

대형 선박의 파이프 루프 설계식 개발 (I)

박치모* · 양박달치* · 이종훈**

*울산대학교 조선해양공학부

**현대중공업(주) 기본설계1부

The Development of Design Formulas for Pipe Loops Used in Large Vessels (I)

CHI-MO PARK*, PARK-DAL-CHI YANG* AND JONG-HOON LEE**

*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, Longitudinal bending of ships 선체 중 굽힘, Displacement load 변위 하중, Pipe stiffness 파이프 강성, Shear deflection 전단 처짐, Design formula 설계식

ABSTRACT: Ship structures are subject to severe environmental loads causing appreciable hull girder bending, which in turn affects the piping system attached to the main hull in the form of a displacement load. While this load may cause failure in the pipes, loops have been widely adopted as a means of preventing this failure, with the idea that they may lower the stress level in a pipe by absorbing some portion of the displacement load. But since such loops also have some negative effects, such as causing extra manufacturing cost, deteriorating the function of the pipe, and occupying extra space, the number and dimensions of the loops adopted need to be minimized. This research developed design formulas for pipe loops, modeling them as frames composed of beam elements, where not only bending but also shear deflection is taken into account. The accuracy of the proposed design formulas was verified by comparing two results respectively obtained by the proposed formulas and MSC/NASTRAN. The paper concludes with a sample example showing the efficiency of the proposed formulas.

1. 서 론

일반적인 고정 구조물에서와 달리 선박에 사용되는 파이프의 경우, 선박의 중 굽힘 변형이 변위 하중의 형태로 파이프에 전달되는 과정에서 파이프 자체에 큰 축 응력을 유발하게 된다. 이를 완화하기 위해 변위 하중의 상당 부분을 흡수하도록 파이프 중간 중간에 루프(Loop)나 Expansion coupling을 적용하는 등 파이프에 유연성(Flexibility)을 주는 개념이 적용되어 오고 있다. Expansion coupling은 쉽게 유연성을 제공할 뿐만 아니라 블록조립 시 파이프 연결점의 조정관 대응으로 활용될 수도 있어 생산성 향상에도 크게 기여하므로 매우 폭넓게 사용되고 있으나 항시 누출의 가능성이 있어 특정 시스템에는 적용에 제한을 받는 단점을 가지고 있다. 이런 경우 파이프에 인위적으로 루프를 주어 유연성을 확보하는 방법이 사용된다. 루프의 형성에는 파이프 제작, 설치로 인한 생산비 증가 및 추가적인 공간 점유가 수반되므로 수량 및 크기를 최소화하여 건조비를 절감하는 것이 중요하다. 이러한 반면에 조선현장에서는 이론적 배경이 미약한 경험에 의존하여 설계를 해오고 있는 실정이며 관련 선급규정(Lloyd's Register, 2006)도 구체적인 설계지침이 없이

극히 피상적인 언급만을 하고 있을 뿐이다. 박치모 등(2007)은 보 이론에 기초하여 루프를 갖는 파이프의 설계식을 발표하여 루프의 설계가 복잡한 구조해석 없이 간단한 식에 의해 이루어질 수 있다는 가능성을 보였으나, 루프의 강성 계산에 전단 변형을 무시한 채 굽힘 변형만을 고려함으로써 루프의 높이가 작은 경우 유한요소해석 결과와 큰 오차를 보이는 문제점을 가지고 있다.

본 연구에서는 굽힘 변형과 전단 변형을 모두 고려하여 한층 더 정도 높은 파이프 루프의 설계식을 개발하였다. 개발한 설계식은 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN(이하 NASTRAN으로 칭함)에 의한 구조해석을 통하여 그 타당성을 검증하고 실선에의 효율적인 적용 예를 제시하였다.

