

# 해저관로의 대 변형 굽힘에 의한 소성 모멘트 추정

이중현 \* 최한석 \*  
\*부산대학교 조선해양공학과

## Estimation of Plastic Bending Moment of Offshore Pipelines

JONG HYUN LEE \* HAN SUK CHOI \*

\*Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Offshore Pipeline 해저배관, Plastic Bending 소성 변형, Bending Moment 굽힘 모멘트, Reeling 릴 공법

**요약:** 본 논문은 대 변형 굽힘에 의한 소성 모멘트의 계산시 ovality를 고려한 파이프의 중립축에 대한 모멘트에 관해 논한다. 기존의 계산방법에 의한 중립축에 대한 모멘트 계산결과와 새로운 방법에 의한 계산결과를 비교해 보았다. 파이프가 길이방향의 모멘트에 의하여 굽어질 때, 증가하는 모멘트에 따른 ovality 변화를 고려하여 중립축에 대한 모멘트 계산에 적용해 보았다. 모멘트 계산은 타원형의 파이프 단면을 미세한 단면으로 나누어서 각 단면에 대한 응력을 비선형 strain-stress 식을 이용하여 구한 다음 중립축에 대해 계산을 수행하였다. 대 변형 굽힘에서 일어나는 실제현상 중 하나인 ovality를 파이프의 계산에 적용함으로써 좀 더 정확한 중립축에 대한 모멘트를 계산할 수 있었다. 이 방법을 reel에 의한 해저배관의 설치 공법에서 사용되는 reverse bending radius 계산에 적용해 보았다.

### 1. 서론

근해자원의 고갈과 유류의 수요증가로 심해저로의 개발이 점차 활발해져 가고 있다. 이에 해양 유전 및 천연가스, 기타 여러 용도로서 해저 파이프의 수요는 점점 늘어가는 추세이다. 심해에서의 설치는 육상에서 멀리 떨어져 수심이 깊고 해상상태가 거칠어 설치공사비가 굉장히 비싸며, 설치에 드는 비용은 총 공사비의 절반 이상을 차지한다. 따라서 설치공사 속도가 빠르며, 또한 설치 공사비를 줄일 수 있는 reel 공법이 경제적으로 평가되고 있다. Reel 공법은 육상에서 파이프를 reel에 감아 해상에서 풀어주면서 해저에 설치한다. 크기가 한정된 reel에 파이프를 감기 위해 파이프는 소성변형을 일으킬 정도의 모멘트를 받게 된다. 따라서, reel 공법에서는 모멘트와 bending strain의 상관관계가 가장 핵심포인트라 할 수 있겠다.

이에 이제까지 탄성영역을 벗어나 과도한 모멘트를 가함에도 불구하고 모멘트의 증가에 따른 형상변화를 고려하지 않고 수행된 여러 계산 결과들과는 달리 모멘트의 증가에 따른 형상변화를 나타내는, 즉 변화하는 ovality를 고려한 좀 더 안정적이고 확실한 계산을 위해 본 연구를 시작하게 되었다.

### 2. 모멘트 계산

이제까지의 reel 공법에서 고려되는 대 변형 굽힘 모멘트와 굽힘 변형률과의 상관관계는, 대 변형 굽힘 모멘트가 적용됨에도 불구하고 형상변화를 고려하지 않은 계산들이 수행되어졌다 (Langner, 1976). 비록 모멘트의 값에 따른 파이프의 형상변화에 대한 이론적 식과 경험적 data에 의해 ovality를 제안한 식이 있지만 이러한 변화하는 ovality를 고려하는 모멘트 계산은 실행되지 않았었다 (Nogueira and Lanar, 2001). 이러한 파이프의 대 변형 굽힘 변형 중 생기는 불확정적 요소의 하나인 변화하는 형상변화를 고려한 좀 더 정확한 굽힘 모멘트와 파이프의 변형률에 관한 계산을 수행해 보았다. Ovality는 파이프 단면이 굽힘을 받을 때 단면의 형상이 원에서 타원형으로 변하는 현상이며, 본 논문은 API rule에 의한 ovality정의를 사용하고 있다 (API, 1999).

