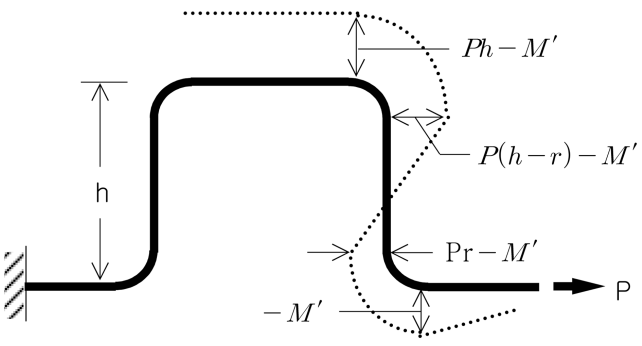

Fig. 4 Bending moment diagram(BMD) for the pipe

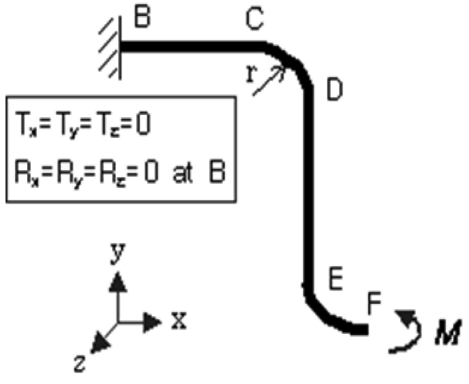

Fig. 5 Load and boundary conditions

Table 2 Correction factors for maximum bending stress in corner portions of the loop; C_{bs}

curvature / thickness(mm)	$1d_o$	$1.5d_o$	$2d_o$	$3d_o$	$4d_o$	$5d_o$
0.85(d_o/t=40)	1.50	1.60	2.00	2.40	2.35	2.16
1.13(d_o/t=30)	1.71	2.09	2.42	2.43	2.13	1.84
1.70(d_o/t=20)	2.28	2.55	2.47	2.01	1.58	1.38
3.40(d_o/t=10)	2.43	1.92	1.53	1.38	1.30	1.25
6.80(d_o/t= 5)	1.90	1.52	1.39	1.26	1.21	1.17

Table 3 Correction factors for maximum displacement of the loop; C_d

curvature / thickness(mm)	$1d_o$	$1.5d_o$	$2d_o$	$3d_o$	$4d_o$	$5d_o$
0.85(d_o/t=40)	2.25	2.17	2.08	1.92	1.76	1.63
1.13(d_o/t=30)	1.89	1.81	1.74	1.59	1.47	1.38
1.70(d_o/t=20)	1.52	1.46	1.40	1.29	1.22	1.17
3.40(d_o/t=10)	1.18	1.14	1.11	1.08	1.06	1.04
6.80(d_o/t= 5)	1.08	1.07	1.06	1.05	1.05	1.05

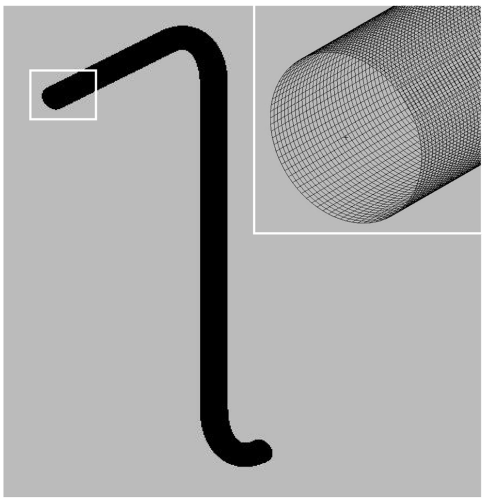

Fig. 6 Finite element modeling with 2D shell elements (80x 936=74880 elements)

현장의 관례에 따르면 선박에서 사용되는 대부분의 파이프 루프의 코너부 곡률은 직경의 1.5~3배이고 파이프의 외경/두께 비도 보통 40을 넘지 않아서 Table 2, 3에 정리된 이들 수정계수는 실용적인 대부분의 경우를 포괄한다고 볼 수 있다. 박치모와 배병일(2011)의 연구와 본 연구에서 이들 두 계수를 얻기 위해 수행한 두 종류의 유한요소해석 즉, 직선 보 요소와 2차원 쉘 요소에 의한 해석은 모두 수렴성 검증을 거쳐 충분히 조밀한 요소 분할로 수행되었으며 보 요소 모델과 2차원 쉘 요소 모델 모두 길이 방향으로 936 등분되었고 2차원 쉘 요소 모델의 경우 원주 방향으로 80등분 되었으며 참고로 2차원 쉘 요소를 사용한 유한요소모델링 형상은 Fig. 6에 보인 바와 같다.

