

# 코너부 곡률을 고려한 선박용 파이프 루프 설계식 개발

박치모\* · 양박달치\*

\*울산대학교 조선해양공학부

## Development of Design Formulas for Pipe Loops Used in Ships Considering the Curvature of Corners

Chi-Mo Park\* and Park-Dal-Chi Yang\*

\*School of Naval Architecture And Ocean Engineering, University of Ulsan, Ulsan, Korea

**KEY WORDS:** Pipe loop 파이프 루프, Design formula 설계식, Curvature of corners 코너부 곡률, Castigliano's theorem 카스틸리아노 정리, Displacement load 변위 하중, Thermal load 열 하중, Pipe stiffness 파이프 강성

**ABSTRACT:** Many longitudinally arranged pipes in ships are subject to considerable displacement loads caused by the hull girder bending of ships and/or thermal loads in some special pipes through which fluids with highly abnormal temperatures are conveyed. As these loads may cause failure in the pipes or their supporting structures, loops have been widely adopted as a measure to prevent such failure, with the idea that they can lower the stress level in a pipe by absorbing some portion of these loads. But since such loops have some negative effects, such as causing extra manufacturing cost and occupying extra space, the number and dimensions of the loops need to be minimized. This research developed design formulas for pipe loops, modeling them as a spring element, for which the axial stiffness is calculated based on the beam theory, incorporating the effects of the curvature of loop corners and the flexibility of the straight portion of the pipe. The accuracy of the proposed design formulas was verified by comparing two results respectively obtained by the proposed formulas and MSC/NASTRAN. The paper ends with a sample application of the proposed formulas showing their efficiency.

### 1. 서 론

선박에 종 방향으로 설치되는 파이프의 경우, 주 선체의 종 굽힘으로부터 전달되는 변위 하중이나 파이프 내에 흐르는 비 상온 유체에 의한 열 하중으로 인해 큰 축 응력이 발생하게 된다. 이를 완화하기 위한 방법의 하나로 이들 축 하중의 상당 부분을 흡수하도록 파이프 중간 중간에 루프(Loop)를 적용하여 파이프에 유연성(Flexibility)을 주는 개념이 적용되어 오고 있는데, 루프의 형성에는 생산비 증가 및 추가적인 공간 점유가 수반되므로 수량 및 크기를 최소화할 필요가 있다. 이러한 반면에 관련 선급규정(Lloyd's Register, 2006)들은 루프의 설계에 관한 구체적인 지침 없이 피상적인 언급만을 하고 있어 조선현장에서는 설계에 어려움을 겪고 있는 실정이다. 박치모 등(2008; 2009)은 루프를 축 하중의 상당 부분을 흡수하는 스프링으로 취급하고 보 이론에 기초하여 루프의 강성을 계산함으로써 루프의 설계식을 발표하여 루프의 설계가 복잡한 구조해석 없이 간단한 식에 의해 이루어질 수 있다는 가능성을 보였는데, 루프의 강성 계산 시 루프의 수평부와 연결부 그리고 파이프 직선부가 실제의 경우처럼 사분원 곡선이 아닌 직선으로 연결된 것으로

가정함으로써 연결부 사분원의 곡률반경이 루프의 크기에 비해 큰 경우는 실용성을 보장하기 어려운 문제점을 가지고 있었다. 본 연구에서는 이들 연결 부위를 현실성 있는 사분원 곡선으로 취급하여 파이프 루프의 새로운 설계식을 개발하였다. 개발한 설계식은 유한요소해석 프로그램인 MSC/NASTRAN(이하 NASTRAN으로 칭함)에 의한 프레임 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  $h$ , 코너부의 곡률 반경  $r$  인 단위 루프의 축 방향 강성을 구하기 위하여 루프에 수평 인 장력  $P$ 가 작용할 때 루프의 수평 신장량을 구할 필요가 있다. 이 때 파이프 직선부와 연결되는 A점 및 F점의 회전 경계조건은 인접한 파이프 직선부에 의해 부분적으로 구속되는 탄성지지에 해당하며 이와 같은 파이프 직선부에 의한 회전구속 모멘트를  $M$ 으로 놓기로 하면 A점과 F점의 수평 변위는 수평력  $P$ 와 회전구속 모멘트  $M$  두 가지 하중에 의한 변위의 중첩으로

교신저자 박치모: 울산광역시 남구 대학로 102, 052-259-2156, cmpark@mail.ulsan.ac.kr

본 연구는 2009년 창원에서 개최된 한국해양과학기술협의회 공동학술대회에 발표된 논문을 근간으로 하고 있음을 밝힙니다.

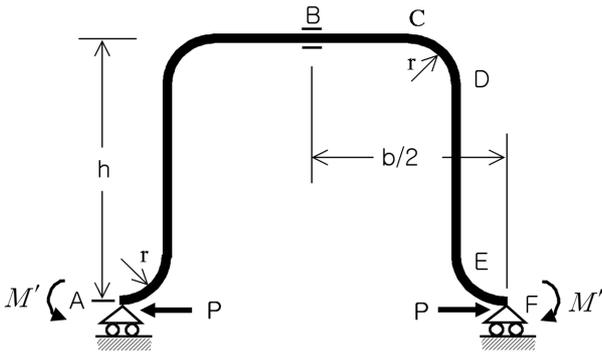


Fig. 1 Shape and dimensions of a unit loop

볼 수 있다. 여기서는 대칭조건을 이용하여 루프의 중간 지점인 B점을 고정시키고 루프의 반쪽 부분에서 발생하는 신장량인 F점의 변위를 계산하여 두 배 해주기로 한다.