#### 2.1 기본개념

파이프가 Fig. 1에서와 같이 굽힘 모멘트 ( $M$ )를 받으면 파이프 내부에서는 굽힘 변형이 생기고 이에 따른 곡률 ( $K$ )이 생긴다. 이 때 파이프 바깥쪽에서는 인장 변형이 생기고, 안쪽에서는 압축 변형이 생긴다. 이러한 변형들은 내부에 응력을 생기게 한다. 그리고 형상을 살펴보면 대 변형 굽힘 모멘트가 작용할 때 초기단면이 원형인 파이프는 약간의 타원형 모양으로 변형되면서 굽어진다.

제1저자 이중현 연락처: 부산광역시 금정구 장전동 산 30  
051-510-3904 hyun\_1@daum.net

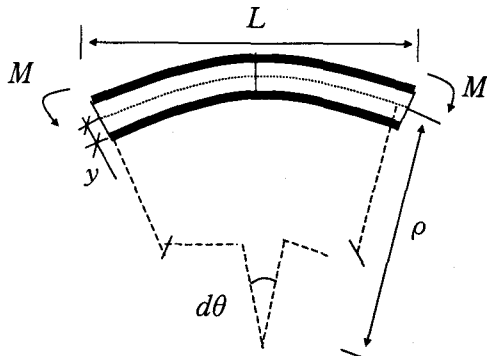


Fig. 1 Sketch of pipe due to bending moment

초기변형을 고려할 때 굽힘 모멘트는 다음과 같이 정의된다.

$$\epsilon = \bar{\epsilon} + y(k - \bar{k}) \quad (1)$$

$$\sigma = f(\epsilon) \quad (2)$$

$$M = \int \sigma * y * dA \quad (3)$$

where,  $\epsilon$  = axial strain

$\bar{\epsilon}$  = initial axial strain

$k$  = curvature

$\bar{k}$  = initial curvature

$\sigma$  = bending stress

$f(\epsilon)$  = function related  $\epsilon, \sigma$

$y$  = distance from the neutral pipe axis

식 (3) 은 다음과 같이 곡률이나 모멘트에 관한 함수 형태로 나타낼 수 있다.

$$M = M(k) \text{ 또는 } k = k(M)$$

함수  $M(k)$ 나  $k(M)$ 은 ovality, initial curvature, material tension, external pressure, internal pressure, time rate of bending, temperature 등에 영향을 받는다 (Nogueira and Lanan, 2001). 그러나 본 연구에서는 이러한 다양한 변수는 고려하지 않고 단조 증가 형태의 모멘트에 대해 ovality만을 고려하여 중립축에 대한 모멘트를 살펴보았다.

## 2.2 모멘트 계산 방법

우선 모멘트와 곡률 사이의 관계를 살펴보기로 한다. Figure 2의 모멘트와 곡률의 상관 관계도에서 알 수 있듯이 곡률의 값에 따라 선형과 비선형으로 구분할 수 있다. 즉 초기의 작은 모멘트 값에서는 파이프 내부에서는 탄성응력이 발생하여 모멘트 값도 탄성적으로 변화함을 알 수 있다. 그러나 과도한 모멘트가 가해지는 소성영역에서는 Fig. 2에서와 같이 선형적이지 않음을 알 수 있다. 선형과 비선형 구간의 계산방법에 대해 좀 더 살펴보면 다음과 같다.

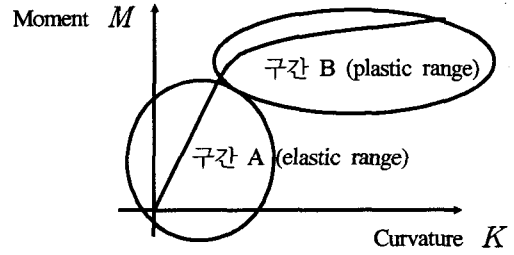


Fig. 2 Relationship of moment and curvature

### 2.2.1 탄성영역 (구간 A)

만약 파이프의 전체 변형에 따른 단면의 응력 분포가 linear elastic 일 때 굽힘 모멘트와 곡률 사이의 관계는 다음과 같이 나타낼 수 있다 (Langner, 1976).

$$M = EI(k - \bar{k}) \quad (4)$$

where,  $E$  = elastic modulus ( $E \approx 30$  M psi for steel)

$I$  = moment of inertia of pipe steel section

식 (4)는  $\sigma = E\epsilon$  또는  $\sigma = E(\epsilon - \bar{\epsilon})$  관계를 가정한 모멘트 계산식이다. 만약 (4)식에서  $\bar{k} = 0$  이면, (즉 initially straight) 위 식은 선형적 베르누이-오일러 식을 만족한다 (Gere and Timoshenko, 1997). 즉  $\sigma = E * \epsilon$  과  $M = EIK$  이라는 선형적 관계를 만족하는 선형적 증가를 살펴볼 수 있다.