4. 설계식 수정

루프 코너 곡선부의 응력 및 변형 증가 현상을 고려하여 설계식을 수정하는 과정은, 루프와 직선 파이프의 조합으로 구성된 파이프 시스템에 주 선체로부터 변위 하중이 전달될 때 파이프 시스템 내에 법선응력이 발생하는 원리에 따라, 다음의 두 단계로 이루어진다. 첫째, 파이프 시스템에 작용하는 변위 하중을 축력으로 변환하는 과정에서 필요한 파이프 시스템의 강성을 구하는 식을 수정하고 둘째, 파이프 시스템에 작용하는 축력으로부터 파이프에 발생하는 최대 법선 응력을 구하는 식을 수정하게 된다. 먼저 첫 단계의 수정을 위하여 루프의 수평 변위가 주로 루프 각 구간의 굽힘에 의해 발생한다고 가정하면 굽힘 변형 수정계수(C_d)는 두 모델링 방법에 의해서 얻어진 파이프 루프의 축 강성 비(axial-stiffness ratio)의 역수에 해당한다고 볼 수 있다. 따라서 직선 보 이론에 의해 식 (7)으로 표현된 단위 루프의 강성 k_L은 다음과 같이 수정된다.

$$k'_L = \frac{6(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)\,EIGA}{C_d[QGA+12k(h-r)(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EI]} \tag{15}$$

강성이 k'_L인 루프 n개와 강성이 식 (9)의 k_{str}인 직선부로 직렬 조합된 파이프 시스템의 강성 k'_{com}은 식 (8)에 의해 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$k'_{com} = \frac{k_{str} \cdot k'_L/n}{k_{str}+k'_L/n} = \frac{k_{str} \cdot k'_L}{nk_{str}+k'_L} \tag{16}$$

따라서 수정된 축력 P'는 식 (10)을 이용하여 다음과 같이 표현된다.

$$P' = k'_{com}\delta_P \tag{17}$$

다음으로 법선 응력을 구하는 둘째 단계의 수정은 다음과 같이 이루어진다. 일반적으로 파이프 루프에 발생하는 법선 응력은 축 응력(σ_{axial})과 굽힘 응력($\sigma_{bending}$)의 조합으로 이루어지는데, 직선 보 이론을 사용했을 때 오차가 발생하는 것은 축 응력이 아니라 굽힘 응력이므로 식 (13), (14)으로 표현된 최대 법선 응력 후보값 중 축 응력 부분은 그대로 두고 굽힘 응력 부분에만 굽힘 응력 수정계수(C_{bs})를 곱하여 다음과 같이 수정한다.

$$\begin{aligned}\sigma_{LH} &= \frac{P'}{A} + C_{bs}\frac{M_{LH}}{Z} \\ &= k'_{com}\delta_P\left[\frac{1}{A} + C_{bs}\frac{h(h+\pi r-2r+2\alpha l)-2kEI/GA}{(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)Z}\right]\end{aligned} \tag{18}$$

$$\begin{aligned}\sigma_{str} &= \frac{P'}{A} + C_{bs}\frac{M_{str}}{Z} \\ &= k'_{com}\delta_P\left[\frac{1}{A} + C_{bs}\frac{h(h+b+\pi r-6r)+2kEI/GA}{(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)Z}\right]\end{aligned} \tag{19}$$

이들 응력 값은 곡선부의 응력 증가 현상이 고려된 수정 값이므로 이후 σ_{LH}는 루프 상부 코너부 상단에서의 응력으로 특정된다.