2.1.1 수평력 P에 의한 F점의 변위

먼저 F점의 회전구속이 없다는 가정 하에 수평력 P에 의한 F점의 수평 변위  $\delta_F$ 를 구하기로 한다. B점에 대한 F점의 상대 수평 변위는 각각 수평 부재의 반쪽인 BC 구간, 상부 사분원 CD 구간, 연직 부재인 DE 구간 그리고 하부 사분원 EF 구간의 기여분의 합으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta_F = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5 + \delta_6 + \delta_7 \quad (1)$$

여기서  $\delta_1$ 은 BC 구간의 굽힘 변형에 의한 C점의 회전각  $\theta_C$ 의 기여분,  $\delta_2$ 는 CD 구간의 굽힘 변형에 의한 D점의 수평 변위,  $\delta_3$ 는 CD 구간의 굽힘 변형에 의한 D점의 회전각  $\theta_D$ 의 기여분,  $\delta_4$ 는 DE 구간의 굽힘 변형에 의한 E점의 수평 변위,  $\delta_5$ 는 DE 구간의 전단 변형에 의한 E점의 수평 변위,  $\delta_6$ 는 DE 구간의 굽힘 및 전단 변형에 의한 E점의 회전각  $\theta_E$ 의 기여분 그리고  $\delta_7$ 은 EF 구간의 굽힘 변형에 의한 F점의 수평 변위이다.

이들 각 성분을 차례로 하나씩 구해 보기로 한다. 먼저 F점에 수평력 P가 작용할 때 보 요소 BC의 자유단 C에 걸리는 굽힘 모멘트  $M=Ph$ 에 의한 C점의 회전각  $\theta_C$ 와 그로 인한 F점의 수평 변위 성분  $\delta_1$ 은 다음과 같다(Popov, 1999).

$$\theta_C = \frac{Ph(b-4r)}{2EI}, \quad \delta_1 = \theta_C h = \frac{Ph^2(b-4r)}{2EI} \quad (2)$$

여기서 E는 파이프 재료의 탄성계수, I는 단면의 관성모멘트이다. 다음은 Fig. 2에 보인 반경 r의 사분원 CD 구간의 굽힘 변형의 기여분  $\delta_2$ 와  $\delta_3$ 를 Castigliano 정리(Pytel and Kiusalaas, 2003)를 이용하여 구하기로 한다. F점의 수평력 P는 D점에 수평력 P와 굽힘모멘트  $M_D = P(h-r)$ 를 유발하게 되며 이 때 사분원 CD의 굽힘 변형에너지 U는 다음 식으로 표현된다.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^{\pi/2} \frac{(Pr \cos \theta + M_D)^2}{EI} r d\theta \quad (3)$$

D점의 수평 변위  $\delta_2$  및 회전각  $\theta_D$ 는 굽힘 변형에너지 U를 각각 P와  $M_D$ 로 편미분하고  $M_D$ 값을  $P(h-r)$ 로 놓으면 다음과 같이

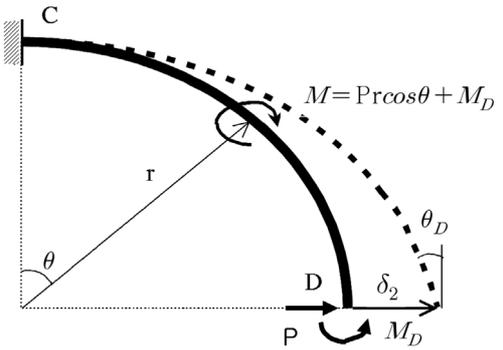


Fig. 2 Deformation of the corner element CD

구해진다.

$$\delta_2 = \left( \frac{\partial U}{\partial P} \right)_{M_D = P(h-r)} = \frac{Pr^2}{EI} \left[ h + \left( \frac{\pi}{4} - 1 \right) r \right] \quad (4)$$

$$\theta_D = \left( \frac{\partial U}{\partial M_D} \right)_{M_D = P(h-r)} = \frac{Pr}{EI} \left[ \frac{\pi}{2} (h-r) + r \right] \quad (5)$$

$\delta_3$ 는 D점의 회전각  $\theta_D$ 에 회전 반경  $(h-r)$ 을 곱하여 다음과 같이 얻어진다.

$$\delta_3 = \frac{Pr}{EI} \left[ \frac{\pi}{2} (h-r)^2 + r(h-r) \right] \quad (6)$$

다음으로 F점의 수평력 P는 연직 부재인 DE 구간의 E점에 수평력 P와 굽힘모멘트 Pr를 유발하게 되며 이로 인한 굽힘 변형이 E점의 수평 변위에 기여하는 성분  $\delta_4$ 는 다음과 같다.

$$\delta_4 = \frac{P(h-2r)^3}{3EI} + \frac{Pr(h-2r)^2}{2EI} = \frac{P(h-2r)^2(2h-r)}{6EI} \quad (7)$$

한편, 연직 부재인 DE 구간의 전단 변형에 의한 수평 변위 성분  $\delta_5$ 는 각각 다음과 같다(박치모 등, 2008).

$$\delta_5 = \frac{kP(h-2r)}{GA} \quad (8)$$

여기서 G는 파이프 재료의 전단탄성계수, A는 파이프 단면적이고, 내반경  $r_i$  외반경  $r_o$ 인 루프 단면에 대한 계수 k는 다음과 같이 표현된다.

$$k = \frac{4}{3} \left( 1 + \frac{r_o r_i}{r_o^2 + r_i^2} \right) \quad (9)$$

또한 DE 구간에서 발생한 E점의 회전각  $\theta_E$ 는 굽힘 변형에 의한 회전각  $\theta_{EB}$ 와 전단 변형에 의한 회전각  $\theta_{ES}$ 의 합으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\theta_{EB} = \frac{P(h-2r)^2}{2EI} + \frac{Pr(h-2r)}{EI} = \frac{Ph(h-2r)}{2EI} \quad (10)$$

$$\theta_{ES} = \frac{kP}{GA} \quad (11)$$

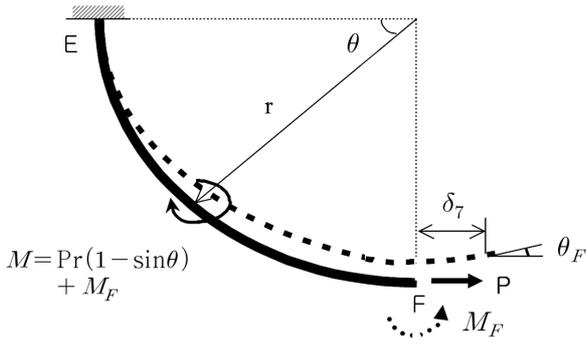


Fig. 3 Deformation of the corner element EF

$$\theta_E = \frac{Ph(h-2r)}{2EI} + \frac{kP}{GA} \quad (12)$$

$\delta_6$ 는 DE 구간의 굽힘 및 전단 변형에 의한 E점의 회전각  $\theta_E$ 에 E점 하부의 회전 반경  $r$ 을 곱하여 다음과 같이 얻어진다.