### 2.2.2 소성영역 (구간 B)

굽힘 모멘트가 작용할 때 생기는 응력이 항복점을 넘어갈 때, 파이프 내부의 변형은 Fig. 4와 같이 소성변형이 생긴다. 이때 응력분포는 선형일 때의 표현처럼 쉽게 나타낼 수는 없다. 이에 다양한 가정들이 수반되어 모멘트와 굽힘 변형과의 상관관계를 설명해왔다. 이러한 가정들을 포함한 계산들은 각각의 연구 논문의 주제가 될 수 있을 정도로 아직 정립되지 않았고, 그 종류 또한 다양한 것을 알 수 있다. 본 연구는 Ramberg-Osgood (1943)의 응력에 대한 소성수정식을 이용해 계산을 수행하였다.

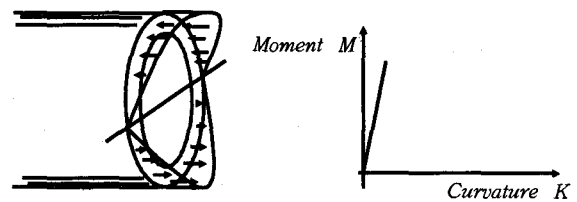


Fig. 3 Elastic range

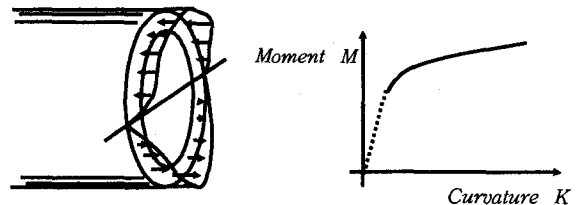


Fig. 4 Plastic range

### 2.3 기존의 비선형 모멘트 계산방법

아래의 방법은 식 (5)에서 알 수 있듯이 소성영역의 응력을 Ramberg-Osgood의 소성수정식을 사용하여 값을 수정하였다.

$$\sigma = \begin{cases} E \cdot \epsilon & \text{if } \epsilon \leq \epsilon_p \\ \sigma_p \cdot (n \cdot \epsilon / \epsilon_p - n + 1)^{(1/n)} & \text{if } \epsilon > \epsilon_p \end{cases} \quad (5)$$

where,  $n$  = Hutchinson exponent

$\epsilon_p$  = Proportional limit strain

$\sigma_p$  = Proportional limit stress

식 (5)에서의 응력값을 파이프 면적에 따른 적분을 통해 모멘트 계산을 한 결과는 다음과 같다 (Oceaneering, 2000).

$$M_1 = E_{av} \cdot D \cdot t \cdot \pi \cdot \frac{(D-t)^3}{8 \cdot R_{min}} \quad (6)$$

$$M_2 = \frac{(E - E_{av}) \cdot t \cdot (D-t)^3 \cdot \pi}{8 \cdot R_{min}} \cdot (2\phi - \sin(2\phi)) \quad (7)$$

$$M_3 = 4(\sigma_p - E_{av} \cdot \frac{\sigma_p}{E}) t \cdot \frac{(D-t)^2}{4} \cdot \cos(\phi) \quad (8)$$

$$M_{total} = M_1 + M_2 + M_3 \quad (9)$$

where,

$E_{av}$  = post-proportion slope

$$= \begin{cases} E & \text{if } \epsilon \leq \epsilon_p \\ \frac{\sigma - \sigma_p}{\epsilon - \epsilon_p} & \text{if } \epsilon > \epsilon_p \end{cases}$$

