

< 論 文 >

소재강도와 두께가 파이프 굽힘변형의 꺾임발생 거동에 미치는 영향

박기철* · 이형진**

(1994년 8월 11일 접수)

The Effects of Sheet Strength and Thickness on Bending Behavior of Steel Pipes

Kee-Cheol Park and Hyung-Jin Lee

Key Words : Pipe (파이프), Bending (굽힘), Buckling (좌굴), Limit Load (한계하중)

Abstract

In order to examine the effects of yield stress, tensile strength and thickness on the buckling behavior during bending of pipes, the nonlinear finite element analysis of the 3-point bending tests was carried out using the commercial software(ABAQUS) under the condition of L4(2³) orthogonal array. The simulation model was compared with experiment, and the simulation was performed according to the designed condition. From the analysis of simulation results, it was found that yield stress and thickness were the major factors on buckling load at pipe bending and tensile strength gave little influence because the plastic strain and plastic zone are small. For the punch displacement to the occurrence of buckling, thickness is a major factor and yield stress and tensile strength are the minor factors.

1. 서 론

일반적으로 파이프는 냉연이나 열연강판을 원형으로 성형하고 이음부를 용접하여 만들어진다. 대표적인 공정⁽¹⁾으로는 먼저 강판 코일을 적당한 폭으로 전단해 스킵(skelp)로 만들고 이를 연속라인에서 롤성형(roll forming)공정으로 원형의 형상을 형성한 후 연속적인 전기저항용접(electric resistance welding)으로 파이프를 만든다. 용접후에는 용접비드(bead)를 제거하는 공정을 거치며 용도에 따라서는 용접부의 재질을 균일하게 하거나 강도를 조정하기 위한 열처리를 하고 부식방지를 위하여 아연등을 수식 μm 두께로 용사하는 경우도 있다.

파이프의 용도는 유체를 운반하는 통로의 역할을 하는 경우와 구조부재로 사용되는 경우로 대별할 수 있으며 본 연구에서는 구조부재로 사용되는 파이프의 굽힘변형시 단면이 수축하며 생기는 좌굴(buckling)현상인 꺾임발생 거동에 대하여 연구하였다. 구조부재로 사용되는 예로는 비닐하우스의 뼈대나 건축용 자재 그리고 자동차의 측면 충돌강성 향상을 위한 임팩트 빔(door impact beam) 등을 예로 들 수 있다. 건축자재로 사용되는 경우는 축방향과 굽힘강도가 모두 중요한 경우가 되겠고 비닐하우스나 임팩트 빔은 굽힘강도나 굽힘변형시의 에너지 흡수량이 중요한 특성이 된다.

임팩트 빔은 대부분 소입성 향상원소(Cr, B 등)를 첨가하여 인장강도 60~70 kgf/mm²급으로 제조된 열연강판(한 예로 2.6 mm 두께가 있다.)을 직경 약 30 mm의 ERW 파이프로 조관한 후 담금질

*정회원, 포항제철(주) 기술연구소

**포항제철(주) 마케팅본부

(고온가열과 수냉으로 마르텐사이트조직으로 만듦)과 템퍼링의 열처리를 실시하여 인장강도를 증가시키고(100~150 kgf/mm²) 파이프의 양단에 브라켓(bracket)을 부착하여 완성한다.⁽²⁾ 농업용 비닐하우스 파이프는 열연강판이나 냉연강판에 아연을 용융도금한 소재가 사용된다. 소재의 강도는 대개 항복응력이 30 kgf/mm², 인장강도는 35 kgf/mm² 정도인 것이 사용되며 파이프 조관공정은 롤성형으로 파이프형상을 가공한 후 전기저항용접과 비드제거공정을 거친다. 파이프의 부식방지를 위하여 380~420 °C에서 아연을 용사하고 냉각한다. 비닐하우스의 지붕을 만들기 위한 굽힘 가공시에 생기는 꺾임현상이나 폭설 및 강풍시에 쓰러짐이 일어나는 것은 꺾임발생하중이라고 부를 수 있는 한계하중(limit load) 이상의 굽힘하중이 작용할때 생기는 현상이다.

파이프의 굽힘특성에 대한 연구는 문헌상에 발표된 것이 많지 않다. Kawazawa 등⁽³⁾은 자동차의 임팩트 빔용 고강도 ERW 강관(소재 인장강도 140 kgf/mm²)의 굽힘특성에 대한 실험적 연구로 파이프의 최대 굽힘하중과 굽힘시의 흡수에너지에 미치는 강관의 재료와 치수 및 굽힘조건(지점거리와 굽힘공구의 반경)의 영향을 연구하였다. 굽힘공구의 반경이 굽힘하중에 미치는 영향은 거의 없었고 굽힘하중은 지점거리에 반비례하였으며 인장강도가 국부좌굴발생에 미치는 영향이 거의 없었다. 파이프의 두께와 직경(파이프의 외경)의 비가 좌굴발생에는 중요하였고 이 비가 8.5%보다 작은 경우에 좌굴이 발생한다고 보고하였다. 그리고 실험소재의 담금질 온도와 인장특성의 관계때문에 항복응력의 경우는 1.0% offset한 값과 굽힘하중이 상관이 있음을 보였다. Ishikawa 등⁽⁴⁾도 자동차의 임팩트 빔용 소재개발과 그 특성분석 연구에서 인장강도가 147 kgf/mm²인 소재로 조관한 파이프의 굽힘특성을 실험과 시뮬레이션으로 연구하여 임팩트 빔으로 적용시의 특성을 평가하였다. 용접라인의 위치가 굽힘특성에 영향을 미치지 않음을 보였으며 소재두께와 파이프의 직경비 및 굽힘시험의 지점거리의 영향을 보고하였다.