2. 설계식 유도

2.1 단위 루프의 강성

Fig. 1에 보인 바와 같이 폭 b , 높이 h 인 단위 루프의 축 방향 강성을 구하기 위하여 한 쪽 끝 A 를 고정시키고 다른 한 쪽 끝 D 에 수평력 P 를 작용시키고 D 점의 수평 변위를 구하는 식을 유도하기로 한다. 이 때 파이프 직선부와 연결되는 A 점 및 D 점의 회전 경계조건은 실제의 경우 인접한 파이프 직선부에 의해

교신저자 박치모: 울산광역시 남구 무거2동 산29

052-259-2156 cmpark@mail.ulsan.ac.kr

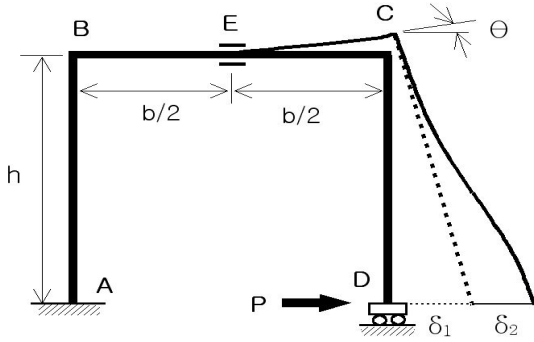


Fig. 1 Deformation of a unit loop

부분적으로 구속되는 일종의 탄성지지에 해당하겠으나 본 연구에서는 편의상 완전 구속으로 가정하였다. 또한, 대칭조건을 이용하여 루프의 반쪽 부분에서 발생하는 변위를 계산하여 두 배로 해주는 방법을 선택하였다. D점의 변위는 각각 수평 부재인 EC 구간과 연직 부재인 CD 구간의 굽힘에 의한 성분으로 나누어 생각할 수 있으며 먼저 EC 구간의 굽힘에 의한 성분을 구하기로 한다. 자유단 굽힘모멘트 $M=Ph/2$ 에 의한 EC 구간의 자유단 C점의 회전각 θ 는 다음과 같다(Popov, 1999).

$$\theta = \frac{M(\frac{b}{2})}{EI} = \frac{(\frac{Ph}{2})(\frac{b}{2})}{EI} = \frac{Pbh}{4EI} \quad (1)$$

여기서 E 는 파이프 재료의 탄성계수이고 I 는 파이프 단면의 관성모멘트이다. 따라서 EC 구간의 굽힘에 의한 D점의 변위 성분 δ_1 은 다음과 같다.

$$\delta_1 = \theta h = \frac{Pbh^2}{4EI} \quad (2)$$

한편, 연직 부재인 CD 구간의 굽힘에 의한 성분 δ_2 는

$$\delta_2 = \frac{Ph^3}{12EI} \quad (3)$$

으로 주어진다. 따라서 힘 P 로 인해 두 부재에 발생하는 굽힘에 의한 D점의 수평변위 δ 는 일단 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 = \frac{P}{EI} \left(\frac{bh^2}{4} + \frac{h^3}{12} \right) \quad (4)$$

그러나 A, D점의 회전이 완전 구속된 문제인데 반해 (4)식으로 구해진 변위는 D점에 (1)식으로 표현된 θ 만큼의 반시계 방향 회전이 발생하게 되며, 이 문제를 해결하는 방안으로서 Fig. 2에 보인 바와 같이 D점에 시계방향 모멘트 M' 을 작용시켜 D점에 발생한 회전 θ 를 상쇄시키기로 한다. D점에 모멘트 M' 이 작용할 경우 D점의 회전각은 EC구간에서 발생한 회전각

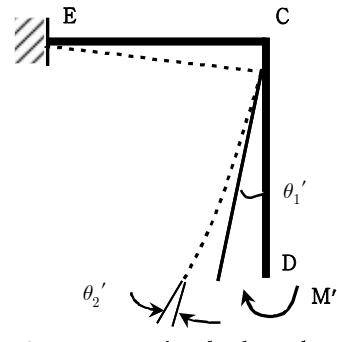


Fig. 2 Corrective moment for the boundary condition

θ_1' 과 CD구간에서 발생한 회전각 θ_2' 의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$\theta_1' = \frac{M'b}{2EI}, \quad \theta_2' = \frac{M'h}{EI} \quad (5)$$

$$\theta' = \theta_1' + \theta_2' = \frac{M'}{EI} \left(\frac{b}{2} + h \right) \quad (6)$$

