

선박 해양구조물 파이프 루프 곡선부의 응력 해석

박치모* · 배병일*

*울산대학교 조선해양공학부

Stress Analysis of Curved Portions of Pipe Loops Used in Ships and Offshore Structures

Chi-Mo Park* and Byoung-Il Bae*

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

KEY WORDS: Curved pipe 곡선 파이프, Bending stress 굽힘 응력, Bending displacement correction factor 굽힘 변형 수정계수, Bending stress correction factor 굽힘 응력 수정계수, Finite element analysis 유한요소해석, Straight-beam element 직선 보 요소, 2-D shell element 2차원 셸 요소

ABSTRACT: Most ships and offshore structures are equipped with a variety of pipes, which inevitably contain curved portions. While it has been a usual practice to conduct bending stress analyses of these curved pipes using the straight-beam theory, this paper adopts two different types of finite elements, straight-beam elements and two-dimensional shell elements, for finite element analyses of a variety of curved pipes. It then compares the analysis results for two different types of elements to determine correction factors, which can be used to transform the bending displacements and bending stresses obtained by straight-beam elements to those obtainable by two-dimensional shell elements. The paper ends with a practical suggestion on how to efficiently use these correction factors to estimate the combined axial and normal stresses in a curved portion of a pipe.

1. 서 론

선박이나 해양구조물에는 다양한 종류의 파이프가 설치되며 이들 파이프는 각종 변위 하중이나 열 하중으로 인해 발생하는 축 응력을 완화하기 위해 도입되는 루프(Loop)의 코너부나 기타 방향 전환을 위해 꺾이는 부분에 곡선부를 갖게 된다. 이러한 파이프 곡선부에 굽힘 모멘트가 걸리는 경우 굽힘 응력을 구하기 위해 흔히 직선 보 이론을 적용하거나 직선 보 요소를 이용한 유한요소해석을 수행해 오고 있는데, 박치모와 배병일(2010)은 파이프 루프의 코너부를 각각 직선 보 요소, 곡선 보 요소, 2차원 셸 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 연구 결과를 발표한 바 있다. 그 연구 결과에 의하면, 직선 보 요소보다 곡선 보 요소가 더 큰 최대 굽힘 응력 값을 주는데, 2차원 셸 요소와 3차원 고체 요소는 서로 비슷한 해석 결과를 주면서, 직선 보 요소와 곡선 보 요소의 응력 차이보다 더 큰 차이로, 곡선 보 요소의 응력 값 보다 큰 값을 갖는다는 것을 보임으로써 직선 보 해석보다 복잡하면서 어차피 큰 오차를 갖는 곡선 보 이론은 이 경우 큰 의미가 없고 직선 보 해석 결과에 직선 보 해석 결과와 2차원 셸 요소 또는 3차원 고체 요소의 해석 결과와의 차이를 수정 계수의 형태로

곱해서 정도 높은 응력 값을 구하는 방법을 제안한 바 있다.

본 연구에서는 다양한 파이프 두께/직경 비와 곡선부 곡률/직경 비를 갖는 파이프 루프에 굽힘 모멘트가 작용하는 경우에 대해 각각 직선 보 요소와 2차원 셸 요소를 이용한 유한요소해석을 수행하고 이들 결과를 비교하여 굽힘 변형 수정계수와 굽힘 응력 수정계수를 구한 뒤 이를 표로 정리하여 제시하였다.

이어서 이들 수정계수를 사용하여 직선 보 요소로 해석한 응력을 수정하는 방법을 제안하였는데, 이는 파이프 곡선부에 축 응력과 굽힘 응력이 동시에 존재하는 경우에 굽힘 응력만 해석에 사용된 유한요소의 종류에 영향을 받고 축 응력은 영향을 받지 않는다는 가정에 기초하였다. 따라서 축 응력과 굽힘 응력의 조합응력이 발생하는 경우, 축 응력 부분은 그대로 두고 굽힘 응력 부분만을 수정한 뒤 다시 조합하는 방법을 적용하였고 이것이 합당하다는 것을 계산 예에서 확인하였다.