$t$  = pipe wall thickness

$D$  = external diameter of pipe

$\phi$  = angle phi for elastic range of pipe section

$$= \begin{cases} \frac{\pi}{2} & \text{if } \epsilon \leq \epsilon_p \\ \sin^{-1}(\frac{\epsilon_p}{\epsilon}) & \text{if } \epsilon > \epsilon_p \end{cases}$$

$$R_{min} = \text{radius of bending} = \frac{D}{2 \cdot \epsilon}$$

식 (7)에서 모멘트  $M_1$ 의 값은 탄성영역에서의  $E_{av}$ 값이  $E$ 으로 계산되어 값이 0으로 됨을 알 수 있고, 식 (8)에서 모멘트  $M_2$ 의 값은  $\phi$ 값이  $\pi/2$ 가 되어  $\cos(\phi)$  값의 크기가 0이 되어 식 (7)과 (8)의 모멘트 값은 소성영역에서의 모멘트 값을 나타낸 것을 알 수 있다.

위의 방법은 strain에 따른 모멘트 계산식으로서 간단히 값을 찾을 수 있는 장점이 있으나, 단면의 형상변화에 따른 모멘트를 계산할 수 없는 단점이 있다.

### 2.4 새로운 비선형 모멘트 계산방법

Figure 5에서와 같이 파이프의 중립축에 대한 모멘트 계산 시 파이프의 1/4 단면을 미소면적으로 나눈다. 파이프 내부의 굽힘 변형값에 따른 응력에 대해 탄성부분과 소성부분에 대한 값을 수정한 후, 미소 면적과 중립축과의 거리를 곱해 모멘트 계산을 수행하였다.

중립축에 작용하는 모멘트를 계산하기 위해서 몇 가지 계산상의 가정을 다음과 같이 하였다.

1. 파이프의 단면은 중립축에 대해서 대칭이다.
2. Shear force는 고려하지 않았다.
3. 모멘트 계산 시 중립축의 위치변화는 없다는 가정에 의해 압축부의 단면과 인장 부의 단면에서의 strain 분포는 일정하다고 계산하고 1/4 단면의 모멘트 값을 4배 하였다.
4. 단면에서 최대 변형값이 파이프의 바깥쪽에 위치하고 중립축까지 길이비례로 변한다.
5. 탄성영역에서의 응력은 선형적 stress-strain 관계에 의한 모멘트를 계산하고 소성영역의 응력은 Ramberg-Osgood 소성 수정 식에 의해 계산한다.
6. 각 모멘트에 대해 대응되는 ovality를 계산한다 (Murphey and Lagner, 1985).

모멘트의 계산은 다음과 같은 과정으로 수행하였다.

Step 1.  $M$ 에 의해 생긴 최대 변형률  $\epsilon$ 은 파이프 단면의 끝단 부에 위치하고 파이프 단면의 중립축에 대해 길이 비례로 분포 시킨다.

Step 2. 변형률  $\epsilon$ 의 범위에서 탄성영역과 소성영역 부분에 대한 수정을 한다.

Step 3. 미소면적의 모멘트를 구한다.

$$dM = \sigma \cdot A \cdot y_d \quad (11)$$

where,  $A = dh \cdot (x_2 - x_1)$

$$dh = \frac{D}{2 \cdot N_{num}}$$

$N_{num}$  = 파이프의 반경을 미소단면으로 나눈 횟수

$y_d$  = 중립축에서 파이프 미소단면까지의 거리

$$x_2 = (1+a) \sqrt{\frac{D^2}{4} - \frac{y^2}{(1-a)^2}}$$

$$x_1 = (1+a) \sqrt{(\frac{D}{2} - t)^2 - \frac{y^2}{(1-a)^2}}$$

$$a = \frac{D_{max} - D_{min}}{D_{max} + D_{min}} = \text{ovality by API}$$

where,  $D_{max} = D + 2\delta R$

$$D_{min} = D - 2\delta R$$

Step 4. 위에서 구한 미소면적을 전체 면적에 대한 적분을 통해 총 모멘트 값을 구한다.