본 연구에서는 비닐하우스 설치시에 발생하는 불량현상인 파이프 벤딩가공시의 꺾임현상과 사용중에 비닐하우스가 강풍이나 폭설 등으로 넘어지는 현상에 대한 대책수립을 위하여 대표적인 비닐하우스용 파이프의 굽힘변형에 대한 실험과 시뮬레이션

으로 꺾임하중과 꺾임발생때까지의 굽힘량에 미치는 소재의 항복응력과 인장강도 및 두께의 영향을 규명하였다. 소재의 평균재질은 사용되는 재질의 평균치로 설정하였고 항복응력과 인장강도 및 두께는 비닐하우스용 소재 생산시에 조절가능한 범위로 선정하여 직교배열을 이용한 실험계획법⁽⁵⁾으로 분석하였다.

2. 파이프의 굽힘변형과 강도에 대한 선형해석

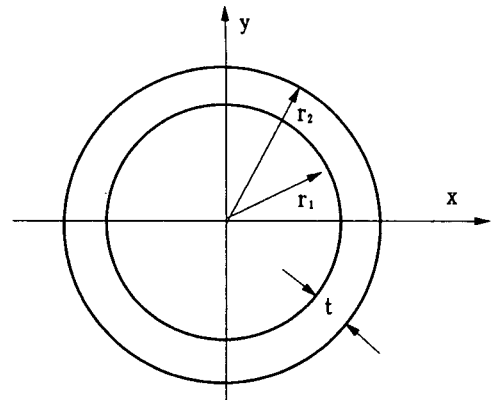
파이프의 굽힘변형 해석에서 어려운 점은 파이프 내부가 비어있기 때문에 굽힘에 따라 파이프의 단면과 굽힘 중심선이 쉽게 바뀐다는 점이다. 이렇게 변형에 따라 형상이 변화하는 특성때문에 강도 해석에는 대변형 해석이 가능한 유한요소법을 이용하는 것이 효율적이다. 한편 파이프의 단면변화가 크지 않은 작은 굽힘모멘트가 작용하는 이상적인 경우를 가정하면 선형 탄성해석이 가능하다. Fig. 1과 같은 단면을 갖는 파이프에 대한 단면 이차모멘트(area moment of inertia) I 는 정의⁽⁶⁾으로부터 쉽게 구할 수 있다.

$$I = \frac{1}{4} \pi (r_2^4 - r_1^4) \quad (1)$$

한편 $r_2 = r_1 + t$ 이므로 식(1)을 정리하고 (t/r_1) 항이 작은 경우로 한정하며 이것과 그 고차항을 무시하면 단면 이차모멘트는 다음과 같다.

$$I = \pi r_1^3 t \quad (2)$$

탄성변형에서는 일정한 굽힘변형에서 모멘트는 단



$$I = \int_A y^2 dA \quad (\text{if } x \text{ is middle surface})$$

Fig. 1 Cross-section of pipe

면 이차모멘트 I 에 비례하므로 식(2)로부터 굽힘 강도는 두께에 비례하여 증가한다고 근사적으로 판단할 수 있다.

재료가 완전소성체이고 단면이 모두 소성변형에 도달하였다고 가정하고 항복응력을 σ , x 축을 중립축이라고 하면 이때의 굽힘모멘트 M 은 다음과 같다.

$$M = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} \sigma y dA = \frac{4}{3} \sigma (r_2^3 - r_1^3) \quad (3)$$

식(3)을 $r_2 = r_1 + t$ 를 이용하여 정리하고 (t/r_1) 의 고차항을 무시하면 다음과 같다.

$$M = 4\sigma r_1^2 t \quad (4)$$

따라서 굽힘모멘트는 두께와 항복응력에 비례하여 증가한다. 실제로 파이프의 굽힘변형에서 전 영역이 소성변형이 되는 예는 생각할 수 없고 변형이 심한 부분, 즉 굽힘중심선에서 떨어진 부분에서는

소성이고 가까운 곳에서는 탄성상태이므로 파이프의 단면형상이 바뀌지 않는 이상적인 경우라면 식(2)와 식(4)로부터 두께는 어느 경우이나 강도에 영향을 미치지므로 두께가 항복응력에 비하여 굽힘강도에 중요한 인자라는 것을 알 수 있다. 그러나 굽힘시의 격임하중(limit load)에서 소성역이 어느 정도이며 단면형상은 실제로 어떻게 변화하는지를 선행해석만으로는 알 수가 없다. 따라서 다음 장에서 파이프 굽힘공정을 비선형 유한요소해석으로 시뮬레이션하여 파이프 굽힘시의 격임발생을 해석하고 이에 미치는 인자들의 영향을 알아보았다.