2. 해석 모델

2.1 기하학적 특성

본 연구에서는 파이프 루프 코너부의 응력이 루프 코너부의 곡률과 파이프 두께로부터 받는 영향을 조사하고 이를 설계식에 반영하기 위하여 이전 연구(박치모와 배병일, 2010)에서 사용한 것과 동일한 초대형 유조선(현대중공업, 2007)의 상갑판 상부에

교신저자 박치모: 울산광역시 남구 대학로 93, 052-259-2156, cmpark@mail.ulsan.ac.kr

본 논문은 2011년 6월 부산에서 개최된 한국해양과학기술협의회 공동학술대회에서 발표된 논문을 근간으로 하고 있음을 밝힙니다.

설치되는 유압 파이프를 해석 대상으로 선정하였는데 그 제원은 Table 1과 Fig. 1에 보인 바와 같다. 그런데 본 연구의 주 관심사는 파이프 곡선부의 해석이므로 Fig. 1에 보인 파이프 Unit에서 루프 하나를 분리한 뒤 대칭조건을 이용하여 그 반쪽 (Fig. 2 참조) 부분을 택한 후 루프 코너부의 곡률과 파이프 두께를 달리하여 Table 2에 보인 바와 같이 24개의 해석 모델을 구성하였다. Fig. 1에 보인 원 모델의 루프 코너부의 곡률 반경은 파이프 외경의 3배 ($\bar{r}=3d_o$)인 102mm인데 여기서는 이를 $\bar{r}=d_o \sim 5d_o$ 범위에서 여섯 가지로 변화시켰고, 파이프 두께는 파이프 외경을 고정된 채 내경을 변화시켜 달리하였다. 파이프의 외경/두께 비의 범위는 5-30 사이의 값을 4단계로 변화시켰는데 하한 값 5는 ASME (2000) 규격의 하한 값과 거의 일치하나 30은 ASME(2000) 규격의 상한 값인 약 140에 훨씬 못 미쳐 실제 선박 해양 구조물에서 사용하는 전 영역을 포괄하려면 향후 많은 추가 계산이 필요할 것으로 사료된다.

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

| Outer diameter d_o (mm) | Thickness (mm) | Distance from N.A. (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 |

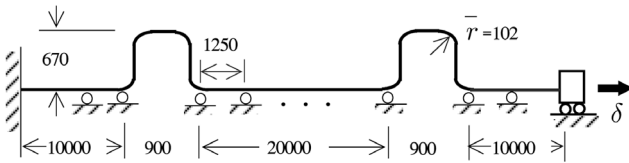


Fig. 1 Modeling of a hydraulic oil pipe [unit: mm]

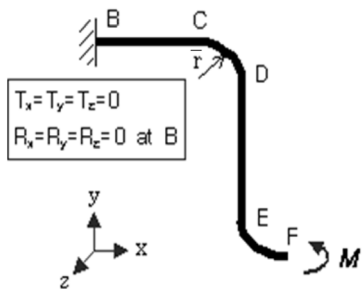


Fig. 2 Load and boundary conditions

2.2 하중 및 경계 조건

곡선 보에 직선 보 이론을 적용할 때 최대 법선응력 값의 주된 오차는 굽힘 응력에서 유발될 것이라는 가정 하에 굽힘 응력 부분에서의 오차를 파악하기 위하여, 파이프 단면에 걸리는 축력과 전단력의 영향을 배제하고 루프 전 구간이 순수 굽힘 상태에 놓이도록, 루프 하단 F점에 모멘트를 적용하였는데 본 연

구에서는 유한요소해석에 사용되는 요소의 종류에 따른 결과의 상대 비교가 주관심사이므로 하중의 크기는 특별한 의미가 없으며 여기서는 임의로 $M=340,000N\cdot mm$ 를 적용하였다. 경계조건은 상기의 하중조건과 조화를 이루어 순수 굽힘 상태가 적절히 구현되도록 Fig. 2에 보인 바와 같이 설정하였다.

3. 유한요소해석

3.1 유한요소 모델링

앞서 언급한 루프 반쪽 부분에 대해 Table 3에 보인 두 가지 방법으로 유한요소 모델링을 하여 MSC/NASTRAN으로 해석을 수행하였는데, Fig. 3, 4는 Table 2에 보인 해석모델 중 대표적으로 M3-4에 대한 두 가지 방법 각각의 유한요소 모델링을 보여주고 있다. 즉, Fig. 3은 Modeling I의 직선 보 요소를 이용한 유한요소모델을 Fig. 4는 Modeling II의 2차원 쉘 요소를 이용한 유한요소모델을 나타내고 있다.