(1)식과 (6)식을 등치하고 M' 에 관해 정리하면

$$M' = \frac{Pbh}{4(\frac{b}{2} + h)} = \frac{Pbh}{2(b + 2h)} \quad (7)$$

M' 에 의한 D점의 변위 상쇄량 δ' 역시 EC 구간의 기여분 δ_1' 과 CD 구간의 기여분 δ_2' 의 합으로 각각 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\theta_1' = \frac{M'(\frac{b}{2})}{EI} = \frac{Pb^2h}{4EI(b + 2h)} \quad (8)$$

$$\delta_1' = h\theta_1' = \frac{Pb^2h^2}{4EI(b + 2h)} \quad (9)$$

$$\delta_2' = \frac{M'h^2}{2EI} = \frac{Pbh^3}{4EI(b + 2h)} \quad (10)$$

$$\delta' = \delta_1' + \delta_2' = \frac{Pbh^2(b + h)}{4EI(b + 2h)} \quad (11)$$

따라서 EC 및 CD구간의 굽힘에 의한 D점의 변위는 (4)식과 (11)식을 종합하여 $\delta_B = \delta - \delta'$ 로 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \delta_B &= \frac{Ph^2}{EI} \left[\frac{b}{4} + \frac{h}{12} - \frac{b(b + h)}{4(b + 2h)} \right] \\ &= \frac{Ph^3}{6EI} \left(\frac{2b + h}{b + 2h} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

한편, 전단변형으로 인한 보의 처짐 곡선 y 는 그 기울기를 표시하는 다음 식으로부터 얻을 수 있다(임상진, 1997).

$$\frac{dy}{dx} = \frac{\tau_{\max}}{G} \tag{13}$$

여기서 G 는 파이프 재료의 전단 탄성계수이고 τ_{\max} 은 보의 중립축 상에서의 최대 전단응력으로서 단면상의 평균 전단응력 P/A 에 계수 k 를 곱한 형태로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\tau_{\max} = \frac{kP}{A} \tag{14}$$

바깥 반지름이 r_o , 안쪽 반지름이 r_i 인 파이프 단면의 경우, 중립축에서의 최대 전단응력 τ_{\max} 는 보 이론에 따라 다음과 구해진다.

$$\tau_{\max} = \frac{4}{3} \left(1 + \frac{r_o r_i}{r_o^2 + r_i^2}\right) \frac{P}{A} \tag{15}$$

(14)식과 (15)식을 비교하면 (14)식에 사용된 계수 k 는 다음과 같이 표현된다.

$$k = \frac{4}{3} \left(1 + \frac{r_o r_i}{r_o^2 + r_i^2}\right) \tag{16}$$

(14)식을 (13)식에 대입한 뒤 루프 연직부재의 높이(h) 전체에 걸쳐서 적분하면 연직부재의 전단 변형에 의한 D점의 변위 δ_S 가 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_S = \frac{kPh}{AG} \tag{17}$$

따라서 굽힘 변형과 전단 변형을 모두 고려한 D점의 수평 변위 δ_T 는 (12)식과 (17)식을 합하여 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_T = \delta_B + \delta_S = \frac{Ph^3}{6EI} \left(\frac{2b+h}{b+2h}\right) + \frac{kPh}{AG} \tag{18}$$

δ_T 는 루프의 대칭성을 이용하여 반쪽에서만 구한 변위이므로 힘 P 에 의한 루프의 전체 신장량은 $2\delta_T$ 로서 다음과 같다.

$$2\delta_T = \frac{Ph^3}{3EI} \left(\frac{2b+h}{b+2h}\right) + \frac{2kPh}{AG} \tag{19}$$

따라서 단위 루프의 강성 k_L 은 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} k_L &= \frac{P}{2\delta_T} = \frac{1}{\frac{h^3}{3EI} \left(\frac{2b+h}{b+2h}\right) + \frac{2kh}{AG}} \\ &= \frac{3(b+2h)EIAG}{h^3(2b+h)AG + 6kh(b+2h)EI} \end{aligned} \tag{20}$$