$$\delta_6 = \frac{Phr(h-2r)}{2EI} + \frac{kPr}{GA} \quad (13)$$

끝으로 Fig. 3에 보인 반경  $r$ 의 사분원 EF 구간의 굽힘 변형에 의한 수평 변위 성분  $\delta_7$ 과 F점의 회전각  $\theta_F$ 를 사분원 CD에서와 같은 방법으로 Castigliano 정리(Pytel and Kiusalaas, 2003)를 이용하여 구하기로 한다. F점에 수평력  $P$ 가 작용할 때 F점의 수평변위 뿐만 아니라 회전각까지 구하기 위해서는 회전각에 대응되는 하중 모드인 모멘트  $M_F$ 를 가상 하중(Dummy load)으로 작용시킬 필요가 있다. 이 때 사분원 EF의 굽힘 변형에너지  $U$ 는 다음 식으로 표현된다.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{(Pr(1-\sin\theta) + M_F)^2}{EI} r d\theta \quad (14)$$

F점의 수평 변위 성분  $\delta_7$ 과 회전각  $\theta_F$ 는 굽힘 변형에너지  $U$ 를 각각  $P$ 와  $M_F$ 로 편미분하고 가상 하중인  $M_F$ 를 영으로 놓으면 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_7 = \left(\frac{\partial U}{\partial P}\right)_{M_F=0} = \frac{(3\pi-8)Pr^3}{4EI} \quad (15)$$

$$\theta_F = \left(\frac{\partial U}{\partial M_F}\right)_{M_F=0} = \frac{(\pi-2)Pr^2}{2EI} \quad (16)$$

이들을 모두 종합하면 힘  $P$ 로 인한 F점의 회전각  $\theta_P$  및 수평 변위  $\delta_P$ 는 각각 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\theta_P = \theta_C + \theta_D + \theta_E + \theta_F = \frac{Ph}{2EI} [h+b+(\pi-6)r] + \frac{kP}{GA} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \delta_P &= \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \delta_4 + \delta_5 + \delta_6 + \delta_7 \\ &= \frac{P}{12EI} [4h^3 + 6(b+\pi r-6r)h^2 + (36-12\pi)r^2h \\ &\quad + (18\pi-56)r^3] + \frac{kP(h-r)}{GA} \end{aligned} \quad (18)$$

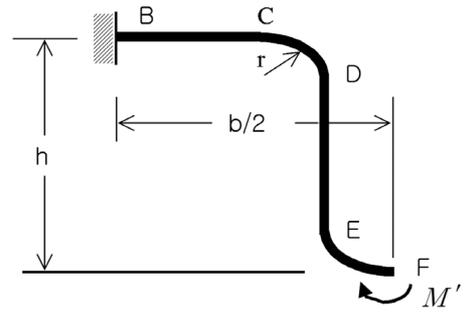


Fig. 4 Deformation correction for the rotational restraint  $M'$

### 2.1.2 회전구속 모멘트 $M'$ 에 의한 F점의 변위

Fig. 4에 보인 바와 같이 F점에 파이프 직선부에 의해 회전구속 모멘트  $M'$ 이 걸릴 경우 루프 전 영역에 균일한 굽힘 모멘트  $M'$ 가 분포되며, F점의 회전각  $\theta_{M'}$ 은 루프를 구성하는 네 개의 구간인 BC, CD, DE, EF 각각의 기여분  $\theta'_C, \theta'_D, \theta'_E, \theta'_F$ 의 합으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\theta_{M'} = \theta'_C + \theta'_D + \theta'_E + \theta'_F \quad (19)$$

여기서  $\theta'_C$ 와  $\theta'_E$ 는 직선 보 이론에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\theta'_C = \frac{M'(b-4r)}{2EI} \quad (20)$$

$$\theta'_E = \frac{M'(h-2r)}{EI} \quad (21)$$

한편  $\theta'_D$ 와  $\theta'_F$ 는 앞서 적용한 Castigliano 정리를 이용하면 다음과 같이 구해진다.

$$\theta'_D = \theta'_F = \frac{M'\pi r}{2EI} \quad (22)$$

(20)~(22)식을 (19)식에 대입하면 회전구속 모멘트  $M'$ 에 의한 F점의 회전각  $\theta_{M'}$ 은 다음과 같이 표현된다.

$$\theta_{M'} = \frac{M'}{2EI} [2h+b+(2\pi-8)r] \quad (23)$$

따라서 루프의 F점에 수평력  $P$ 와 회전구속 모멘트  $M'$ 이 동시에 작용할 때 F점의 회전각은 (17), (23)식의 조합으로 다음과 같이 얻어진다.

$$\begin{aligned} \theta_L = \theta_P - \theta_{M'} &= \frac{Ph}{2EI} [h+b+(\pi-6)r] + \frac{kP}{GA} \\ &\quad - \frac{M'}{2EI} [2h+b+(2\pi-8)r] \end{aligned} \quad (24)$$

한편, 미지의 회전구속 모멘트  $M'$ 의 크기를 구하기 위하여 두 개의 인접한 루프 사이에 놓인 파이프 직선부 끝점에서의 회전각  $\theta_{tr}$ 을 구하고 이것이 (23)식으로 주어진  $\theta$ 와 같아야 한다는 적합조건식을 적용한다. 두 개의 인접한 루프 사이에 놓인 파이프 직선부 끝점에서의 회전각  $\theta_{tr}$ 과 굽힘모멘트  $M'$  사이의 관계식은 보 이론으로부터 다음과 같이 구해진다(Fig. 5 참조).