Table 2 Names of analysis models

| curvature thickness(mm) | 1do | 1.5do | 2do | 3do | 4do | 5do |
|----------------------------|---------------------|-------|------|------|------|------|
| | 1.13 ($d_o/t=30$) | M1-1 | M1-2 | M1-3 | M1-4 | M1-5 |
| 1.70 ($d_o/t=20$) | M2-1 | M2-2 | M2-3 | M2-4 | M2-5 | M2-6 |
| 3.40 ($d_o/t=10$) | M3-1 | M3-2 | M3-3 | M3-4 | M3-5 | M3-6 |
| 6.80 ($d_o/t=5$) | M4-1 | M4-2 | M4-3 | M4-4 | M4-5 | M4-6 |

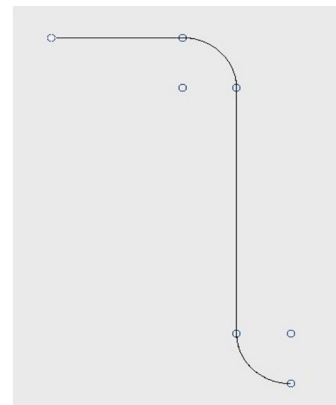


Fig. 3 Modeling I (937 elements)

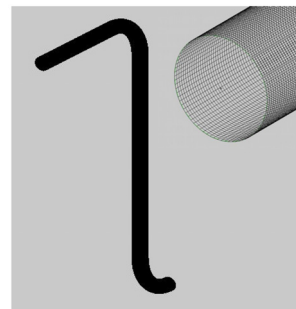


Fig. 4 Modeling II (80x936=74880 elements)

Table 3 Two different finite element models

| | |
|-------------|---|
| Modeling I | Modeled with straight beam elements |
| Modeling II | Modeled with 2-D shell (QUAD4) elements |

3.2 해석 결과

3.2.1 변형 형상

Table 2에 보인 총 24개의 해석 모델 각각에 대하여 앞서 언급한 두 가지 모델링 방법으로 유한요소해석을 수행하고 그 결과 중 해석모델 M3-4에 대한 변형 형상을 대표적으로 Fig. 5에 정리하였다.

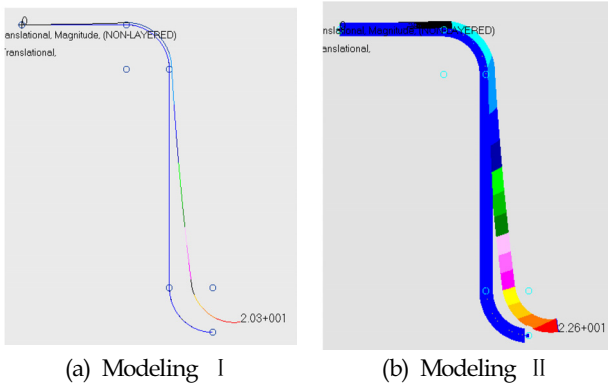


Fig. 5 Deformed shape of the models

Table 4 Maximum bending stresses in each segment for M3-1 ($t=3.40\text{mm}$, $\bar{r}=1d_o$)

| | | Max. bending stress (σ_{max} :MPa) | | | | Disp. at pt. F (mm) |
|-------|--------------|--|--------|--------|--------|---------------------|
| | | BC | CD | DE | EF | |
| FEM | str. beam(1) | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 12.91 |
| | 2-D shell(2) | 150.78 | 362.39 | 150.54 | 351.32 | 15.28 |
| Ratio | (2)/(1) | 1.010 | 2.428 | 1.009 | 2.354 | 1.184 |

Table 5 Maximum bending stresses in each segment for M3-2 ($t=3.40\text{mm}$, $\bar{r}=1.5d_o$)

| | | Max. bending stress (σ_{max} :MPa) | | | | Disp. at pt. F (mm) |
|-------|---------------|--|--------|--------|--------|---------------------|
| | | BC | CD | DE | EF | |
| FEM | str. beam (1) | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 14.35 |
| | 2-D shell(2) | 150.83 | 285.64 | 150.66 | 275.51 | 16.44 |
| Ratio | (2)/(1) | 1.011 | 1.914 | 1.009 | 1.846 | 1.146 |