$$M = 4 \int dM \, dy \quad (12)$$

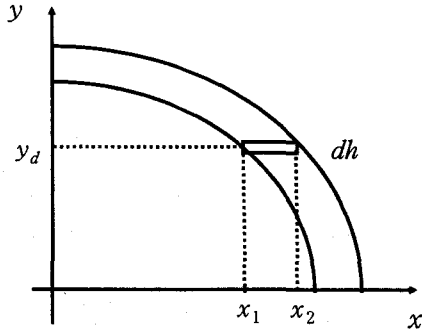


Fig. 5 Sketch of pipe section for calculation

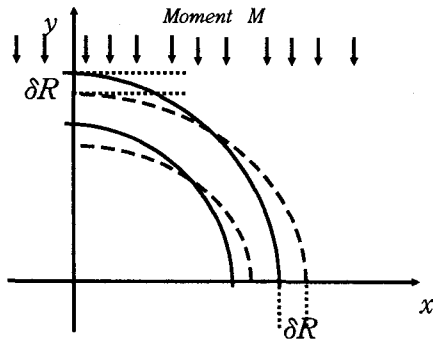


Fig. 6 Ovaling of pipe section shape due to moment

## 2.5 Ovality

순수 굽힘 모멘트에 의해 파이프가 굽어질 때, 소성영역의 응력이 발생하는 과도한 모멘트에 의해 파이프는 타원형모양으로 굽어진다. 이때 파이프의 굽어지는 정도를 ovality라고 하는데, 본 연구에서는 Fig. 6과 같이 타원형의 형태로 굽어진다고 가정하고 계산을 수행하였다. 모멘트에 대한 ovality를 계산하는 식은 다음과 같다 (Murphey and Lagner, 1985).

$$a = a_0 + c \left( \frac{KD^2}{t} \right)^2 \quad (13)$$

where,  $a_0$  = initial ovality

$c$  = empirical coefficient

$$= 0.015 \left( 1 + \frac{D}{120t} \right)$$

$$K = \frac{M}{B} + \left( K_b - \frac{M_b}{B} \right) \left( \frac{M}{M_b} \right)^n$$

$$B = EI = \frac{\pi E (D^4 - D_i^4)}{64}$$

$$n = 16 - 0.07 \frac{D}{t}$$

$$M_b = M_y \left( 1 - 0.002 \frac{D}{t} \right)$$

$$M_y = YD^2t$$

$Y$  = specified yield stress  
( stress at 0.005 strain )

$$K_b = \text{buckling curvature}$$

$$= \frac{1}{\rho_b} = \frac{t}{bD}$$

$\rho_b$  = buckling radius of curvature

$b$  = strain reduction factor

= 1.0 (homogeneous pipe)

= 1.5 (약간의 초기결함이 있을 때)

= 2.0 (심각한 초기결함이 있을 때)

식 (13)에 의해 변형에 따른 ovality를 구해보면 Fig. 7과 같다.

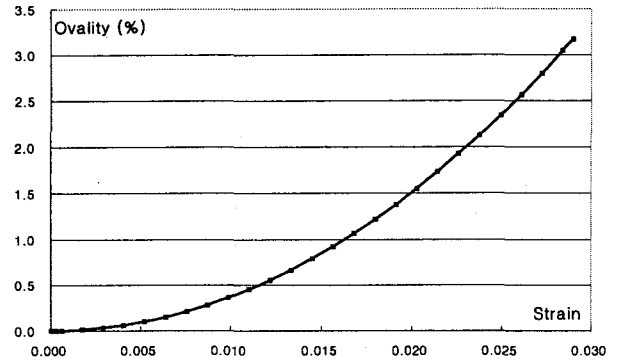


Fig. 7 Ovality calculation

## 2.6 계산 결과

### 2.6.1 계산에 사용된 파이프의 자원

• Outside Diameter, D	8.625 in
• Wall Thickness, t	0.5 in
• API-5L Yield Strength, Y	52.00 ksi
• Hutchinson Exponent, n	11.00
• Limit Stress	36.10 ksi
• Modulus of Elasticity, E	29000 ksi

### 2.6.2 기존의 계산 방법과의 결과치 비교

Figure 8은 기존의 계산방법과 새로운 방법에 의한 모멘트 계산결과를 나타낸다. 기존의 계산방법과 새로운 방법에 의한 계산결과 탄성영역에서의 파이프의 모멘트는 거의 같게 나왔고, 소성영역으로 갈수록 값의 차이가 남을 알 수 있다.