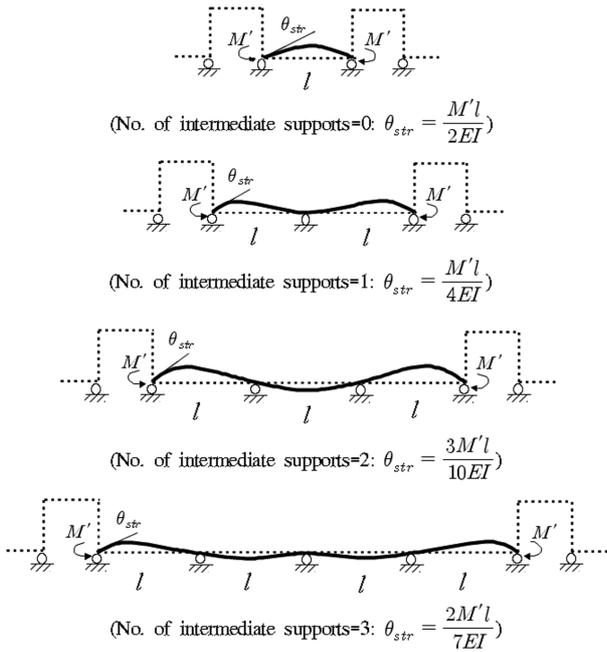


Fig. 5 Deformation modes of the straight portion of the pipe for various support conditions and the relationships between  $M$  and  $\theta_{str}$

Table 1  $\alpha$ '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	...	$\infty$
$\alpha$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{10}$	$\frac{2}{7}$	$\frac{11}{38}$	...	0.289

$$\theta_{str} = \frac{M'(\alpha l)}{EI} \quad (25)$$

여기서  $\alpha$ 는 인접한 두 루프 사이의 파이프 직선부의 양단 지지점을 제외한 중간 지지점 수에 의존하는 계수로서 Table 1에 보인 바와 같고  $l$ 은 지지점 사이의 등 간격을 의미한다. (24) 식과 (25) 식을 등치하면  $M$  값이 다음과 같이 구해진다.

$$M' = \frac{P[h(h+b+\pi r-6r)+2kEI/GA]}{2h+b+(2\pi-8)r+2\alpha l} \quad (26)$$

$M$ 에 의한 F점의 수정 변위  $\delta_M$  역시 앞서 언급한 네 구간의 기여분의 합으로 이루어지는데 이 경우는 전 구간이 굽힘 모멘트  $M$ 의 순수 굽힘 상태에 놓이게 되므로 (1)식의  $\delta$ 에 대응되는 항 없이 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\delta_M = \delta_1' + \delta_2' + \delta_3' + \delta_4' + \delta_5' + \delta_6' \quad (27)$$

이들 각 성분을 차례로 구해 보기로 한다. 먼저  $\delta_1'$ 은 (20) 식의  $\theta_1'$ 과 회전 반경  $h$ 와의 곱으로 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_1' = \frac{M'h(b-4r)}{2EI} \quad (28)$$

$\delta_2'$ 과  $\delta_7'$ 은 Castigliano 정리를 각각 사분원 CD 및 EF에 적용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\delta_2' = \frac{M'r^2}{EI} \quad (29)$$

$$\delta_7' = \frac{M'(\pi-2)r^2}{2EI} \quad (30)$$

$\delta_3'$ 은 (22)식의  $\theta_3'$ 과 회전 반경  $(h-r)$ 와의 곱으로 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_3' = \frac{M'\pi r(h-r)}{2EI} \quad (31)$$

$\delta_4'$ 은 구간 DE에 대한 직선 보 이론으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_4' = \frac{M'(h-2r)^2}{2EI} \quad (32)$$

$\delta_5'$ 은 (21) 식의  $\theta_5'$ 과 회전 반경  $r$ 와의 곱으로 다음과 같이 표현된다.

$$\delta_5' = \frac{M'r(h-2r)}{EI} \quad (33)$$

(26), (28)~(33) 식을 (27) 식에 대입하면  $\delta_M$ 은 다음과 같이 구해진다.

$$\delta_M = \frac{P[h(h+b+\pi r-6r)+2k\frac{EI}{GA}]h(h+b+\pi r-6r)}{2EI(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)} \quad (34)$$

### 2.1.3 P와 M'에 의한 F점의 전체 변위 및 단위 루프의 강성

루프의 반쪽에서 발생한 F점의 전체 변위  $\delta_{half}$ 는 (18) 식의  $\delta$ 에서 (34) 식의  $\delta_M$ 을 상쇄하여 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \delta_{half} &= \delta_P - \delta_M = \frac{PQ}{12EI(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)} + \frac{Pk(h-r)}{GA} \\ &= \frac{P[QGA+12k(h-r)(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EI]}{12(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EIGA} \end{aligned} \quad (35)$$

여기서 Q는 루프 및 파이프 직선부 지지 상태의 기하학적 특성과 연직 구간인 DE의 전단 특성을 나타내는 계수로서 다음과 같이 표현된다.