2.2 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성

강성이 k_L 인 루프 n 개와 강성이 k_{str} 인 직선부로 직렬 조합된 파이프의 강성 k_{com} 은 다음과 같다.

$$k_{com} = \frac{k_{str} \cdot k_L/n}{k_{str} + k_L/n} \tag{21}$$

전체 길이 L 인 파이프의 경우 직선부의 길이는 $L-nb$ 가 되고, 단면적 A , 탄성계수 E 인 파이프 직선부의 강성 k_{str} 은 다음과 같다.

$$k_{str} = \frac{EA}{L-nb} \tag{22}$$

(20), (22)식을 (21)식에 대입하면 조합된 파이프의 강성 k_{com} 은 다음과 같이 표현된다.

$$k_{com} = \frac{EI}{\frac{nh[h^2(2b+h)AG + 6k(b+2h)EI]}{3(b+2h)AG} + \frac{(L-nb)I}{A}} \tag{23}$$

2.3 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

선박의 중 굽힘에 의해 파이프에 전달되는 변위 하중은 정의된 파이프의 축 변형도 ϵ_P 에 대상 파이프의 길이를 곱하여 얻어진다고 볼 수 있다. 여기서 파이프의 축 변형도 ϵ_P 는 선체 중 굽힘에 대한 다음의 가정 하에 결정되는 것으로 하였다.

- 파이프와 선체는 중 굽힘에 일체로 거동하며 변형 전 평면이던 횡단면이 변형 후에도 평면을 유지한다는 Euler-Bernoulli 가설(Popov, 1999)을 따른다.

- 파이프의 축 변형도 ϵ_P 는 주 선체의 갑판에서의 응력이 허용응력에 달했을 때의 값을 선택한다(현대중공업, 1987).

위의 가정에 따르면 주 선체로부터 길이 L 인 파이프에 전달되는 변위 하중은 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_P = L\epsilon_P = L \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} \tag{24}$$

여기서 $\sigma_{al,D}$, E_D 는 각각 갑판 재료의 허용응력 및 탄성계수이고 C_D , C_P 는 중립축으로부터 각각 상갑판, 해당 파이프까지의 거리이다. 이 때 파이프에 발생하는 축력 P 는 다음과 같다.

$$P = k_{com} \delta_P = k_{com} \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} L \tag{25}$$

이와 같은 축력 P 가 걸릴 때 최대 굽힘 모멘트는 루프의 연

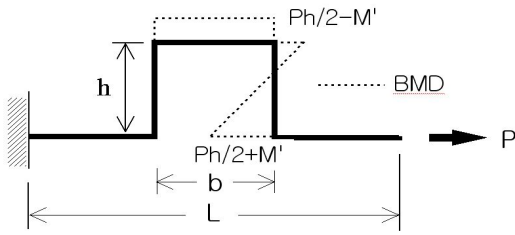


Fig. 3 Bending moment diagram(BMD) for the loop

직 부재 하단에 걸리게 되며 그 굽힘모멘트 M_V 는 Fig. 3에 보이듯이 $Ph/2$ 에서 (7)식으로 표현된 수정 굽힘모멘트 M' 을 더한 값으로 다음과 같이 표현된다.

$$M_V = \frac{Ph}{2} + M' = \frac{Ph(b+h)}{b+2h} \quad (26)$$

따라서 연직 부재 하단에 걸리는 최대 굽힘응력 σ_V 는 (26)식을 파이프의 단면계수 Z 로 나누어 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_V = \frac{M_V}{Z} = k_{com} \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} L \frac{h(b+h)}{(b+2h)Z} \quad (27)$$

또한 루프의 수평 부재에는 연직 부재 하단에서 보다 작은 굽힘 모멘트가 걸리는 대신 축력 P 가 추가되어 이 부분의 최대 법선응력이 앞서 구한 σ_V 와 함께 전체 최대 법선응력의 후보가 되므로 이 응력을 계산할 필요가 있다. 수평 부재에 걸리는 굽힘 모멘트 M_H 는 Fig. 3에 보이듯이 $Ph/2$ 에서 (7)식으로 표현된 M' 을 뺀 값으로 다음과 같이 표현된다.