3.2.2 응력 및 변위

Table 2에 보인 총 24개의 모델에 대한 응력 및 변위를 계산하여 표로 정리하였는데, 본 논문에는 이들 중 $t=3.4\text{mm}$ 에 해당하는 M3-1, M3-2, M3-3, M3-4, M3-5, M3-6에 대한 결과만을 각각 Table 4-9로 나타내었다. 이들 Table에서의 응력 값은 Fig. 2에

보인 각 구간 중 직선 구간인 BC, DE 구간의 경우 구간 중앙 단면에서의 최대 굽힘 응력을, 곡선 구간인 CD, EF 구간의 경우 구간 내 최대 굽힘 응력을, 변위는 F점의 수평 변위를 나타내었다. 이들 Table 모두가 직선 구간인 BC, DE 구간에서는 두 모델링 방법에 대해 거의 일치하는 결과를 보이고 있어, 본 연구에서 2차원 쉘 요소를 사용한 유한요소해석이 바르게 수행된 것으로 판단할 수 있다.

Table 6 Maximum bending stresses in each segment for M3-3 ($t=3.40\text{mm}$, $\bar{r}=2d_o$)

| | | Max. bending stress (σ_{max} :MPa) | | | | Disp. at pt. F (mm) |
|-------|---------------|--|--------|--------|--------|---------------------|
| | | BC | CD | DE | EF | |
| FEM | str. beam (1) | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 15.87 |
| | 2-D shell (2) | 150.80 | 228.02 | 150.66 | 232.14 | 17.68 |
| Ratio | (2)/(1) | 1.010 | 1.528 | 1.010 | 1.555 | 1.114 |

Table 7 Maximum bending stresses in each segment for M3-4 ($t=3.40\text{mm}$, $\bar{r}=3d_o$)

| | | Max. bending stress (σ_{max} :MPa) | | | | Disp. at pt. F (mm) |
|-------|---------------|--|--------|--------|--------|---------------------|
| | | BC | CD | DE | EF | |
| FEM | str. beam (1) | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 19.15 |
| | 2-D shell (2) | 150.62 | 206.02 | 150.54 | 206.07 | 20.69 |
| Ratio | (2)/(1) | 1.009 | 1.380 | 1.009 | 1.381 | 1.080 |

Table 8 Maximum bending stresses in each segment for M3-5 ($t=3.40\text{mm}$, $\bar{r}=4d_o$)

| | | Max. bending stress (σ_{max} :MPa) | | | | Disp. at pt. F (mm) |
|-------|---------------|--|--------|--------|--------|---------------------|
| | | BC | CD | DE | EF | |
| FEM | str. beam (1) | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 22.72 |
| | 2-D shell (2) | 150.72 | 193.79 | 150.66 | 193.82 | 24.09 |
| Ratio | (2)/(1) | 1.010 | 1.298 | 1.009 | 1.299 | 1.061 |

Table 9 Maximum bending stresses in each segment for M3-6 ($t=3.40\text{mm}$, $\bar{r}=5d_o$)

| | | Max. bending stress (σ_{max} :MPa) | | | | Disp. at pt. F (mm) |
|-------|---------------|--|--------|--------|--------|---------------------|
| | | BC | CD | DE | EF | |
| FEM | str. beam (1) | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 149.24 | 26.60 |
| | 2-D shell (2) | 150.59 | 185.70 | 150.54 | 185.75 | 27.86 |
| Ratio | (2)/(1) | 1.009 | 1.244 | 1.009 | 1.245 | 1.047 |

4. 굽힘 응력 및 변형 수정계수

4.1 정의 및 물리적 의미

앞서 2차원 셸 요소에 의한 응력 값을 직선 보 요소에 의한 응력 값으로 나눈 값을 굽힘 응력 수정계수(C_b)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. 곡선 구간인 CD, EF 구간의 2차원 셸 요소에 의한 응력 값은 대체로 서로 비슷한 가운데 다소 다른 경우가 있는데 이는 곡선 효과라기보다는 F 단면에 모멘트 하중 적용 시 단면이 평면을 유지하도록 하는 조건을 부과하여 직선 파이프 구간과 연결되는 부위에서의 자연스런 상호 작용을 구속하였기 때문에 나타나는 현상으로 판단되어 EF 구간보다는 CD 구간에서의 두 해석 방법에 의한 응력 비를 굽힘 응력 수정계수로 취하였다. 예를 들면 Table 7에 보인 해석 모델, M3-4의 경우 굽힘 응력 수정계수는 1.38이 된다.