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

$\delta_{half}$ 는 루프의 대칭성을 이용하여 반쪽에서만 구한 변위이므로 단위 루프에서 발생한 전체 변위  $\delta$ 는 (35) 식을 두 배하여 다음과 같이 얻어진다.

$$\delta_T = \frac{P[QGA + 12k(h-r)(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EI]}{6(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EIGA} \quad (37)$$

따라서  $P/\delta_T$ 로 정의되는 단위 루프의 강성  $k_L$ 은 다음과 같이 구해진다.

$$k_L = \frac{6(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EIGA}{QGA + 12k(h-r)(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)EI} \quad (38)$$

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.

$$k_{com} = \frac{k_{str} \cdot k_L/n}{k_{str} + k_L/n} = \frac{k_{str} \cdot k_L}{nk_{str} + k_L} \quad (39)$$

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.

$$k_{str} = \frac{EA}{L-nb} \quad (40)$$

(38), (40) 식을 (39) 식에 대입하면 루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성  $k_{com}$ 은 다음과 같이 얻어진다.

$$k_{com} = \frac{EI}{n\left[\frac{Q}{6(2h+b+2\pi r-8r+2\alpha l)} + \frac{2k(h-r)EI}{GA}\right] + \frac{(L-nb)I}{A}} \quad (41)$$

2.3 선박용 파이프에 작용하는 축 하중

선박용 파이프에 작용하는 주요 축 하중에는 선체의 중 굽힘에 의해 파이프에 전달되는 변위 하중과 파이프가 비 상온 유체를 운반하는 경우 발생하는 열 하중을 들 수 있는데 이것 역시 변위 하중의 형태로 변환할 수 있어 이들 두 하중을 함께 처리할 수 있다. 먼저 선체 중 굽힘에 의해 파이프에 발생하는 파이프의 축 변형도  $\epsilon_p$ 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  $\epsilon_{pB}$ 는 주 선체의 갑판에서의 응력이 허용응력에 달했을 때의 값을 선택한다(현대중공업, 1987).

위의 가정에 따르면 주 선체의 중 굽힘으로 인해 파이프에 발생하는 축 변형도  $\epsilon_{pB}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_{pB} = \frac{\sigma_{al,D}C_P}{E_D C_D} \quad (42)$$

여기서  $\sigma_{al,D}$ ,  $E_D$ 는 각각 갑판 재료의 허용응력 및 탄성계수이고  $C_D$ ,  $C_P$ 는 주 선체 단면의 중립축으로부터 각각 상갑판, 해당 파이프까지의 거리이다.

한편, 파이프에 주 선체와 온도가 다른 유체가 흐르는 경우

파이프의 온도가 내부 유체의 온도와 같다는 가정 하에 파이프에 유발되는 축 변형도  $\epsilon_{pT}$ 는 열 변형을 고려하여 다음의 식으로 쓸 수 있다.

$$\epsilon_{pT} = \beta(\Delta T) \quad (43)$$

여기서  $\beta$ 는 파이프의 열팽창계수,  $\Delta T$ 는 파이프와 주 선체의 온도차이다.

이들 두 가지 하중을 종합하면 파이프에 발생하는 전체 축 변형도  $\epsilon_p$ 는 (42) 식과 (43) 식의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$\epsilon_p = \frac{\sigma_{al,D}C_P}{E_D C_D} + \beta(\Delta T) \quad (44)$$

변위 하중은 (44) 식으로 표현된 파이프의 축 변형도  $\epsilon_p$ 에 대 상 파이프의 길이  $L$ 을 곱하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\delta_p = \epsilon_p L = \left[\frac{\sigma_{al,D}C_P}{E_D C_D} + \beta(\Delta T)\right]L \quad (45)$$

이 때 파이프에 발생하는 축력  $P$ 는 다음과 같다.

$$P = k_{com}\delta_p \quad (46)$$

2.4 루프와 직선부가 조합된 파이프의 최대 응력

(46) 식과 같은 축력  $P$ 가 걸릴 때 루프 및 파이프 직선부의 굽힘 모멘트 분포는 Fig. 6에 보인 바와 같다. 루프 수평부 및 파이프 직선부에는 굽힘 모멘트에 더하여 축력  $P$ 가 추가되므로 최대 범선응력은 루프 수평부나 파이프 직선부 시작점 중 굽힘 모멘트가 큰 곳에 발생하게 된다. 최대 범선응력의 이들 두 후보 값을 구하는 첫 단계로 루프 수평부의 굽힘 모멘트  $M_{LH}$ 와 파이프 직선부 시작점의 굽힘 모멘트  $M_{str}$ 은 (26) 식을 이용하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_{LH} = Ph - M' = \frac{P[h(h+\pi r-2r+2\alpha l) - 2kEI/GA]}{2h+b+(2\pi-8)r+2\alpha l} \quad (47)$$

$$M_{str} = M' = \frac{P[h(h+b+\pi r-6r)+2kEI/GA]}{2h+b+(2\pi-8)r+2\alpha l} \quad (48)$$

따라서 루프 수평부에 걸리는 범선 응력  $\sigma_{LH}$ 와 파이프 직선부 끝에 걸리는 범선 응력  $\sigma_{str}$ 은 (46) 식의 축력  $P$ 에 의한 축 응력에 각각 (47) 식의 굽힘 모멘트  $M_{LH}$ 에 의한 굽힘 응력과 (48)

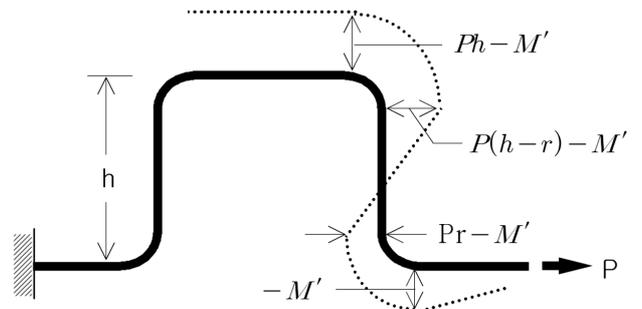


Fig. 6 Bending moment diagram (BMD) for the pipe

식의 굽힘 모멘트  $M_{str}$ 에 의한 굽힘 응력을 더하여 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_{LH} = \frac{P}{A} + \frac{M_{LH}}{Z}$$

$$= k_{com} \delta_P \left[ \frac{1}{A} + \frac{h(h + \pi r - 2r + 2\alpha l) - 2kEI/GA}{(2h + b + 2\pi r - 8r + 2\alpha l)Z} \right] \quad (49)$$

$$\sigma_{str} = \frac{P}{A} + \frac{M_{str}}{Z}$$

$$= k_{com} \delta_P \left[ \frac{1}{A} + \frac{h(h + b + \pi r - 6r) + 2kEI/GA}{(2h + b + 2\pi r - 8r + 2\alpha l)Z} \right] \quad (50)$$