$$M_H = \frac{Ph}{2} - M' = \frac{Ph^2}{b+2h} \quad (28)$$

따라서 축력 P 와 굽힘모멘트 M_H 가 동시에 걸리는 루프의 수평 부재에 발생하는 최대 법선응력은 단면에 균일하게 분포하는 축응력과 굽힘응력의 합으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_H = \frac{P}{A} + \frac{M_H}{Z} = k_{com} \frac{\sigma_{al,D} C_P}{E_D C_D} L \left(\frac{1}{A} + \frac{h^2}{(b+2h)Z} \right) \quad (29)$$

3. 제안식 검증 및 파이프의 거동 특성 고찰

3.1 해석 모델(현대중공업, 2001)

수치해석을 통해 본 연구의 제안식을 검증하고 그들 제안식을 이용해 파이프의 거동 특성을 고찰하기 위한 해석 모델로 Fig. 4와 같은 중앙단면 형상을 갖는 8,200 TEU 컨테이너선용 대상 선박으로 선정하였으며 그 제원은 다음과 같다.

- 길이(LBP) : 319m
- 폭(B_{mid}) : 42.8m
- 깊이(D_{mid}) : 24.6m
- 중립축 : 11.872m above B.L.

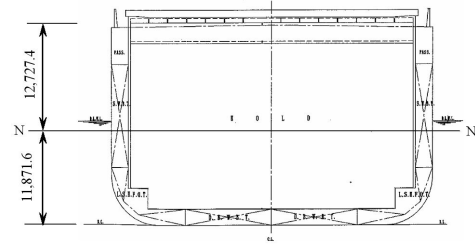


Fig. 4 Typical section of 8,200 TEU container carrier

Table 1 Geometrical and material properties of analyzed pipe system(JIS, 1988; ABS, 2008)

Outer diameter (mm)	Thickness (mm)	Distance from neutral axis (mm)	Young's modulus (GPa)	Allowable stress (MPa)
89.1	7.6	10,800	200	119

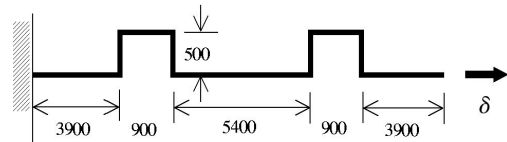


Fig. 5 Modeling of a steam pipe

이와 같은 컨테이너선 내의 여러 파이프 시스템 중에서 상갑판 하부 통행로(Under-deck passageway)에 설치되는 스팀 파이프를 선정하여 해석을 수행하였는데 그 제원은 Table 1에 보인 바와 같다. 선박의 구조 특성상 선박 건조는 블록별 작업으로 이루어지고 있으며 한 블록의 설계를 종합하면 전체 구조에 적용이 가능하므로 여기서는 한 블록 길이를 해석대상 스패ن(Span)으로 택하기로 한다. 특히, 현장(현대중공업, 2001)에서 흔히 적용하는 한 블록의 길이 15m 내에서 2개의 루프를 갖는 상기 실적선의 스팀 파이프를 약간 변형하여 Fig. 5와 같이 모델링하였다.

3.2 단위 루프의 강성

전단 변형을 고려하여 단위 루프의 강성을 계산하는 (20)식의 정도를 검증하기 위하여 NASTRAN의 해석 결과와 비교하였다. 계산에 사용된 해석 모델은 앞서 언급한 스팀 파이프에서 루프 부분만을 분리하여 단면 특성은 고정된 채 폭(b)과 높이(h)를 다양하게 변화시킨 것이다. 이와 같이 두 가지 방법으로 계산된 결과와 전단 변형을 무시한 설계식(박치모 등, 2007)에 의한 계산결과를 Table 2, 3에 정리하였다. Table 2에서 보듯이 루프의 높이가 낮은 영역($h=500$ mm)에서는 전단 변형을 무시한 설계식의 경우(B/C) NASTRAN의 해석 결과와 10~11%의 큰 차이를 보이는데 반해 본 논문에서 제안하는 설계식의 경우(A/C) 1~2%의 좋은 일치치를 보이고 있다. 또한 Table 3으로부터 본 논문에서 제안하는 설계식은 루프의 높이에 무관하게 NASTRAN의 해석 결과와 좋은 일치치를 보이는 반면 전단변형을 무시한 경우(B)는 루프의 높이가 낮은 구간에