3. 파이프 굽힘변형의 유한요소해석

3.1 유한요소해석과 실험의 비교

파이프의 굽힘변동시 거동을 평가하기 위한 시험

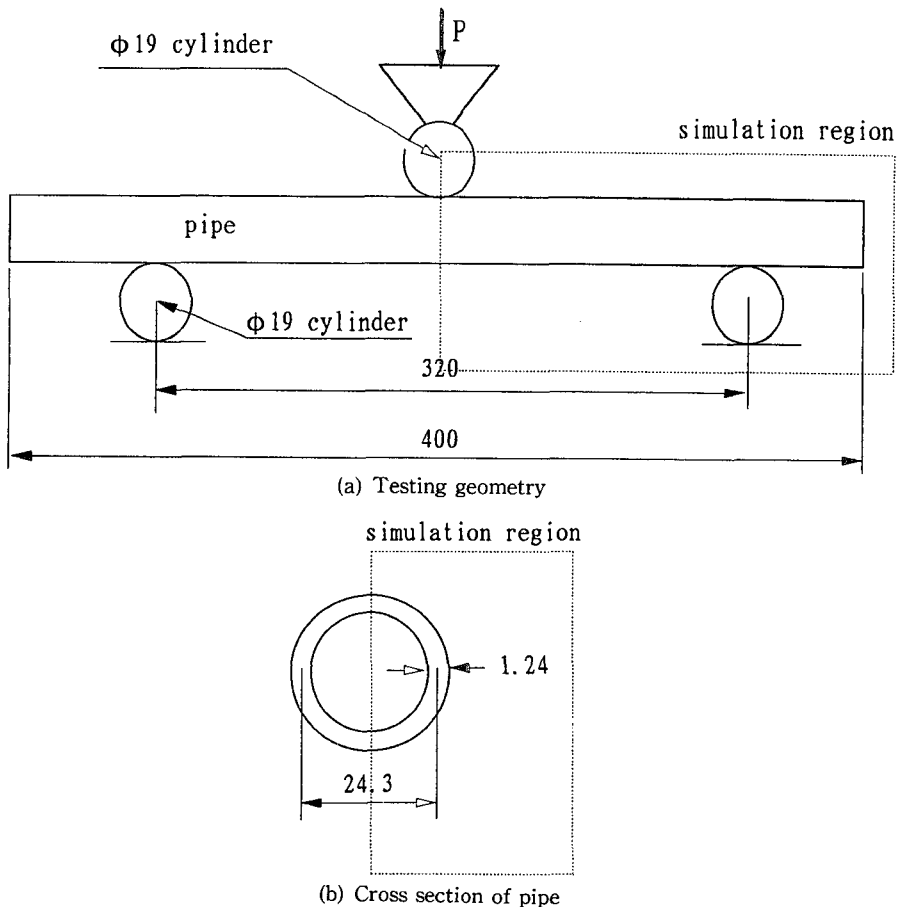


Fig. 2 Pipe and 3-point bending test geometry

으로 3점 굽힘시험을 실시하였다. 사용한 파이프와 시험방법을 Fig. 2에 나타내었다. 그리고 모델링은 대칭조건을 고려하여 Fig. 2에 표시한 것과 같이 전체의 (1/4)만을 고려하였으며 유한요소는 9절점 쉘요소(S9R5)를 225개 사용하였고 두께방향의 변형 거동 차이를 고려하기 위해서 두께방향으로 5개의 적분점을 선정하였으며, 해석은 상용 소프트웨어인

ABAQUS ver. 5.3⁽⁷⁾을 사용하였다. 모델링된 형상은 Fig. 3과 같다. 펀치와 접촉하며 변형이 집중되는 부분의 거동을 표현하기 위하여 이 부분의 절점을 연속된 절점간의 절점 간격비를 나타내는 bias factor를 이용하여 Fig. 3에서와 같이 조밀하게 분포시켰다. 그리고 68 mm까지 펀치를 하강할때 보이는 파이프의 형상변화를 Fig. 4에 나타내었다.

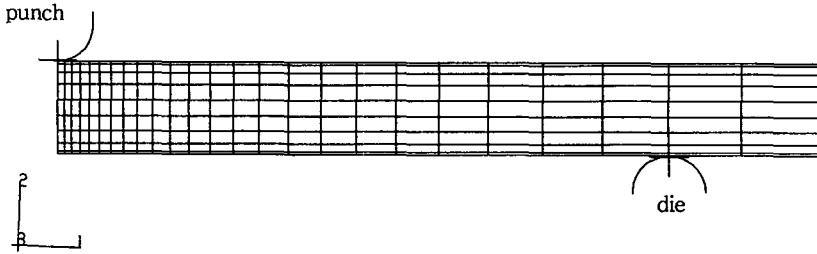


Fig. 3 A quarter model of 3-point bending test. 9×25 number of S9R5 elements with five point integration in thickness direction were used

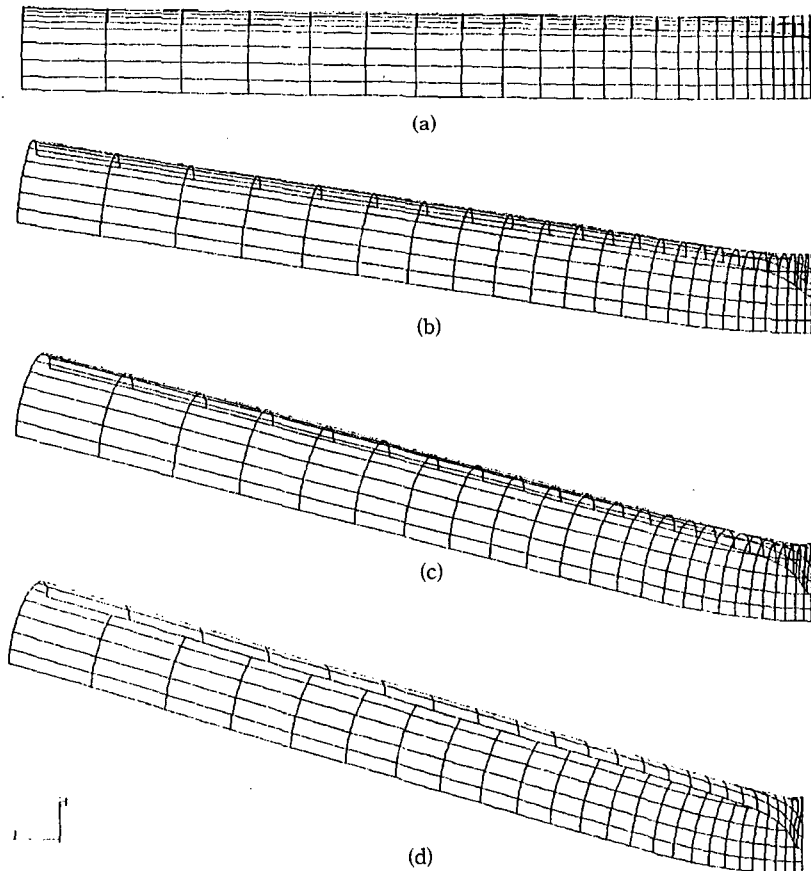


Fig. 4 Deformed shape of pipe specimen at (a) 7.2 mm, (b) 35 mm, (c) 60 mm and (d) 68 mm punch stroke

그리고 다이와 펀치 및 파이프의 초기형상과 변형 후 형상을 입체적으로 나타낸 것이 Fig. 5이다. 실제 굽힘시험에서 펀치 스트로크를 68 mm로 하여 얻은 시편형상과 유한요소해석으로 얻은 시편형상을 Fig. 6에 나타내었다. 해석에 의해서 실제의 변형형상을 적절히 예측할 수 있음을 알 수 있다.