### 3. 제안식 검증 및 파이프의 거동 특성 고찰

#### 3.1 해석 모델

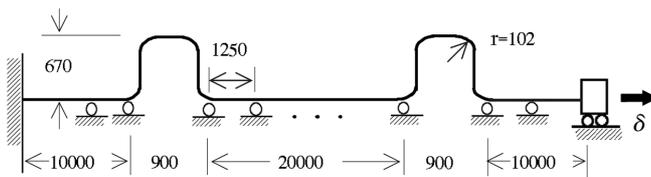
수치해석을 통해 본 연구의 제안식을 검증하고 그들 제안식을 이용해 파이프 루프의 강도평가 및 최적설계를 수행하기 위하여 기 실적인 318,000 DWT VLCC(현대중공업, 2007)를 대상 선박으로 선정하였으며 그 제원은 다음과 같다.

- 길이(LBP): 324m · 폭( $B_{mid}$ ): 60m
- 깊이( $D_{mid}$ ): 29.6m · 중립축: 13.2m above B.L.

이와 같은 초대형 유조선의 여러 파이프 시스템 중에서 상갑판 상부에 설치되는 유압 파이프를 선정하여 해석을 수행하였는데 그 제원은 Table 2에 보인 바와 같다. 이와 같이 주 선체 내부가 아닌 갑판 상부에 탑재되는 파이프의 경우 파이프 Unit 별로 탑재가 이루어지기 때문에 여기서는 해석대상 스패를 실제 선박에 적용된 길이 41.8m 내에 두 개의 루프를 갖는 상기 유압 파이프를 약간 변형하여 Fig. 7과 같이 모델링하였는데 이때 루프 코너부의 중심선 곡률반경  $r$ 는 현장의 관례에 따라 파이프 외경의 3배인 102mm를 적용하였다.

**Table 2** Geometrical and material properties of analyzed pipe system (JIS, 1988; ABS, 2008)

Outer diameter (mm)	Thickness (mm)	Distance from neutral axis (mm)	
34.0	3.4	19,940	
Young's modulus (GPa)	Shear modulus (GPa)	Yield stress (MPa)	Allowable stress (MPa)
200	76.9	215	119.44



**Fig. 7** Modeling of a hydraulic oil pipe [unit: mm]

#### 3.2 설계식의 검증

루프와 직선부가 조합된 파이프의 강성적인 (41) 식과 최대 범선응력의 두 후보 값을 주는 (49), (50) 식을 검증하기 위하여 Fig. 7의 해석 모델에 루프의 높이를 다양하게 변화시키며 강성 및 두 후보 응력을 각각 본 연구의 설계식인 (41), (49), (50) 식과 NASTRAN으로 계산한 뒤 Table 3~5에 정리하였다.

NASTRAN에 의한 유한요소해석 시 Fig. 7의 해석 모델 전체

**Table 3** Comparison of  $k_{com}$  for two methods; Eq. (41) and NASTRAN [unit: N/mm]

$h$ [mm]	Eq. (41)		NASTRAN		Eq. (41)/NASTRAN	
	$r=0$	$r=120$	$r=0$	$r=120$	$r=0$	$r=120$
300	89.60	100.85	88.93	100.65	1.008	1.002
400	49.88	55.75	49.62	55.77	1.005	1.000
500	31.20	34.66	31.07	34.70	1.004	0.999
600	21.08	23.30	21.01	23.34	1.003	0.998
700	15.04	16.55	15.01	16.58	1.002	0.998
800	11.19	12.26	11.16	12.28	1.003	0.998
900	8.59	9.38	8.57	9.39	1.002	0.999
1000	6.76	7.36	6.75	7.37	1.001	0.999

**Table 4** Comparison of  $\sigma_{LH}$  for two methods; Eq. (49) and NASTRAN [unit: MPa]

$h$ [mm]	Eq. (49)		NASTRAN		Eq. (49)/NASTRAN	
	$r=0$	$r=120$	$r=0$	$r=120$	$r=0$	$r=120$
300	266.30	359.55	265.45	360.21	1.003	0.998
400	196.88	260.35	196.46	261.13	1.002	0.997
500	153.80	199.71	153.56	200.37	1.002	0.997
600	124.78	159.47	124.62	159.99	1.001	0.997
700	104.03	131.11	103.92	131.52	1.001	0.997
800	88.53	110.21	88.44	110.53	1.001	0.997
900	76.55	94.26	76.49	94.52	1.001	0.997
1000	67.05	81.76	67.00	81.96	1.001	0.998

**Table 5** Comparison of  $\sigma_{str}$  for two methods; Eq. (50) and NASTRAN [unit: MPa]

$h$ [mm]	Eq. (50)		NASTRAN		Eq. (50)/NASTRAN	
	$r=0$	$r=120$	$r=0$	$r=120$	$r=0$	$r=120$
300	312.51	291.94	309.07	290.02	1.011	1.007
400	228.00	214.53	226.23	213.90	1.008	1.003
500	176.13	166.83	175.09	166.63	1.006	1.001
600	141.52	134.87	140.85	134.82	1.005	1.000
700	117.00	112.10	116.55	112.12	1.004	1.000
800	98.84	95.15	98.51	95.19	1.003	1.000
900	84.92	82.08	84.68	82.13	1.003	0.999
1000	73.96	71.74	73.77	71.79	1.003	0.999