Table 2 Comparison of three methods for k_L with h fixed

$h = 500$ [mm], unit: N/mm					
b [mm]	eq.(20) (A)	Without Shear (B)	NASTRAN (C)	A/C	B/C
500	7086.14	7822.53	7018.44	1.01	1.11
600	6706.45	7362.38	6634.44	1.01	1.11
700	6403.69	6999.11	6327.70	1.01	1.11
800	6156.63	6705.03	6076.86	1.01	1.10
900	5951.20	6462.09	5867.77	1.01	1.10
1000	5777.69	6258.03	5690.69	1.02	1.10

Table 3 Comparison of three methods for k_L with b fixed

$b = 500$ [mm], unit: N/mm					
h [mm]	eq. (20) (A)	Without Shear (B)	NASTRAN (C)	A/C	B/C
500	7086.14	7822.53	7018.44	1.01	1.11
600	4467.32	4809.86	4440.01	1.01	1.08
700	3007.92	3186.16	2995.38	1.00	1.06
800	2127.35	2228.10	2121.00	1.00	1.05
900	1563.01	1623.69	1559.54	1.00	1.04
1000	1183.83	1222.27	1181.82	1.00	1.03

Table 4 Comparison of k_{com} for two methods; Eq. (23) and MSC/NASTRAN [unit: N/mm]

h [mm]	eq. (23) (A)	Without Shear (B)	NASTRAN. (C)	A/C	B/C
500	2702.82	2911.93	2668.36	1.013	1.091
600	1752.19	1855.86	1737.55	1.008	1.068
700	1199.50	1255.52	1192.57	1.006	1.053
800	857.97	890.44	854.40	1.004	1.042
900	635.80	655.74	633.83	1.003	1.035
1000	484.99	497.82	483.83	1.002	1.029

서는 NASTRAN의 해석 결과와 큰 차이를 보이다가 루프의 높이가 높아지면서 그 차이가 감소하는 것을 알 수 있다. 한편, Table 2, 3으로부터 루프의 축 강성은 루프의 폭 b 보다는 높이 h 의 변화에 훨씬 민감하다는 사실을 알 수 있다. 즉, 높이를 증가시키는 것이 루프의 축 강성을 효율적으로 감소시키는 방안이라는 사실이 확인되었으며 따라서 루프의 설계는 높이 결정에 초점이 맞춰져야 할 것으로 사료된다.

3.3 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성

루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성식인 (23)식을 검증하기 위하여 Fig. 5의 해석 모델에 대한 강성을 각각 (23)식과 NASTRAN으로 계산한 뒤 전단 변형을 무시한 설계식(박치모 등, 2007)에 의한 계산 결과와 함께 Table 4에 정리하였다. 이 표로부터 본 연구의 강성식 (23)식은 전반적으로 NASTRAN의 해석결과와 1% 이내의 좋은 일치를 보이면서 전단변형을 무시한 경우로부터 큰 진전을 보이는 것을 알 수 있다.

3.4 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

루프와 직선부로 조합된 파이프의 루프 부분에 발생할 가능

Table 5 Comparison of σ_H for two methods; eq. (29) and NASTRAN [unit: MPa]

h (mm)	eq. (29)	NASTRAN	eq.(29)/NASTRAN
500	84.18	83.10	1.013
600	69.04	68.49	1.008
700	57.60	57.26	1.006
800	48.83	48.64	1.004
900	41.98	41.86	1.003
1000	36.53	36.45	1.002