파이프 굽힘시험에서 구한 펀치 스트로크-하중의 그래프와 유한요소해석에서 구한 것을 Fig. 7에 나타내었다. Fig. 7에서 알 수 있는 바와 같이 약 7 mm 정도의 굽힘에서 최대하중에 도달하고 그 이후에는 파이프가 지지하는 하중이 감소한다. 따라서 최대하중점이 바로 굽힘변형시의 한계하중인 격임하중이 되며 이 하중이 높은 경우가 좋은 부재가 될 수 있다. 실험과 시뮬레이션한 결과간에 약 25 kgf 정도 최대하중에 차이가 나는 것은 소재를 파이프로 조관하는 공정에서 변형경화에 따라 항복강도가 상승한 때문으로 보인다. 일반적으로 조관시에는 가공되는데 까지의 변형이력이 복잡하다. 압축변형에 의한 바우싱거효과(bauschinger effect)와

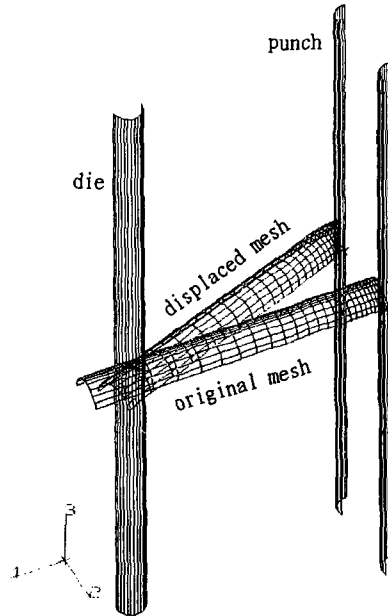


Fig. 5 Initial and displaced (punch stroke=60 mm) geometry of 3-point bending test

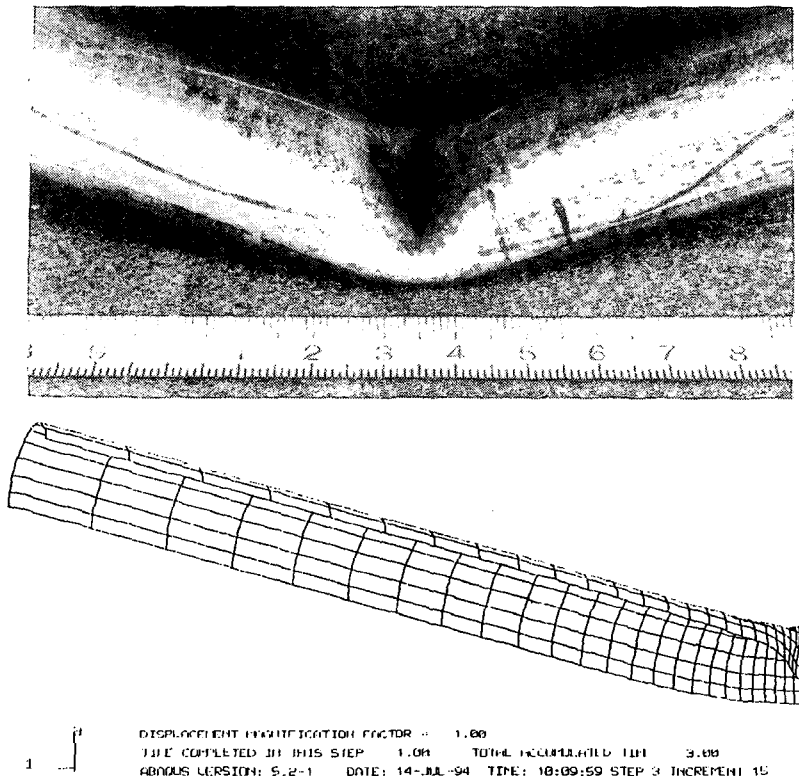


Fig. 6 Buckled pipe specimen at 3-point bending test and predicted shape at 68 mm punch stroke

인장변형에 의한 가공경화효과의 불균형과 표면과 내면의 변형차 및 소재의 특성차때문에 강도에 대한 정량화는 매우 곤란하다. 조관후의 항복응력 변화에 대한 자료로는 Fig. 8⁽¹⁾과 같은 것이 있다. 평균적으로 30 kgf/mm²에서 약 4 kgf/mm² 이상의 항복응력 상승이 예상됨을 알 수 있다. 그리고 다음 3.2절의 결과에서 알 수 있는 바와 같이 항복응력이 조관중에 4~5 kgf/mm² 상승하면 실험에서 구한 최대 굽힘하중과 거의 같은 값을 얻을 수 있다. 시뮬레이션에서는 조관전 소재(스켈프)의 기계적 특성을 사용하였고 기계적 특성치는 Table 1과 같다. Fig. 9는 인장시험에서 얻은 응력과 소성변형률 데이터와 시뮬레이션에 사용하기 위하여 인장곡선의 데이터를 회귀분석하여 구한 관계를 함께 나타내었다.

시뮬레이션에서 강도가 10% 정도 작은 것(조관 공정에서의 가공경화때문으로 추정됨) 이외는 꺾임 거동을 잘 예측하고 있으므로 모델링이 적절히 되었다고 생각된다. 최대 하중점에서 파이프 부재가 받는 소성변형률은 Fig. 10에서 알 수 있는 바와 같이 펀치에 인접한 일부에서만 생기며 그 크기는 변형이 극심한 영역에서만 6~10% 정도이다. 그리고 대부분 영역은 탄성범위임을 알 수 있다. 그리고 Fig. 4의 변형 시편형상에서 알 수 있듯이 파이프 굽힘은 변형의 대부분이 펀치접촉부 일부에서만 발생하는 국지적인 현상이므로 굽힘의 경계조건, 즉 3점 굽힘시험의 조건인 펀치와 다이의 크기나 지점거리 등이 변하더라도 굽힘하중의 절대치는 변하겠지만 그 경향은 같으리라고 판단할 수 있다. 따라서 Fig. 2의 실험조건에서 얻는 결과를 파이프 굽힘현상의 일반적인 거동이라고 일반화할 수 있다.