계산결과에서 탄성부분의 값은 strain에 따라서 일정한 기울기를 가짐을 알 수 있지만, 소성부분으로 갈수록 모멘트의 기울기는 점점 줄어드는 것을 알 수 있다. 이는 과도한 모멘트에 의해 생긴 소성영역의 면적이 파이프 내부에서 점점 증가하여, 전체 모멘트에 영향을 주었음을 예측할 수 있다.

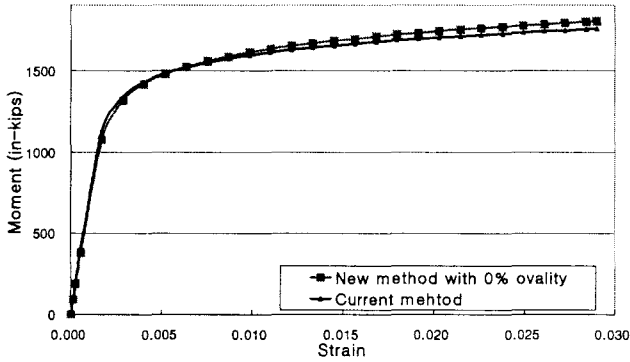


Fig. 8 Moment comparison with new method and current method

Figure 9는 임의의 일정한 초기 ovality 값에 따른 new method에 의한 모멘트 계산 결과를 나타낸다. Figure 9에서 볼 수 있듯이 ovality가 증가함에 따라 모멘트의 기울기는 점차 줄어들고 그 차이는 소성영역으로 갈수록 크다는 것을 알 수 있다. 소성영역에서 모멘트의 기울기가 완만하게 나오는 것은 앞서 언급한 파이프 내부의 소성영역의 면적이 점차 증가하는 것과 초기 ovality에 의해 파이프 단면형상에 변화가 일어났기 때문이다. 단면형상에 따른 모멘트 값의 변화는 계산시 중립축에서 먼 부분의 미소단면에서 모멘트의 줄어드는 값이 중립축에서 가까운 미소단면의 늘어나는 모멘트 값보다 크기 때문이다.

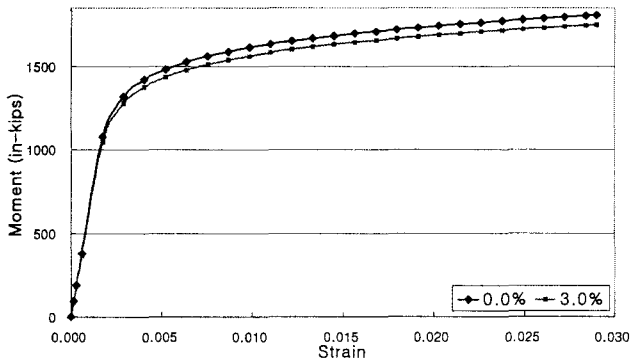


Fig. 9 Moment calculated by new method with constant ovalities

파이프는 모멘트의 증가에 따라 단면의 형상은 점차 일그러질 것이다. 이러한 단면 형상의 변화는 식 (13)을 사용하여 모멘트에 따른 ovality를 계산할 수 있다. 각 모멘트 값에 따른 ovality를 고려하여 모멘트 계산을 수정하였다. 점차 변화하는 ovality의 값은 처음 ovality가 없을 때의 모멘트에 대하여 계산하였다. 계산한 ovality값을 이용해 변화하는 ovality값을 고려한 수정된 모멘트 값을 구해보면 Fig. 10과 같다.

Figure 10의 결과에서 ovality가 고려되지 않은 모멘트와 변화하는 ovality를 고려한 모멘트의 크기는 strain의 크기가 커질수록, 즉 파이프의 ovality가 커짐에 따른 단면형상의 변화가 심할수록 차이가 심해짐을 알 수 있다. Ovality가 점차 커지는 과도한 strain에 대해서 모멘트의 기울기가 거의 0으로 감소하고 있다. 따라서 과도한 strain에서 ovality의 변화가 식 (13)을 계속해서 따르는지는 full-scale 실험으로 밝혀져야 할 것이다.