한편, 2차원 셸 요소에 의한 F 점의 수평변위 값을 직선 보 요소에 의한 대응 값으로 나눈 값을 굽힘 변형 수정계수(C_d)로 정의하였는데, 예를 들면 Table 7에 보인 해석 모델, M3-4의 경우 굽힘 변형 수정계수는 1.08이 된다. 파이프 루프의 수평 변위가 주로 루프 각 구간의 굽힘에 의해 발생한다고 가정할 때 이는 두 모델링 방법에 의해서 얻어진 파이프 루프의 축 강성 비(Axial-stiffness ratio)에 해당한다고 볼 수 있다. 파이프 루프가 축 변위 하중을 받을 때 발생하는 축력은 루프의 축 강성에 반비례하므로 이 축력에 의해 루프 내 곡선부에 발생하는 축 응력과 굽힘 응력 그리고 이들의 합으로 이루어지는 조합 응력 모두 축 강성에 반비례하게 된다. 따라서 축 방향 변위하중을 받는 파이프 루프의 법선 응력을 구할 때, 직선 보 이론에 의한 굽힘 응력 값을 굽힘 응력 수정계수(C_b)로 일차 수정한 뒤 축 응력에 더하고 그 결과 값을 이 계수로 나누어 주는 2차 수정을 가함으로써 루프의 곡선부에서 발생한 축 강성의 차이를 보상해 주는 효과가 있다.

4.2 파이프 두께 및 곡선부 곡률의 영향

Table 2에 보인 바와 같이 파이프 두께와 곡선부의 곡률반경을 달리한 모든 해석모델에 대한 굽힘 응력 수정계수(C_b)를, Table 4-9 및 나머지 생략된 같은 형태의 모든 Table의 자료를 토대로 Table 10에 정리하였다. 아울러 F 점의 수평 변위 비(C_d)도 같은 Table 자료를 토대로 Table 11에 정리하였다. 또한 Table 10, 11을 그래프로 표현하여 각각 Fig. 6, 7에 나타내었다.

5. 응력 수정

5.1 방법

일반적으로 파이프 루프에 발생하는 법선 응력은 축 응력(σ_{axial})과 굽힘 응력($\sigma_{bending}$)의 조합으로 이루어지는데, 계산 편의상 직선 보 이론에 의해 계산된 파이프 루프 내의 법선 응력을 앞서 정의한 두 수정계수를 이용하여 다음과 같이 수정함으로써 훨씬 정도가 높은 2차원 셸 요소로 해석한 것과 유사한

효과를 얻을 수 있다. 먼저 가장 보편적인 경우로서 파이프 루프에 축 방향 변위 하중이 작용하는 경우 직선 보 이론으로 계산된 법선 응력을 다음의 두 단계를 거쳐 수정한다.

1) 직선 보 이론으로 계산된 법선 응력 중 굽힘 응력 부분에 굽힘 응력 수정계수(C_b)를 곱한 뒤 축 응력과 더하여 조합응력을 구한다. 이것을 식으로는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\sigma_{crt,1} = \sigma_{axial} + C_b \sigma_{bending} \tag{1}$$

2) 루프 곡선부의 굽힘 변형에 의한 파이프의 축 강성 효과를 수정하기 위하여 단계 1)에서 얻어진 조합응력 전체를 굽힘 변형 수정계수(C_d)로 나누어 준다. 이것을 식으로는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\sigma_{crt,2} = \frac{\sigma_{axial} + C_b \sigma_{bending}}{C_d} \tag{2}$$

여기서 파이프 루프에 축 변위 하중이 아닌 축력의 형태로 하중이 작용하는 경우에는 축 강성 효과에 대한 수정인 단계 2)를 생략하고 단계 1)의 수정만을 거치게 된다.