3.2 강도와 두께가 굽힘변형의 꺾임하중과 굽힘 거리에 미치는 영향
항복응력과 인장강도 그리고 두께가 파이프 굽힘

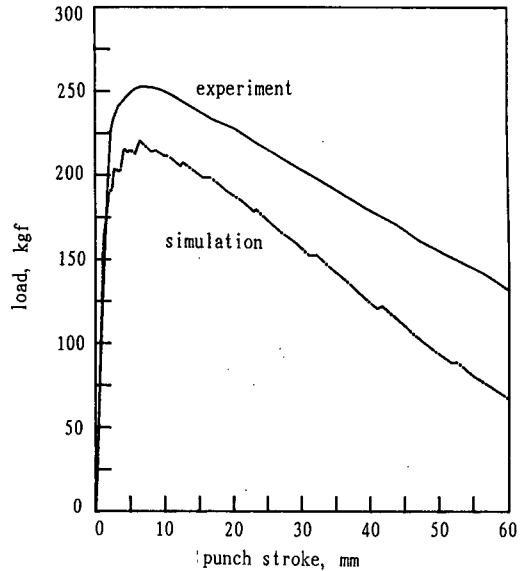


Fig. 7 Punch load and stroke curve of 3-point bending test

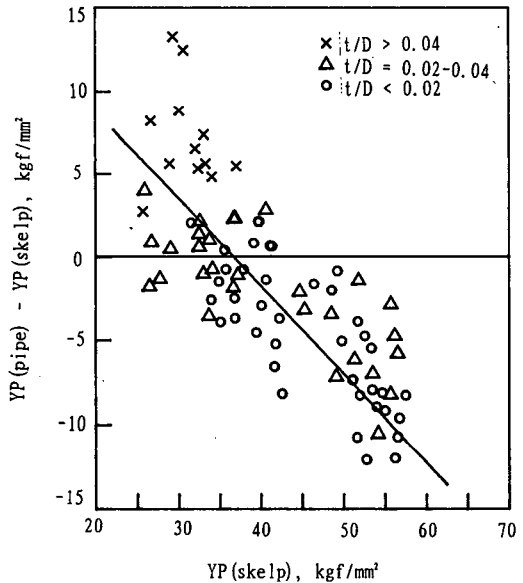


Fig. 8 Yield stress change after piping(from ref. 1)

Table 1 Mechanical properties of skelp

YP*1 (kgf/mm ²)	YP-E1*2 (%)	TS*3 (kgf/mm ²)	E1*4 (%)	K*5 (kgf/mm ²)	n*6
30.6	1.6	36.2	37	56.1	0.153

*1 Yield point

*2 Yield point elongation

*3 Tensile strength

*4 Total elongation

*5 and *6 Coefficient of fitting curve ($\sigma = K\epsilon^n$) of tensile test data

시의 격임발생에 미치는 영향을 알아보기 위하여 세가지 인자의 수준을 각각 다음과 같은 두가지 수준으로 설정하였다. 항복응력(yield point: YP)은 소재의 평균적인 값이 31~32 kgf/mm²이고 소재별 차이를 감안하여 수준값을 30과 33 kgf/mm²으로 하였고

인장강도(tensile strength: TS)는 35~36 kgf/mm² 수준이므로 34와 37 kgf/mm²을 두 수준값으로 하였다. 그리고 두께는 공칭값이 1.2 mm이므로 1.1과 1.3 mm를 수준값으로 하였다. 각각 두가지 수준을 갖는 세인자들을 L4(2³) 직교배열(orthogonal array)⁽⁶⁾에 배치하였고 이에 따른 실험조건은 Table 2와 같다. 실험조건으로 사용되는 4가지 응력과 변형률의 관계는 Fig. 11과 같이 입력하였다. 즉, 소성변형률이 영인 경우의 항복응력과 인장시험에서 구한 스펙트의 균일연신율(18%)을 진변형률(logarithmic plastic strain)로 환산한 값인

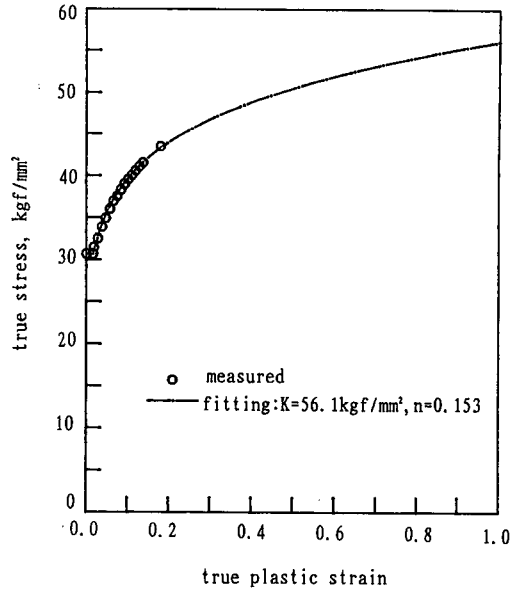


Fig. 9 Measured and fitting tensile curve. Fitting curve is used at simulation

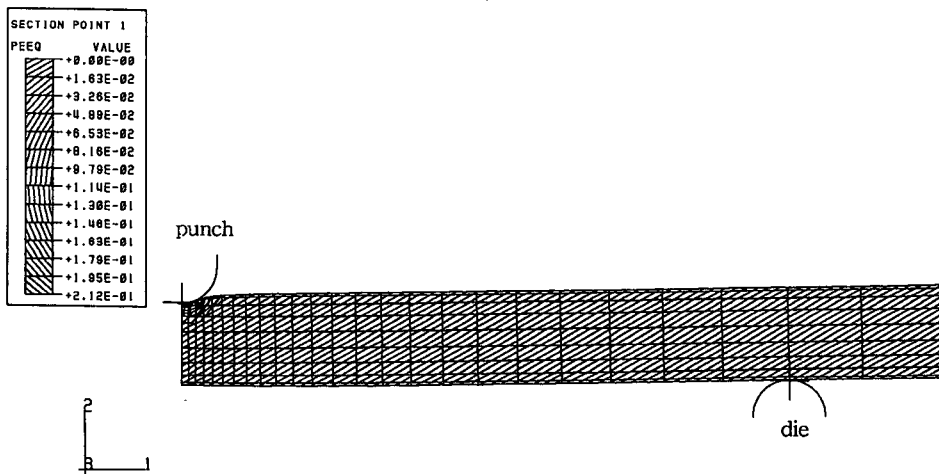


Fig. 10 Plastic strain distribution at limit bending load. Punch stroke is 6.42 mm