5. 수정 설계식의 검토

본 연구에서 제안한 설계식의 해석 정도를 검증하기 위하여 Fig. 7의 치수 정의에 보인 기하학적 특성을 달리하는 2개의 해석 모델을 구성하였다. 먼저 Fig. 1에 보인 파이프 루프와 직선 파이프가 조합된 실제 선박의 1-block 모델을 해석 모델 I로 하고, 여기에 Fig. 7에 정의한 모든 치수를 크게 변경시켜 해석 모델 Ⅱ로 선정하여 Table 4에 정리하였다. 이들 두 해석 모델에 대한 파이프 단면의 기하학적 특성 및 재료 특성은 Table 5에 보인 바와 같다.

이와 같이 구성된 두 개의 해석 모델에 본 논문에서 제안하는 수정 설계식을 적용하여 루프 코너 곡선부에 발생하는 최대 법선 응력의 두 후보 값인 σ_{LH}와 σ_{str}을 계산하고 그 결과를 2차원 쉘 요소를 이용한 유한요소해석 결과와 비교하여 본 논문에서 제안하는 설계식의 정도를 검토해 보기로 한다. 설계식에 의한 최대 법선응력 계산에 있어서는 Fig. 7에 보인 모델에 설계 변위 하중 46.88mm(박치모와 양박달치, 2009)를 적용하였고, 유한요소해석에 있어서는 Fig. 7에 보여주듯이 본 파이프 시스템은 반쪽짜리 루프와 길이 S인 직선 파이프의 조합이 네 번 반복되는 형상을 가지므로 전체 1-block 모델의 기본 반복 단위인 1/4 모델에 대해 전체 설계 변위 하중 46.88mm(박치모와 양박달치, 2009)의 1/4인 11.72mm의 변위 하중을 적용하여 MSC/NASTRAN(2005)으로 유한요소해석을 수행하였다.

5.1 수정 설계식(New design formula)에 의한 계산

해석 모델 I의 경우 r/d_o=3, t/d_o=1/10이며 이 경우 각각 Table 2 및 3으로부터 굽힘 응력 수정계수(C_{bs})는 1.38, 굽힘 변형 수정계수(C_d)는 1.08임을 알 수 있다. 또한 해석 모델 Ⅱ의 경우 r/d_o=5, t/d_o=1/10이며 이 경우 굽힘 응력 수정계수(C_{bs})는 1.25, 굽힘 변형 수정계수(C_d)는 1.04로 나타나 있다. 이들 값을 가지고 각각 (18), (19)식을 이용하여 이들 두 해석모델에 대한 최대 법선 응력의 두 후보 값인 σ_{LH}와 σ_{str}을 계산하여 Table 6에 정리하였다. 아울러 앞서 소개한 수정 이전의 설계식(Old design formula)인 식 (13), (14)을 이용하여 계산한 두 최대 법선응력 후보 값도 함께 Table 6에 정리하였는데 이들 두 종류의 설계식에 의한 응력 값이 서로 큰 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 본 연구의 수정 설계식으로 계산한 두 최대 법선응력 후보 값을 서로 비교해 보면 상대적으로 직선 파이프 구간의 지지점 간격이 넓은 모델 I에서는 최대 법선 응력이 루프의 상부 코너부에 발생하지만, 해당 지지점 간격이 좁은 모델 Ⅱ에서는 최대 법선 응력이 루프의 하부 코너부에 발생하는 것을 확인할 수 있다. 모델 I과 Ⅱ의 최대 법선응력을 비교해 보면 루프의 높이와 폭이 증대된 모델 Ⅱ에서 훨씬 작은 값을 보여줌으로써 루프의 효과가 더 크다는 것을 확인할 수 있다.

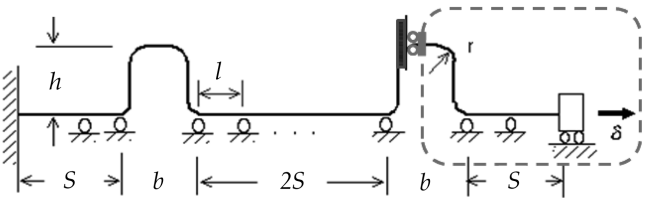

Fig. 7 Sign convention for the dimension of analysis models

Table 4 Dimensions of three analysis models (unit: mm)

models \ dimensions	h	b	r	S	l
I	670	900	102	10000	1250
Ⅱ	800	1700	170	9600	960

Table 5 Geometrical and material properties of analyzed pipe system (JIS, 1988; ABS, 2008)