Table 10 Correction factors for maximum bending stress in corner portions of the loop; C_b

| thickness(mm) \ curvature | 1do | 1.5do | 2do | 3do | 4do | 5do |
|---------------------------|---------------------|-------|------|------|------|------|
| | 1.13 ($d_0/t=30$) | 1.71 | 2.09 | 2.42 | 2.43 | 2.13 |
| 1.70 ($d_0/t=20$) | 2.28 | 2.55 | 2.47 | 2.01 | 1.58 | 1.38 |
| 3.40 ($d_0/t=10$) | 2.43 | 1.92 | 1.53 | 1.38 | 1.30 | 1.25 |
| 6.80 ($d_0/t=5$) | 1.90 | 1.52 | 1.39 | 1.26 | 1.21 | 1.17 |

Table 11 Correction factors for maximum displacement of the loop; C_d

| thickness(mm) \ curvature | 1do | 1.5do | 2do | 3do | 4do | 5do |
|---------------------------|---------------------|-------|------|------|------|------|
| | 1.13 ($d_0/t=30$) | 1.89 | 1.81 | 1.74 | 1.59 | 1.47 |
| 1.70 ($d_0/t=20$) | 1.52 | 1.46 | 1.40 | 1.29 | 1.22 | 1.17 |
| 3.40 ($d_0/t=10$) | 1.18 | 1.14 | 1.11 | 1.08 | 1.06 | 1.04 |
| 6.80 ($d_0/t=5$) | 1.08 | 1.07 | 1.06 | 1.05 | 1.05 | 1.05 |

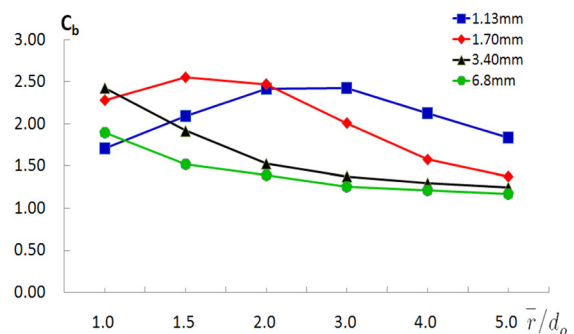


Fig. 6 Correction factors for maximum bending stress in corner portions of the loop; C_b

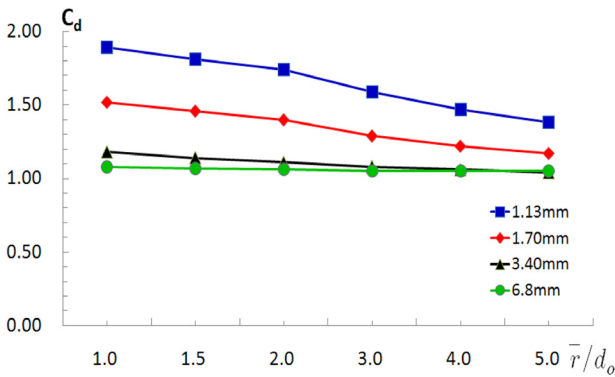


Fig. 7 Correction factors for maximum displacement of the loop; C_d

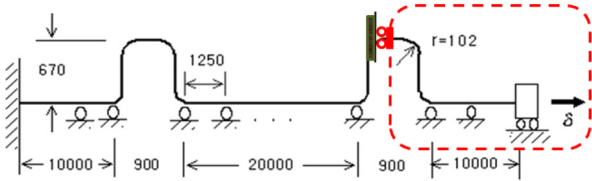


Fig. 8 One-fourth model for the example calculation

5.2 적용 예

앞에서 제시한 응력 수정법은 엄밀히 말하면 독립적인 루프를 대상으로 한 것이지만 직선 파이프의 중간에 루프가 포함된 경우에 있어서도, 루프의 축 강성에 비해 직선 파이프 부분의 축 강성이 현저히 커서 그 전체 축 강성이 사실상 루프만의 축 강성과 크게 다르지 않다는 가정(박치모 등, 2007) 하에, 그대로 적용할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 Fig. 1에 나타낸 루프와 직선 파이프의 혼합체인 1-block 모델에 본 논문에서 제안하는 응력 수정법을 적용해 보기로 한다. Fig. 8에 보여주듯이 본 파이프 시스템은 반쪽짜리 루프와 길이 1,000mm짜리 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 각각 직선 보 요소와 2차원 셸 요소를 이용한 두 가지 유한요소해석을 MSC/NASTRAN으로 수행하였다. 다음은 본 연구의 응력 수정법을 검증하기 위하여, 직선 보 요소를 이용한 응력해석 결과를 앞서 제안한 2단계 응력 수정법으로 수정하고 그 결과를 2차원 셸 요소에 의한 해석 결과와 비교하였다. 먼저, 직선 보 요소에 의한 루프 코너부의 최대 범선 응력 결과는 다음과 같다.