Table 2 Simulation conditions of pipe bending for finding the effects of yield point, tensile strength and thickness on bending behavior

Exp. no.	Factors			Punch stroke at max. load (mm)	Max. bending load	
	YP (kgf/mm ²)	TS (kgf/mm)	Thickness (mm)		P _{max} (kgf)	4 × P _{max} (kgf)
1	30	34	1.1	6.05	45.97	184
2	30	37	1.3	7.16	57.45	230
3	33	34	1.3	6.74	61.45	246
4	33	37	1.1	6.15	50.18	201

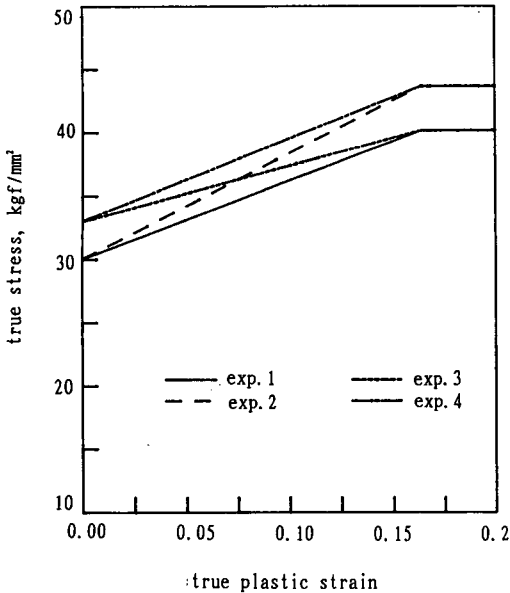


Fig. 11 Stress and strain relations used at simulation

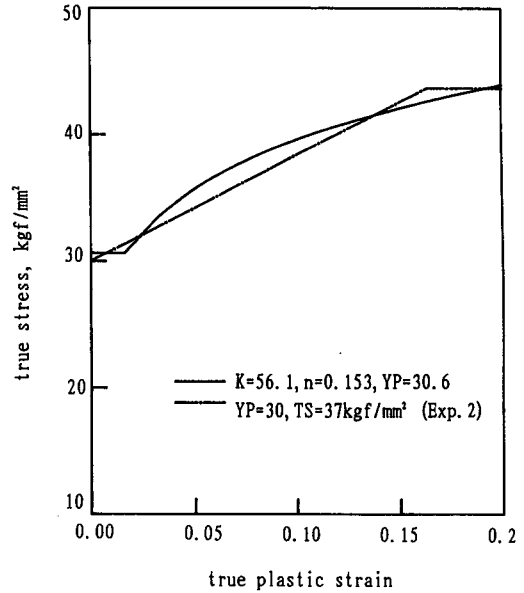


Fig. 12 Comparison of real stress-strain curve and simulation condition of Exp. 2

16.4%에서의 인장강도를 진응력(true stress)로 환산한 값과 직선으로 잇고 균일연신 이후에는 가공경화가 없는 것으로 가정하였다. 이 방법의 타당성을 확인하기 위하여 Table 1의 구성방정식과 이와 비슷한 조건인 Table 2의 Exp. 2조건($YP=30, TS=37 \text{ kgf/mm}^2$)을 비교하여 표시한 것이 Fig. 12이다. 약간의 차이는 있지만 크게 다르지 않음을 확인할 수 있다.

Table 2의 네가지 조건에서 시뮬레이션하여 구한 하중과 스트로크의 관계는 Fig. 13과 같고 각 조건의 최대하중과 이를 4배한 전체모델에 대한 굽힘하중 및 최대하중까지의 편치이동거리도 Table 2에 나타내었다.

Table 3은 Table 2의 시뮬레이션 조건으로 구한 최대하중값들을 각 인자의 수준변화에 대한 평균값 변화, 즉 평균분석(analysis of mean)⁽⁵⁾을 수행한 것이다. Table 2에서 항복응력(YP)이 1수준인 경우는 Exp. 1과 2이므로 이 두 조건에서의 격임발생 하중을 평균하였고 2수준에 대하여는 Exp. 3과 4의 굽힘하중을 평균하였다. Table 3의 평균분석에 의한 결과를 Fig. 14에 나타내었다. 두께와 항복응력이 커지면 굽힘강도가 증가하는 것을 보여주고 있다. 그리고 인장강도는 굽힘강도에 거의 영향을 미치지 못하고 있다. 이는 굽힘변형의 격임발생시에 소재가 받는 변형은 Fig. 10에서 알 수 있는 바와

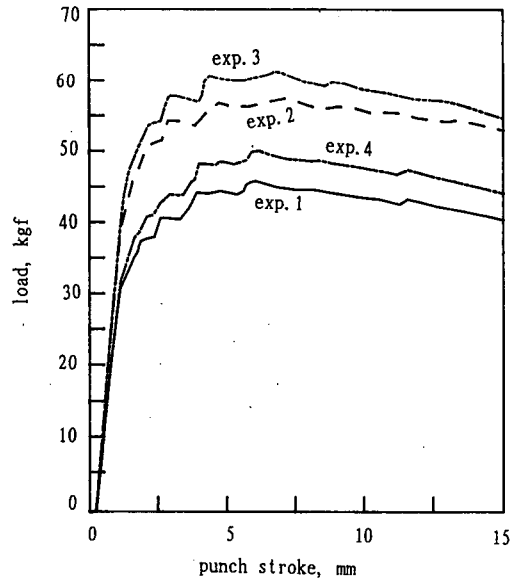


Fig. 13 Punch load and stroke curve of a quarter model for 4-simulation conditions