Outer diameter d_o(mm)	Thickness (mm)	Young's modulus(GPa)
34.0	3.4	200
Shear modulus(GPa)	**Yield stress (MPa)**	**Allowable stress(MPa)**
76.9	215	119.44

Table 6 Maximum normal stresses calculated by design formulas (old & new) (unit: MPa)

models \ stresses	σ_{LH}		σ_{str}	
	Old	New	Old	New
I	138.68	176.43	118.20	150.24
Ⅱ	72.60	86.94	94.14	112.83

5.2 MSC/NASTRAN을 이용한 유한요소해석

앞서 두 해석 모델에 대하여 수행한 설계식의 계산 결과를 검증하기 위하여 Fig. 7에 보인 1/4 모델을 가지고 각각 직선보 요소와 쉘 요소를 이용한 두 가지 유한요소해석을 MSC/NASTRAN으로 수행하였다. Fig. 8에는 해석 모델 I의 쉘 요소 유한요소 모델을 Fig. 9에는 그 해석 결과 변형 형상을 보여주고 있다. 해석 모델 I은 총 369280개, 해석 모델 Ⅱ는 총 511280개의 쉘 요소로 모델링하였는데 이는 모두 수렴성 검증을 거쳐 1% 이내의 해석 오차를 갖도록 충분한 수의 요소를 사용한 것이다. 해석 결과 루프 상부 코너부와 하부 코너부에서의 최대 법선응력 후보 값들을 Table 7에 정리하였다.

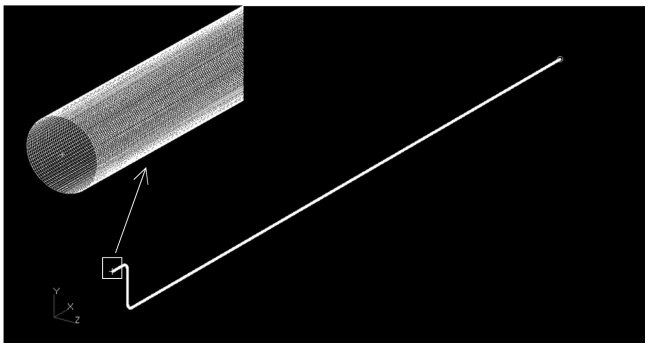

Fig. 8 Finite element modeling of analysis model I with shell(QUAD4) elements (80x4616=369280 elements)

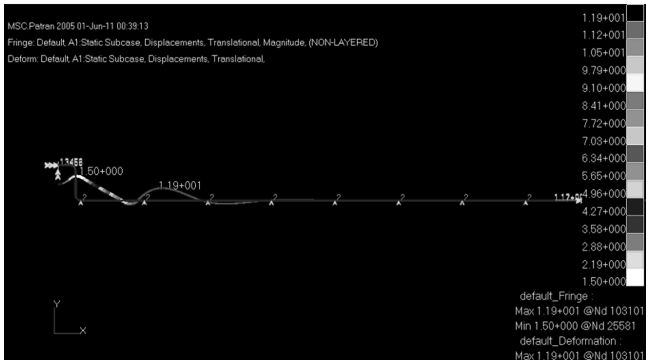

Fig. 9 Deformed shape of analysis model I

Table 7 Maximum normal stresses calculated by MSC/NASTRAN (unit: MPa)

models \ stresses	σ_{LH}		σ_{str}	
	straight beam	2D shell	straight beam	2D shell
I	139.09	174.23	118.18	149.45
II	73.04	86.67	94.45	111.44

Table 8 Ratios of normal stresses by various methods to ones calculated by finite element analysis using shell elements

models \ Analysis method		design formula		FEM	
		Old	New	straight beam	2D shell
I	σ_{LH}	0.796	1.013	0.798	1.0
	σ_{str}	0.791	1.005	0.791	1.0
II	σ_{LH}	0.838	1.003	0.843	1.0
	σ_{str}	0.845	1.012	0.848	1.0