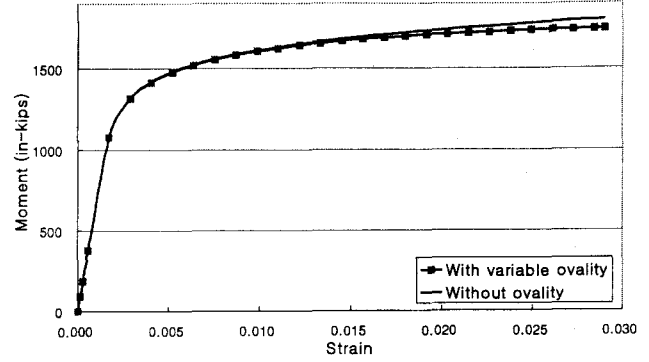


Fig. 10 Moment calculated by new method with variable ovalities

### 3. REEL 공법에의 응용

Reel공법에서는 한정된 직경의 reel에 파이프를 감아야 하며, tension을 받으면서 설치되는 파이프는 대 변형 모멘트를 받게 된다. Reel 공법에서는 reeling 할 때나 unreeling 할 때 필요한 tension의 크기를 구하는 것이 중요한 첫 단계의 일이다. 앞에서 계산한 모멘트의 계산 결과로 reel 반경과 파이프에 감긴 층의 높이를 고려해 이러한 tension의 크기를 구할 수 있다.

다음으로 unreeling시 굽어진 파이프를 곧게 펼치는 과정이 중요한데 이러한 공정을 좀 더 살펴보면, 파이프는 tension과 reel에 감겨 있는 방향(양의 방향)과 반대 방향(음의 방향)의 곡률을 가진 straightener에 의해 역방향의 모멘트를 받아 곧게 설치된다. 이러한 과정을 좀 더 자세히 살펴보면, reel에 감겨 있던 파이프는 설치 시 tensioner에 의해 일차적으로 residual strain이 감소되고, 일장크기의 역방향 모멘트를 가진 straightener를 통과하면서 곧게 설치된다.

파이프가 tension을 받으면서 reel에서 풀릴 때, 파이프의 거동은 파이프의 reverse bending 거동을 추정할 Masing의 법칙을 따른다고 가정한다 (Masing, 1926).

Masing의 법칙에 따르면 reverse bending 모멘트 곡선은 초기 모멘트 곡선을 원점을 기준으로 대칭이동 한 다음 크기를 두배로 하여 최대 하중이 걸리는 지점으로 좌표 이동한 곡선으로 정의된다.

Masing의 법칙에 의한 reverse bending 모멘트 곡선과 탄성영역의 모멘트 기울기를 가지는 곡선과 만나는 점의 strain 크기로써 straightener에 의해 역방향으로 작용하는 모멘트 크기를 가진 reverse bending radius를 구할 수 있다.

Figure 12에서는 Masing의 법칙을 ovality를 고려하지 않은 모멘트 곡선과 변화하는 ovality를 고려한 모멘트곡선에 적용하여 각각의 곡선에 따른 reverse bending 모멘트 곡선을 나타내 보았다.

Reverse bending 모멘트 곡선과 탄성영역의 모멘트 기울기와 의 교점을 구해 reverse bending radius를 구해 보았다.