같이 변형이 아주 극심한 일부에서만 상당변형률이 6~10%에 도달하고 대부분의 영역은 탄성 및 초기 항복응력상태에 있기 때문으로 생각된다. Table 3을 이용하여 $YP=30, TS=34, t=1.1$, 즉 세 인자가 모두 1수준인 경우의 최대 굽힘하중 ($P_{YP1,TS1,t1}$)

Table 3 Factor (YP, TS, t) effects by level value change of each factor on maximum bending load. Values in parenthesis means level value of each factor

Factor	Mean load at each level(kgf)		Mean _(2-level) ~ Mean _(1-level)
	1-Level	2-Level	
YP (kgf/mm ²)	206.8 (30)	223.3* (33)	16.5
TS (kgf/mm ²)	214.8 (34)	215.3* (37)	0.5
t (mm)	192.3 (1.1)	237.8* (1.3)	45.5
Overall mean	215.1		

* Indicates optimum level of each factor

을 다음 식으로 예측하면 184 kgf이다.

$$P_{YP1,TS1,t1} = m + (m_{YP1} - m) + (m_{TS1} - m) + (m_{t1} - m) \quad (5)$$

m : Table 2의 네가지 조건에서 구한 최대 굽힘하중의 전체평균

m_{YP1} : 항복응력이 1수준인 경우의 최대 굽힘하중 평균

m_{TS1} : 인장강도가 1수준인 경우의 최대 굽힘하중 평균

m_{t1} : 두께가 1수준인 경우의 최대 굽힘하중 평균

따라서 최대 굽힘하중(P_{max})에 대한 예측식은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$P_{max} = (16.5/3)(YP - 30) + (0.5/3)(TS - 34) + (45.5/0.2)(t - 1.1) + 184 = 5.5YP + 0.17TS + 227.5t - 237 \quad (6)$$

Table 3과 식(6)에서 알 수 있듯이 굽힘시의 격임하중에 인장강도는 중요하지 않다. 항복강도와 두께가 굽힘강도에 중요하며 본 시험과 같은 3점

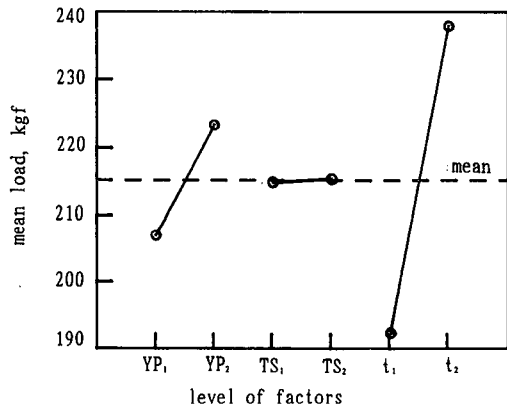


Fig. 14 Plots of factor effects on buckling load

굽힘시험의 경우 식(6)을 이용하면 항복응력 3 kgf/mm² 증가와 두께 0.073 mm 증가는 동일한 효과를 굽힘시의 격임하중 증가에 미친다고 평가할 수 있다. 따라서 격임하중을 제어할 필요가 있을 경우에는 강판의 두께나 항복응력을 가능한 방법으로 변경하면 될 것이다.

Table 4 Factor (YP, TS, t) effects by level value change of each factor on punch stroke at maximum load. Values in parenthesis means level value of each factor

Factor	Mean stroke at each level(mm)		Mean _(2-level) ~ Mean _(1-level)
	1-Level	2-Level	
YP (kgf/mm ²)	6.61* (30)	6.45 (33)	-0.16
TS (kgf/mm ²)	6.40 (34)	6.66* (37)	0.26
t (mm)	6.10 (1.1)	6.95* (1.3)	0.85
Overall mean	6.53		

* Indicates optimum level of each factor

Table 2의 실험조건과 결과에서 굽힘시의 꺾임 발생하중이 제일 높은 최적조건을 찾는다면 이는 $YP=34$, $TS=37$ kgf/mm² 그리고 두께는 1.3 mm인 조건, 즉 모두 2수준인 경우이다. 이때의 꺾임발생 하중은 식(5)에서 인자를 모두 2수준으로 놓고 구하거나 식(6)으로 계산이 가능하며 그 값은 247 kgf이다. 그리고 모든 인자를 2수준으로 놓고 실제로 시뮬레이션하여 최대하중을 구하고 전체 모델에 대한 값으로 변환하기 위해 4배를 한 값은 248 kgf이다. 따라서 충분히 정확한 꺾임하중 예측이 가능하고 본 연구결과가 타당성이 있음을 말해준다.

Table 4는 최대하중, 즉 꺾임발생 하중까지의 펀치이동거리에 대한 Table 2의 결과를 평균분석한 것이다. 그리고 Fig. 15는 평균분석의 결과를 그림으로 나타낸 것이다. 항복응력은 작고 인장강도는 클수록 그리고 두께는 두꺼울수록 꺾임발생이 늦어짐을 알 수 있으며 두께가 영향력을 제일 많이 미치고 있다. YP , TS 그리고 두께가 모두 1수준인 경우의 꺾임발생 펀치이동거리를 식(5)와 같이 예측하면 6.05 mm이다. 따라서 꺾일때까지의 펀치이동거리 예측식을 만들면 다음과 같다.

$$S(\text{mm}) = (-0.16/3)(YP-30) + (0.26/3)(TS-34) + (0.85/0.2)(t-1.1) + 6.05 = -0.0533YP + 0.0867TS + 4.25t + 0.0283 \quad (7)$$

그리고 Table 4의 최적조건, 즉 꺾임발생까지의 펀치이동거리가 가장 긴 조건인 $YP=30$, $TS=37$ kgf/mm² 및 $t=1.3$ mm에서의 펀치이동거리를 식(7)을 이용해서 구하면 7.16 mm이다. 그리고 같은