5.3 설계식과 유한요소해석의 결과 비교 및 검토

설계식과 유한요소해석의 두 방법으로 두 해석 모델 각각에 대해 두 개의 최대 법선응력 후보 값을 계산하여 총 4개의 응력 값에 대해 두 방법의 해석 결과를 비교하였다. 설계식에 의한 응력 값(Table 6)과 유한요소해석에 의한 응력 값(Table 7)을 효과적으로 비교하기 위하여 각각 이전 설계식, 수정 설계식 그리고 직선 보 요소 유한요소해석에 의한 응력 값들을 쉘 요소 유한요소해석에 의한 값으로 나눈 비율을 Table 8에 정리하였다. 이로부터 두 해석 모델 모두 이전 설계식에 의한 응력 값은 직선 보 요소를 사용한 유한요소해석 결과와는 거의 일치하나 쉘 요소를 사용한 유한요소해석 결과를 기준으로는 큰 오차를 갖는데 반해, 수정 설계식은 쉘 요소를 사용한 유한요소해석과 거의 일치하는 결과를 주는 것을 확인할 수 있다. 수치적으로 보면, 이전 설계식은 16.2%~20.9%의 오차를 보이는 반면 수정 설계식은 두 해석 모델에서 얻은 4개의 응력 값 모두 0.3%~1.3%의 낮은 오차를 보이고 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 루프의 코너 곡선부에 직선 보 이론을 적용하여 개발한 이전의 파이프 루프 설계식에서 발생하는 오차를 개선할 수 있는 수정 설계식을 제안하고 이를 통해 얻은 최대 법선응력 값을 MSC/NASTRAN을 이용한 유한요소해석 결과와 비교하여 다음의 결론을 도출하였다.

1) 본 연구의 수정 설계식은 직선 보 이론으로 개발한 종래의 설계식에 유한요소해석을 통해 얻은 굽힘 변형 수정계수와 굽힘 응력 수정계수를 적용하여 개발한 것으로 앞의 검토과정에서 보여주듯이 상당한 개선 효과를 확인하였다.

2) 본 연구의 설계식은 수정계수가 이용 가능한 설계변수의 범위 내에서만 유용하다는 제한을 가지나 본 논문에 조선현장에서 사용하는 대부분의 파이프 루프의 설계변수 범위를 포함하도록 이들 수정계수를 구하여 Table 2, 3에 정리하였고, 이 범위 밖의 문제를 다루어야 하는 특별한 경우 3장에 언급한 방법으로 루프 반쪽 모델에 대하여 각각 직선 보 요소 및 쉘 요소를 사용한 유한요소해석을 통해 수정계수를 추가로 확보할 수 있을 것이다. 어쨌든 루프 반쪽 모델에 대한 해석을 통해 얻은 수정계수를 포함하는 본 설계식으로 여러 개의 루프와 직선 파이프가 조합된 복잡한 파이프 시스템의 응력을 쉘 요소를 사용한 정밀 유한요소해석의 경우와 같은 수준의 정도(Accuracy)로 구할 수 있다는 것이 본 연구의 핵심 내용이다.

3) Table 2, 3에 정리된 굽힘 응력 및 굽힘 변형에 대한 수정계수는 유한요소해석을 통해 구해낸 값으로서 향후 곡선 파이프에 대한 굽힘 실험 연구를 통해 그 타당성을 재확인할 필요가 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2012년 울산대학교 연구비에 의하여 연구되었음

참 고 문 헌

박치모, 양박달치 (2009). “코너부 곡률을 고려한 선박용 파이 프 루프 설계식 개발”, 한국해양공학회지, 제23권, 제4호, pp 91-99.

박치모, 배병일 (2010). “선박용 파이프 루프 곡선부의 구조해석에 관한 연구”, 한국해양공학회지, 제24권, 제5호, pp 88-93.

박치모, 배병일 (2011). “선박 해양구조물 파이프 루프 곡선부 의 응력해석”, 한국해양공학회지, 제25권, 제5호, pp 52-57.

ABS(American Bureau of Shipping) (2008). Rules for Building and Classing Steel Vessels, Part 4, Chapter 6, Section 2, pp 389.

JIS(Japanese Industrial Standard) (1988). JIS G 3454-1988; Carbon Steel Pipes for Pressure Service.

Lloyd's Register (2006). Ship Piping Systems, Part 5, Chapter 13, Section 2, pp 3-4.
MSC.Nastran 2005, Quick Reference Guide: Volume 1, 2, MSC. Software Corporation.

2012년 9월 11일 원고 접수
2012년 10월 19일 심사 완료
2012년 10월 25일 게재 확정