를 1500개의 보 요소로 모델링하였으며, 경계조건으로서는 왼쪽 끝은 수평 및 연직 변위, 회전을 모두 구속하였고 오른쪽 끝은 연직변위와 회전을 그리고 파이프 직선부에 1250mm 간격으로 배치된 지지점은 연직변위만을 구속하였다. 하중은 오른쪽 끝에 변위 하중으로 작용시켰다. 응력 계산에 사용할 변위하중은 (45) 식으로부터 구할 수 있다. 본 연구의 해석 대상인 초대형 유조선의 갑판재료의 탄성계수는  $E_D = 210\text{GPa}$ , 허용응력은  $\sigma_{ul, D} = 125\text{MPa}$ (DNV, 2007)이고  $C_D = 16,400\text{mm}$ ,  $C_P = 19,940\text{mm}$ , 파이프 재료의 열팽창 계수는  $\beta = 11.7 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$ , 파이프와 주 선체의 최대 온도차는 유압 파이프 내의 유체 온도  $32^\circ\text{C}$ (at pressure 13.5MPa)와 주 선체가 경험할 수 있는 최저 온도  $-2^\circ\text{C}$ 를 가정하여  $\Delta T = 34^\circ\text{C}$ , 해석 모델의 블록 길이는  $L = 41.8\text{m}$ 이므로 해당 파이프의 변위 하중  $\delta_b$ 는 선체 종방향에 의한 값 30.252mm와 열 하중에 의한 값 16.628mm의 합인 46.880mm로 계산된다. Table 3~5로부터 본 연구의 강성식인 (41) 식과 두 최대응력의 후보식인 (49), (50) 식은 NASTRAN의 해석결과와 전반적으로 1% 이내의 좋은 일치율을 보이는 것을 알 수 있다.

3.3 루프 코너부 곡률의 영향

또한 루프의 수평부와 연직부가 직각으로 연결되었다고 가정하는 경우(박치모 등, 2009)의 루프 강성 및 최대 응력 값의 오차를 알아보기 위하여 코너부의 중심선 곡률반경이 각각 0,

Table 6 Comparison of  $k_{com}$  for two cases;  $r=0$  and 102 mm [unit: N/mm]

$h$ [mm]	$r=0$ mm: (A)	$r=102$ mm: (B)	(A)/(B)
300	89.60	100.85	0.888
400	49.88	55.75	0.895
500	31.20	34.66	0.900
600	21.08	23.30	0.905
700	15.04	16.55	0.909
800	11.19	12.26	0.913
900	8.59	9.38	0.916
1000	6.76	7.36	0.918

Table 7 Comparison of  $\sigma_{LH}$  for two cases;  $r=0$  and 102 mm [unit: MPa]

$h$ [mm]	$r=0$ mm: (A)	$r=102$ mm: (B)	(A)/(B)
300	266.30	359.55	0.741
400	196.88	260.35	0.756
500	153.80	199.71	0.770
600	124.78	159.47	0.782
700	104.03	131.11	0.793
800	88.53	110.21	0.803
900	76.55	94.26	0.812
1000	67.05	81.76	0.820

Table 8 Comparison of  $\sigma_{str}$  for two cases;  $r=0$  and 102 mm [unit: MPa]

$h$ [mm]	$r=0$ mm: (A)	$r=102$ mm: (B)	(A)/(B)
300	312.51	291.94	1.070
400	228.00	214.53	1.063
500	176.13	166.83	1.056
600	141.52	134.87	1.049
700	117.00	112.10	1.044
800	98.84	95.15	1.039
900	84.92	82.08	1.035
1000	73.96	71.74	1.031

Table 9 Comparison of  $\sigma_{max}$  for two cases;  $r=0$  and 102 mm [unit: MPa]

$h$ [mm]	$r=0$ mm: (A)	$r=102$ mm: (B)	(A)/(B)
300	312.51	359.55	0.869
400	228.00	260.35	0.876
500	176.13	199.71	0.882
600	141.52	159.47	0.887
700	117.00	131.11	0.892
800	98.84	110.21	0.897
900	84.92	94.26	0.901
1000	73.96	81.76	0.905

102mm인 두 경우의 루프 강성, 최대 응력의 두 후보 값 그리고 최대 응력 값을 계산하여 각각 Table 6~9에 정리하였다. 이들 Table로부터 루프의 코너부가 사분원으로 꺾이는 실제의 경우 직각으로 꺾이는 가상적인 경우에 비해 파이프 전체 강성이 8.2~11.2%의 차이로 큰 값을 갖는 것으로 나타나고 있으며, 최대 법선응력의 후보 값은  $\sigma_{LH}$ 의 경우 18.0~25.9% 차이로 큰 값을 가지며  $\sigma_{str}$ 의 경우 3.1~7.0%의 차이로 작은 값을 갖는 것으로 나타났으나 Table 7, 8에서 볼 수 있듯이 이들 두 경우에 있어 최대응력의 발생 위치가 서로 다르기 때문에 실제 설계에서 사용될 최대 법선응력 값으로 비교하면 9.5~13.1%의 차이[Table 9 참조]를 보이고 있다. 이들 모든 값의 차이는 예상대로 루프의 높이가 증가함에 따라 감소하는 것을 확인할 수 있다.

3.4 루프 곡선부에 직선보 이론을 적용한 해석의 오차 검토

본 연구에서는 보 단면에 걸리는 굽힘모멘트 등의 내력 계산에 있어서는 루프 코너부의 곡선 형상을 그대로 감안하여 해석을 수행하였으나 기본적으로 직선보 이론을 적용하여 설계식을 유도하였으며 앞서 보인 바와 같이 NASTRAN을 이용한 유한요소해석에서도 곡선부를 직선보 요소로 모델링하여 해석한 경우 이들 두 해석 결과는 1% 이내의 일치율을 보이는 것으로 나타났다. 그러나 곡선부에 직선보 이론을 적용하는 것은 정확한 해석은 될 수 없으며 이로 인한 오차 범위를 검토하기 위하여 Fig. 4에 보인 바와 같은 루프 반쪽 부분에 대해 직선부는 모두

**Table 10** Comparison of FE analysis results for straight beam and curved beam elements

	Straight beam element: (A)	Curved beam element: (B)	(A)/(B)
$\delta_f$ [mm]	33.91	33.84	1.002
$\sigma_{BC}$ [MPa]	310.33	310.33	1.000
$\sigma_{CD}$ [MPa]	296.27	330.14	0.897
$\sigma_{DE}$ [MPa]	153.63	153.63	1.000
$\sigma_{EF}$ [MPa]	15.32	14.19	1.080