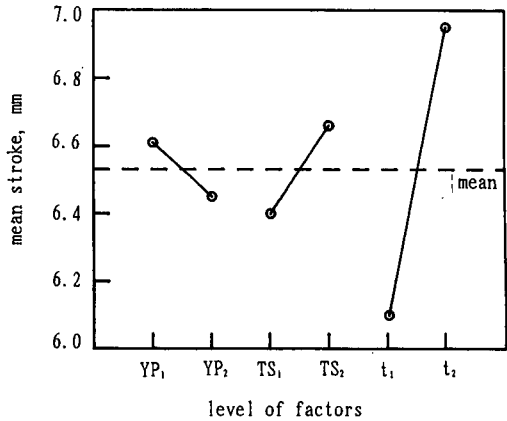


Fig. 15 Plots of factor effects on punch stroke at buckling

조건인 Table 2의 Exp. 2의 펀치이동값이 이와 동일하므로 본 연구결과와 결론은 적절하다고 볼 수 있다. 식(7)에서 항복응력과 인장강도의 차가 큰 경우, 즉 소성변형영역의 변형경화가 큰 경우에 해당하는 쪽이 굽힘에서의 변형분포를 균일하게 해주는 성질이 좋아서 좌굴발생까지의 굽힘량(굽힘거리)을 증가시킨다고 생각된다. 그리고 두께는 파이프 단면의 좌굴발생을 억제하는 데 가장 중요한 인자이다.

Table 3의 꺾임발생 하중에 대한 평균해석결과로부터 분산해석(analysis of variance)⁽⁵⁾을 수행한 결과를 Table 5에 나타내었다. 설정한 실험영역에서 꺾임발생 하중에 미치는 인장강도의 영향은 거의 무시해도 좋을 정도이고 항복응력과 두께는 매우 중요한 인자이다. 그리고 두께는 항복응력에 비

Table 5 Analysis of variance table for maximum bending force

Factor	Degree of freedom	Sum of squares	Mean square
YP	1	272.3	272.3
TS	1	0.3*	0.3
t	1	2070.3	2070.3
Error	1	0	-
Total	1	2342.9	
(Error)	(1)	(0.3)	(0.3)

* Indicates sum of squares used for error sum of squares indicated by parentheses

Table 6 Analysis of variance table for punch stroke at maximum load

Factor	Degree of freedom	Sum of squares	Mean square
YP	1	0.026*	0.026
TS	1	0.068*	0.068
t	1	0.723	0.723
Error	0	0	-
Total	3	0.817	
(Error)	(2)	(0.094)	(0.047)

* Indicates sum of squares used for error sum of squares indicated by parentheses

하여 7.6배의 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

격임발생까지의 펀치이동거리에 대한 평균 해석 결과인 Table 4로 분산해석을 수행한 결과가 Table 6이다. 두께는 인장강도와 항복응력에 비하여 각각 10배와 28배의 영향을 좌굴발생까지의 펀치이동거리에 미치고 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

파이프 굽힘가공시에 발생하는 격임발생 하중과 격임발생까지의 펀치이동거리에 미치는 항복응력과 인장강도 및 두께의 영향을 검토하기 위하여 비선형 유한요소해석을 수행하였다. 굽힘 실험결과와 시뮬레이션을 비교하여 그 모델링의 타당성을 확인하였고 세가지 소재특성의 영향을 비교하기 위하여 2수준의 3인자에 대한 직교배열을 이용한 실험조건으로 시뮬레이션 실험을 수행하여 각 인자들의 상대적인 영향도를 알아내었다.

굽힘가공의 격임발생 한계하중에는 인장강도는 거의 영향을 미치지 못하였고 항복응력과 두께는 중요한 인자로 작용하였으며 그 중에서도 두께의 영향이 가장 중요하였다. 그리고 격임발생까지의 굽힘거리에도 두께가 가장 중요한 인자였고 인장강도와 항복응력의 영향은 작았다. 굽힘거리(굽힘량)를 크게 하기 위해서는 두께는 증가시키고 항복응력은 낮게 그리고 인장강도는 높게, 즉 항복비(항복응력/인장강도)를 낮게 관리하는 것이 유리하였다. 따라서 비닐하우스용 파이프의 벤딩가공시 격임발생 문제나 비닐하우스가 강풍이나 폭설로 넘어지는 문제에 대해서는 두께를 상향시키는 것이 가장 유효하며 벤딩가공시의 격임은 두께 이외에 항

복응력을 낮추고 인장강도를 높이는 대책도 유효하다는 것을 알 수가 있다.

본 연구의 결과를 이용하면 굽힘시의 격임발생이 문제가 되는 경우나 굽힘하중 및 굽힘에너지에 관련한 제품설계를 할 때에 두께와 강도특성의 조절 범위와 효율적인 대책수립에 활용할 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) 백동기, 1992, "강관의 제조기술현황(강관의 제조와 사용)," 대한금속학회 포항지부 제3회 기술강습회 자료집.
- (2) 자동차경량화전문위원회, 1993, "자동차경량화 기술정보," 산업과학기술연구소, 10월호(창간호).
- (3) Okazawa, T. and Tamaki, J., 1990, "Bending Strength of High-Strength ERW Pipe for Vehicle Side Impact Beams," 住友金屬, Vol. 42, No. 5, pp. 65~70.
- (4) Ishizawa, Y., et al., 1994, "Ultra-High Strength ERW Tubes for Use as Automobile Door Impact Beams," *NKK TECHNICAL REVIEW*, No. 70, pp. 8~15.
- (5) Phadke, M. S., 1989, *Quality Engineering Using Robust Design*, Prentice-Hall International Editions, USA.
- (6) Crandall, S. H., Dahl, N. and Lardner, T. J., 1978, *An Introduction to the Mechanics of Solids*, McGraw-Hill, Inc.
- (7) Hibbit, Karlsson & Sorensen, Inc., 1993, *ABAQUS Users' Manual Version 5.3*.