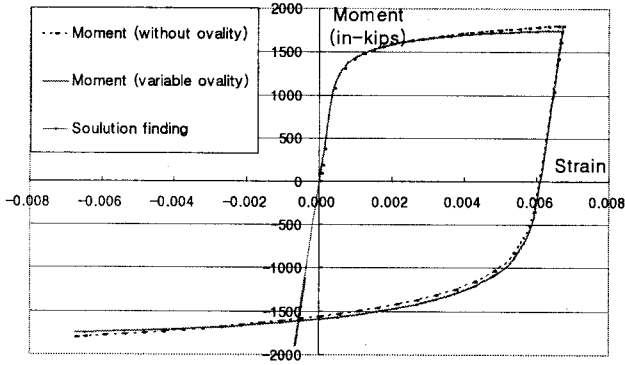


Fig. 12 Reverse bending calculation with Masing's rule

Figure 13에서는 앞서 계산한 reverse bending radius를 구한 결과를 나타낸다. Figure 13에서 알 수 있듯이 모멘트에 의해 생긴 최종 변형의 크기가 작을수록 reverse bending radius는 커짐을 알 수 있다. 이는 초기변형이 작으면 그 변형을 원상태로 돌리는데 드는 모멘트도 작다는 것을 의미한다. 그러나 과도한 모멘트에 의한 초기 변형이 큰 경우 ovality가 고려된 경우와 고려되지 않은 경우를 비교해보면 Fig. 13에서와 같이 고려된 경우가 소성영역으로 갈수록, 즉 초기 변형이 클수록 reverse bending radius가 작아짐을 알 수 있다. Masing의 법칙에 의해 구한 reverse bending 모멘트 곡선에서 최종 모멘트의 값은 ovality를 고려하지 않은 곡선이 더 낮은 값을 가진다. 하지만, reverse bending radius를 가진 strain 값의 영역에서는 변화하는 ovality를 가진 곡선의 모멘트 크기가 변화하지 않을 때 보다 낮은 값을 가지는 현상 때문에 실제 계산결과 변화하는 ovality를 고려했을 때 더 작은 reverse bending radius가 필요함을 알 수 있었다.

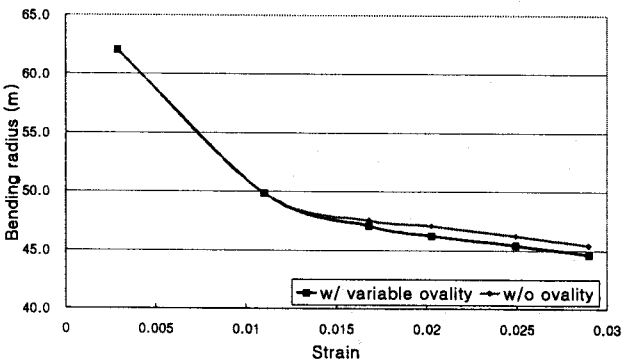


Fig. 13 Calculation of reverse bending radius

#### 4. 결론

1. 새로운 계산방법에서 파이프의 형상을 타원형으로 계산한 결과 값들은 ovality를 쉽게 고려할 수 있는 장점이 있다.
2. 기존의 계산방법을 통한 모멘트를 계산한 결과와 비교해 볼 때 새로운 방법에 의해 계산한 모멘트 결과가 약간 크게 나왔다.

3. Initial ovality를 고려한 파이프의 moment-strain곡선에서 initial ovality가 증가함에 따라 strain에 따른 모멘트는 감소함을 알 수 있다.
4. 모멘트가 작용할 때 모멘트 증가에 따른 형상변화를 고려한 새로운 모멘트 값을 찾을 수 있었다.
5. 형상변화를 고려한 모멘트에 대해 reverse bending radius를 계산한 결과 형상변화를 고려하지 않은 값과 비교했을 때 더 낮은 reverse bending radius를 계산할 수 있었다.

#### 참고문헌

API (1999). Design, Construction, Operation, and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines (Limit State Design), American Petroleum Institute Recommended Practice RP1111, Washington, D.C.

Gere J.M. and Timoshenko S.P. (1997). Mechanics of Materials, Boston : PWS Pub. Co., 4th edition.

Langner C.G. (1976). Mechanics of a Suspended Pipe Span, Shell Development Company, Deep Water Pipeline Feasibility Study, Chapter 3-9.

Masing G. (1926). Eigenspannung und Verfestigung beim Messing, Proceeding of Second International Conference of Applied Mechanics.

Murphey C.E. and Langner C.G. (1985). "Ultimate Pipe Strength under Bending, Collapse, and Fatigue", Proceeding of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, pp 467-472.

Nogueira A.C. and Lanan G.A. (2001). "Application of a Rational Model for Collapse of Deepwater Pipelines", Deepwater Pipelines & Riser Technology Conference, pp 3-8.

Oceanering International Inc. (2000). "Pipeline Engineering Software" Program Description & Technical Background.

Ramberg W. and Osgood W.R. (1943). Description of Stress-Strain Curves by Three Parameters, NACA Technical Note 902.

2002년 월 일 원고 접수  
2002년 월 일 최종 수정본 채택