$$\sigma_{beam} = \sigma_{axial} + \sigma_{bending} = 2.62 + 136.47 = 139.09MPa \tag{3}$$

한편, 2차원 셸 요소에 의한 루프 코너부의 최대 범선 응력 결과는 다음과 같다.

$$\sigma_{shell} = 174.23MPa \tag{4}$$

따라서 직선 보 요소에 의한 수정 전 응력해석 결과는 2차원

셸 요소에 의한 해석 결과를 기준으로 다음의 오차를 갖는다.

$$(Error)_{beam} = \frac{\sigma_{beam} - \sigma_{shell}}{\sigma_{shell}} = \frac{139.09 - 174.23}{174.23} \times 100\% = -20.17\% \tag{5}$$

한편, (3)식으로 표현된 직선 보 요소의 응력 해석 결과는 본 연구의 응력 수정법에 따라 다음과 같이 수정된다.

$$\sigma_{crt,2} = \frac{2.62 + 1.38 \times 136.47}{1.08} = 176.80MPa \tag{6}$$

따라서 본 연구의 범선 응력 수정법에 따라 수정된 응력은 2차원 셸 요소에 의한 해석 결과를 기준으로 다음의 오차를 갖는다.

$$(Error)_{crt} = \frac{\sigma_{crt,2} - \sigma_{shell}}{\sigma_{shell}} = \frac{176.80 - 174.23}{174.23} \times 100\% = 1.48\% \tag{7}$$

식 (5)와 (7)을 비교해 볼 때, 직선 보 요소로 해석한 범선 응력 값은 수정 전에는 2차원 셸 요소에 의한 해석 결과 대비 20.17%의 큰 오차를 가지나 본 연구에서 제안한 응력 수정법으로 수정한 결과 오차가 1.48%로 대폭 감소된 것을 확인할 수 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 파이프 곡선부의 굽힘 응력 계산 시 직선 보 이론에 의한 해석 결과가 큰 오차를 갖는다는 사실을 밝히고 이를 효율적으로 수정하는 방법을 제안하는 연구를 수행하였으며 그 과정에서 다음의 결론을 도출하였다.

(1) 다양한 두께/직경 비와 곡선부의 곡률/직경 비를 갖는 파이프에 대해 각각 직선 보 요소와 2차원 셸 요소를 사용한 유한요소해석을 별도로 수행한 뒤 이들 결과를 비교 분석하였는데, Table 4-9가 보여주듯이 직선 보 요소와 2차원 셸 요소를 사용한 유한요소해석의 굽힘 응력 값이 곡선 구간에서는 큰 차이를 보이나 직선 구간의 경우 1% 내외의 차이로 거의 일치하는 것으로 보아 본 연구에서 수행한 2차원 셸 요소에 의한 유한요소해석은 충분히 정확한 것으로 판단된다.

(2) 다양한 기하학적 특성을 갖는 파이프에 대해 이들 두 가지 방법으로 수행한 해석결과 중 수평변위를 비교하여 굽힘 변형 수정계수를, 곡선부의 굽힘 응력을 비교하여 굽힘 응력 수정계수를 표의 형태로 제시하고, 이들 계수를 이용하여 직선 보 요소로 해석한 파이프 루프 곡선부의 범선 응력을 수정하는 방법을 제안하였다.

(3) 본 연구에서 제안한 범선 응력 수정법은 독립된 파이프 루프는 물론 직선 파이프와 루프의 조합으로 이루어진 파이프 단위의 범선 응력 수정에도 적용 가능한 방법으로서 본 논문에서는 후자의 경우에 적용하여 그 효용성을 확인하였다.

후 기

본 연구는 2011년도 울산대학교의 연구비 지원으로 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

- 박치모, 장대오, 한삼덕 (2007). "대형 선박의 파이프 루프 최적 구조설계", 한국해양공학회지, 제21권, 제5호, pp 47-54.
- 박치모, 양박달치 (2009). "코너부 곡률을 고려한 선박용 파이프 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.

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.

ASME (American Society of Mechanical Engineers) (2000). ASME B36. 10M-2000, Welded and Seamless Wrought Steel Pipe.

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

2011년 8월 4일 원고 접수

2011년 9월 15일 심사 완료

2011년 10월 17일 게재 확정