직선보 요소를 사용하고 사분원 코너부는 각각 직선보 요소와 곡선보 요소를 사용하는 두 가지 방법으로 모델링한 뒤 NASTRAN에 의한 유한요소 해석을 수행하고 이들 두 경우를 비교함으로써 곡선부에 직선보 이론을 적용하는 경우의 문제점을 알아보도록 하였다. 해석 모델의 크기는 실제의 경우에 많이 사용되는 루프의 폭 900mm, 높이 700mm로 하였고 단면 및 재료 특성치는 Table 2에 보인 바와 같다. 유한요소 모델은 총 100개의 보 요소로 구성하였으며 경계조건은 B점의 경우 연직변위를 제외한 모든 자유도를 구속하였고 F점의 경우 수평변위와 평면내 회전을 제외한 모든 자유도를 구속한 채 수평력 1kN을 작용시켰다. 이들 해석 결과는 모두 Table 10에 정리하였다. 여기에는 루프 곡선부에 각각 직선보 요소와 곡선보 요소를 사용한 두 가지 해석의 경우에 대해 F점의 수평 변위  $\delta_f$ , 직선 구간인 BC, DE 구간 각각의 중간지점에서의 최대 범선응력  $\sigma_{BC}$ ,  $\sigma_{DE}$ , 그리고 곡선 구간인 CD, EF 구간 각각의 중간 지점에서의 최대 범선응력  $\sigma_{CD}$ ,  $\sigma_{EF}$  값들을 보여주고 있다. Table 10에 의하면 루프의 강성과 직결되는 수평변위  $\delta_f$  값은 차이가 0.2% 정도로 매우 작고 직선구간의 응력값은 전혀 차이가 없는 반면에 곡선부에서의 응력은 최대 10% 정도까지 차이가 발생하는 것을 알 수 있다. 이로부터 루프의 강성 계산에 있어서는 본 논문에서 사용한 직선보 이론으로도 충분한 정도가 보장되나 곡선부의 응력 계산에 있어서는 정도를 좀 더 향상시킬 수 있는 방안이 요구된다고 할 수 있다.

**4. 설계에의 적용 예**

앞서 유도한 설계식 (49), (50) 식을 이용하여 본 연구에서 택한 해석 모델의 최대 범선응력의 두 후보 값을 계산하였더니 각각  $\sigma_{LH} = 138.68\text{MPa}$ ,  $\sigma_{str} = 118.20\text{MPa}$ 로서 파이프 재료의 허용응력 119.44MPa를 초과하여 강도가 부족한 것으로 나타났다. 따라서 본 연구의 설계식에 따라, 루프의 수가 각각  $n = 1, 2, 3$

**Table 11** Loop heights to meet the allowable stress 119.44MPa of the pipe

$n$	$\alpha$	$b$ (mm)	$h$ (mm)	$\sigma_{LH}$ (MPa)	$\sigma_{str}$ (MPa)
1	0.289	900	1252	119.40	106.48
2	0.289	900	753	119.30	102.54
3	0.289	900	550	119.19	100.20

인 경우에 대해 허용응력을 만족하는 루프의 높이를 찾아 Table 11에 정리하였다. Table 11에서 볼 수 있듯이 루프의 개수를 늘릴수록 루프의 높이를 낮출 수 있는데 루프의 개수는 제작 공수와 관계가 있고 루프의 높이는 공간 점유와 관계가 있으므로 설계자는 강도 조건을 만족하는 위의 몇 가지 후보 중 하나를 선택할 수 있을 것이다.

**5. 결 론**

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

- (1) 본 논문에서는 루프의 코너부가 직선적으로 꺾인다는 가정 하에 개발된 이전의 설계식을 개선하여 사분원으로 꺾이는 실제의 경우에 대한 설계식을 개발하였으며 이들 두 설계식을 비교한 결과 본 연구에서 택한 해석모델의 경우 파이프의 최대 범선응력 값에서 9.5~13.1%의 큰 차이를 보임으로써 코너부의 실제 형상의 고려 필요성을 확인할 수 있었다.
- (2) 본 논문에서 개발한 설계식은 루프 곡선부에 직선보 이론을 적용한 해석의 결과로서 NASTRAN에 의한 유한요소해석 결과와 비교할 때, NASTRAN 해석에서도 동일하게 곡선부를 직선보 요소로 모델링할 경우, 파이프의 강성 및 범선응력 값에서 1% 이내의 매우 좋은 일치율을 보이고 있다. 그러나 루프 곡선부를 각각 직선보 요소와 곡선보 요소로 달리 모델링한 NASTRAN의 두 해석 결과를 비교한 결과 루프의 변형 값은 거의 일치하나 곡선부의 응력 값에서 다소 큰 차이를 보임으로써 향후 응력 값의 정도를 높이는 추가적인 연구가 요구된다고 하겠다.
- (3) 본 논문에서 제안한 설계식을 실선 자료로부터 채택한 해석모델에 적용하여 손쉽게 강도를 평가하고 개선안을 제시할 수 있다는 사실을 확인하였다.

**참 고 문 헌**

박치모, 양박달치, 이종훈 (2008). "대형 선박의 파이프 루프 설계식 개발(I)", 한국해양공학회지, 제22권, 제5호, pp 132-137.

박치모, 양박달치, 이종훈 (2009). "대형 선박의 파이프 루프 설계식 개발(II)", 한국해양공학회지, 제23권, 제1호, pp 132-137.

현대중공업 (1987). Design Manual (Calculation of Pipe Expansion).

현대중공업 (2007). Arr't of Outfittings on Upper Deck.

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, 595, 853.
- Pytel, A. and Kiusalaas, J. (2003). Mechanics of Materials, Thomson Learning Academic Resource Center, pp 420-421.
- 
- 2009년 3월 20일 원고 접수  
2009년 7월 1일 심사 완료  
2009년 8월 19일 게재 확정