Table 6 Variation of the stresses in the steam pipe (80A) according to the change of loop height [unit: MPa]

h (mm)	Axial stress : 1st term of eq. (29)	σ_V : eq. (27)	σ_H : eq. (29)
0	114.80	0	114.80
100	91.05	440.30	135.08
200	55.85	502.75	147.26
300	30.62	390.88	128.34
400	17.34	282.11	104.14
500	10.53	206.25	84.19
600	6.83	155.54	69.04
700	4.68	120.98	57.60
800	3.35	96.67	48.84
900	2.48	79.02	41.99
1000	1.89	65.82	36.53

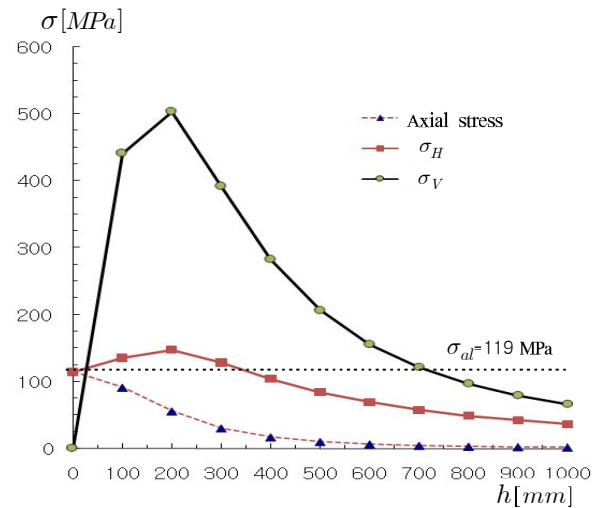


Fig. 6 Variation of maximum stress of steam pipe (80A) according to the change of the loop height

성이 있는 최대 범선응력의 두 후보 중 (29)식을 검증하기 위하여 Fig. 5의 해석 모델에 대한 σ_H 를 계산하여 NASTRAN의 해석 결과와 함께 Table 5에 정리하였다. 이 때, NASTRAN을 이용하는 계산에 사용할 주 선체의 종 굽힘으로부터 전달되는 변위하중은 (24)식으로부터 구할 수 있다. 본 연구의 해석 대상인 컨테이너선의 갑판재료의 탄성계수는 $E_D=210GPa$, 허용응력은 $\sigma_{al,D}=125MPa$ (DNV, 2007)이고 $C_D=12,727mm$, C_P

=10,800mm, 해석 모델의 블록 길이는 $L=15m$ 이므로 해당 파이프에 대한 변위 하중 δ_p 는 (24)식을 이용하여 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_p = 15 \times 10^3 \times \frac{125 \times 10^6}{210 \times 10^9} \times \frac{10800}{12727} = 7.58 mm \quad (30)$$

Table 5로부터 이들 두 방법에 의한 최대 범선응력 값의 차이는 Table 4에 정리된 강성의 경우와 정확히 일치하는 것으로 나타나고 있다. 이는 본 연구에서 사용한 보 이론이 파이프의 축력 계산과 연관된 처짐 계산에 있어서는 NASTRAN의 계산 값과 약간의 차이가 있으나 주어진 축력으로부터 응력을 계산하는 과정에는 이들 두 방법에 차이가 전혀 없음을 보여 주고 있다. 또한 루프의 다양한 높이(h)에 대한 축응력, σ_V , σ_H 를 각각 (29)식의 첫 항, (27)식, (29)식으로 계산하여 Table 6과 Fig. 6에 정리하였다. Table 6과 Fig. 6에 의하면, 루프의 높이 증가에 따라 축응력은 단순 감소하지만, 굽힘 응력의 영향으로 인해 최대 범선응력은 처음에는 오히려 증가하다가 어느 한계를 넘어서야 감소하는 것으로 나타나고 있다.

4. 설계에의 적용 예

앞서 유도한 설계식 (27), (29)식을 이용하여 본 연구에서 택한 해석 모델의 최대 범선응력을 계산하였더니 Table 6에 보인 바와 같이 $\sigma_V=206.25MPa$, $\sigma_H=84.19MPa$ 로서 파이프 재료의 허용응력 119MPa를 초과하여 강도가 부족한 것으로 나타났다. 그러나 이는 루프의 강성 계산 시 루프 연결부제 하단의 회전을 완전 구속함으로써 루프의 효과가 과소평가된 영향이 클 것으로 사료된다. 본 연구의 설계식에 따라 상기 해석모델 설계를 개선하려면 파이프의 최대 응력이 폭의 변화에는 비교적 둔감하다는 점을 감안하여 루프의 높이나 수의 변화에서 개선점을 찾는 것이 타당하다고 판단된다. 따라서 루프의 수가 각각 $n=1, 2, 3$ 인 경우에 대해 최대 응력이 허용응력과 같아지는 루프의 높이를 (27), (29)식으로 구하여 Table 7에 정리하였다. Table 7에서 볼 수 있듯이 루프의 개수를 늘릴수록 루프의 높이를 낮출 수 있는데 루프의 개수는 제작 공수와 관계가 있고 루프의 높이는 공간 점유와 관계가 있으므로 강도조건을 만족하는 위의 몇 가지 후보 중 하나를 선택하는 것은 설계자의 몫이다. 또한 파이프의 최대 응력이 폭의 변화에 비교적 둔감하기는 하나 요구되는 루프 높이의 미세한 조정은 루프의 폭을 변화시켜서도 가능하다.

5. 결 론

본 논문에서는 대형 선박의 파이프 시스템에 적용되는 루프의 구조설계를 손쉽게 수행할 수 있도록 하기 위해, 루프를 갖는 파이프의 강성, 최대 응력 등을 결정하는 설계식을 개발한 뒤 NASTRAN에 의한 구조해석을 통하여 그 타당성을 검증하고 실선에의 적용 예를 제시하는 과정에서 다음과 같은 결론

Table 7 Minimum requirement for loop heights to meet the allowable stress of the pipe (119MPa)

n	$h(mm)$	$\sigma_V (MPa)$	$\sigma_H (MPa)$
1	1050	118.90	67.30
2	707	119.00	56.91
3	560	118.79	51.08

을 도출하였다.

(1) 본 논문에서 제안한 설계식은 현장에서 대형선에 흔히 적용하는 파이프 루프의 치수 범위에 대해 NASTRAN에 의한 구조해석 결과와 비교하여 1~2% 이내의 좋은 일치를 보이고 있다.

(2) 단위 루프의 높이와 폭을 변화시키며 단위 루프 및 루프를 포함하는 파이프 전체의 축 강성을 계산하여 본 결과 이들 축 강성은 높이 변화에는 민감하게 반응하나 폭 변화에는 거의 영향을 받지 않는 것으로 나타나고 있다. 루프의 직경은 파이프 시스템의 용도에 의해 결정된다는 사실을 감안하면 사실상 루프의 설계는 그 높이를 결정하는 과정으로 볼 수 있다.

(3) 본 연구에서 제안한 설계식을 실선 자료로부터 채택한 해석모델에 적용하여 손쉽게 강도를 평가하고 개선안을 제시할 수 있다는 사실을 확인하였다.

(4) 설계식의 실용성을 향상시키기 위해서는 단위 루프의 강성 계산 시 좀 더 현실적인 회전 경계조건을 적용할 필요가 있을 것으로 판단되며 이에 대한 추가 연구가 요망된다.

참 고 문 헌

박치모, 장대오, 한삼덕 (2007). "대형 선박의 파이프 루프 최적 구조설계", 한국해양공학회지, 제21권, 제5호, pp 47-54.
 임상전 (1997). 재료역학, 문운당, pp 291-298
 현대중공업 (1987). Design Manual (Calculation of Pipe Expansion).
 현대중공업 (2001). Manual of Arr't of Outfittings in Passageway.
 ABS (American Bureau of Shipping) (2008). Rules for Building and Classing Steel Vessels, Part 4, Chapter 6, Section 2, pp 389.
 DNV (Det Norske Veritas) (2007). Rules for Ships, January 2007, Part 3, Ch. 1, Sec. 8, pp 69 and Sec. 12, pp 88.
 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.
 Popov, E.P. (1999). Engineering Mechanics of Solids, Prentice Hall, pp 326, 854.

2008년 6월 17일 원고 접수

2008년 8월 25일 최종 수정본 채택