

평형해법에 의한 스탬핑 공정의 단면 해석

윤정환*, 유동진*, 송인섭*, 양동열**, 이장희***

Sectional analysis of stamping processes using Equilibrium approach

J.W.Yoon*, D.J.Yoo*, I.S.Song*, D.Y.Yang**, and J.H.Lee***

ABSTRACT

An equilibrium approach is suggested as an effective tool for the analysis of sheet metal forming processes on the basis of force balance together with geometric relations and plasticity theory.

In computing a force balance equation, it is required to define a geometric curve approximating the shape of the sheet metal at any step of deformation from the geometric interaction between the die and the deforming sheet. Then the geometric informations for contacting and non-contacting sections of the sheet metal such as the number and length of both non-contact and contact region, contact angle, and die radius of contact section are known from the geometric forming curve and utilized for optimization by force balance equation. In computation, the sheet material is assumed to be of normal anisotropy and rigid-plastic workhardening.

It has been shown that there are good agreements between the equilibrium approach and FEM computation for the benchmark test example and auto-body panels whose sections can be assumed in plane-strain state. The proposed equilibrium approach can thus be used as a robust computational method in estimating the forming defects and forming severity rather quickly in the die design stage.

1. 서 론

종래에 자동차 차체의 프레스 성형 공정은 설계자의 정성적인 계산이나 시험용 다이(Trial Die)에 의해 시행 착오 끝에 설계되었다. 그런데, 부정확한 계산으로 말미암아, 다이가 준비된 후 단점이 노출되어 여러 차례 수정 과정을 겪게되어 시간과 경비를 증대시키는 원인이 되었다. 이 때문에 자동차 회사에서는 금형 설계 단계에서 빠르고 정확하게 금형의 불량률 예측하고 성형성을 정량적으로 평가하기 위한 시스템을 필요로 한다.

그중 비선형 유한요소법(F.E.M)에 의한 시뮬레이션은

정확한 해와 많은 정보를 줄 수 있다는 장점을 가지고 있다. 그러나, 3차원적인 대단히 복잡하고 치수가 큰 자동차 판넬과 같은 문제에 있어서는 수렴성 등의 이유로 적절한 시간안에 충분한 정밀도를 갖는 해를 구할 수 있는 단계까지는 이르지 못하고 있다.

따라서, 유한요소법과는 달리 수렴성이 보장되면서 빠른 시간내에 금형 설계 단계에서 성형성을 평가하고, 금형의 잘못된 곳을 수정하기에 충분히 실용적인 장점을 가지고 있는 시스템이 필요하다. 이러한 요구는 CAD적인 계산과 소성역학적 이론의 접목을 통해서 임의의 형상을 가진 금형의 단면해석에 구현이 가능하다. 도요다 (Toyota) 자동

* 한국과학기술원 정밀공학과

** 한국과학기술원 정밀공학과(정회원)

*** 현대자동차 금형부

차는 CAD/CAM/CAE의 통합시스템인 다이 페이스(Die Face)CAD시스템을 개발하여 실용화 하였고[3], 마쯔다(Mazda) 자동차에서도 도요다에서 개발한 시스템과 흡사한 방법으로 성형성을 평가하는 시스템을 개발하였다. 국내에서는 기아 자동차에서 성형 에너지를 최소화하는 방법을 기본으로하여, 성형성을 평가를 위해 필요한 모듈들을 구축하였다.[1]

본 연구를 위해서, CAD적인 관점에서는 기하학적 관계로부터 실제 성형되고 있는 차체 판넬의 모양을 근사시킬 수 있는 성형 곡선의 추적이 필요하였다. 또한 이로부터, 펀치 및 다이와 판넬의 접촉-비접촉여부 판별, 접촉-비접촉 부위 길이, 접촉각 등을 계산할 수 있으며, 이것은 소성역학적 계산을 위해서 선행되어야 한다.

이렇게 구해진 정보를 바탕으로, 재료는 수직이방성을 갖는 강소성으로 가정하고, ힹ평형에 이르는 최적화 기법(평형해법)으로 해를 구하였으며 이 방법은 평면 변형 문제로 취급할 수 있는 임의의 형상을 갖는 박판(Sheet)의 성형 공정을 간단하게 해석할 수 있다.

한편, 평형해법 해석 결과의 타당성을 보이기 위해서 강소성 평면 변형 유한요소법 프로그램과 비교 분석하였다. 비교에 쓰인 유한 요소법은 Yoo등이 제안한 연속접촉처리와 굽힘에너지가 보강된 박막요소[8]를 이용한 프로그램이다. 본 연구에 적용한 예제로는 오키오 벤치마크 테스트(Ohio Benchmark Test)[5], 센터 플로우(Center Floor), 프론트 펜더(Front Fender) 단면의 해석이며, 각각의 예제에 대해 평형해법과 유한요소법의 해석 결과를 비교, 분석하였다.

2. 평형해법의 이론해석

2.1 판넬 모양 예측

임의의 형상의 펀치와 다이의 단면 데이터가 주어지면, 기하학적인 관계로부터 판넬의 성형되는 모습을 알아낼 수 있다. 이때 얻어진 판넬 모양을 기하학적 성형 곡선으로 취급할 수 있으며, 이는 유한요소법에서 박막요소(Membrane Element)를 썼을 때 해석결과 얻어진 성형곡선과 유사하다. 기하 성형 곡선을 구하는 방법은, Fig.1과 같이 박판이 펀치와 다이에 침투(Penetration)이 생기지 않을 때까지 반복하는 알고리즘을 제안하였다.

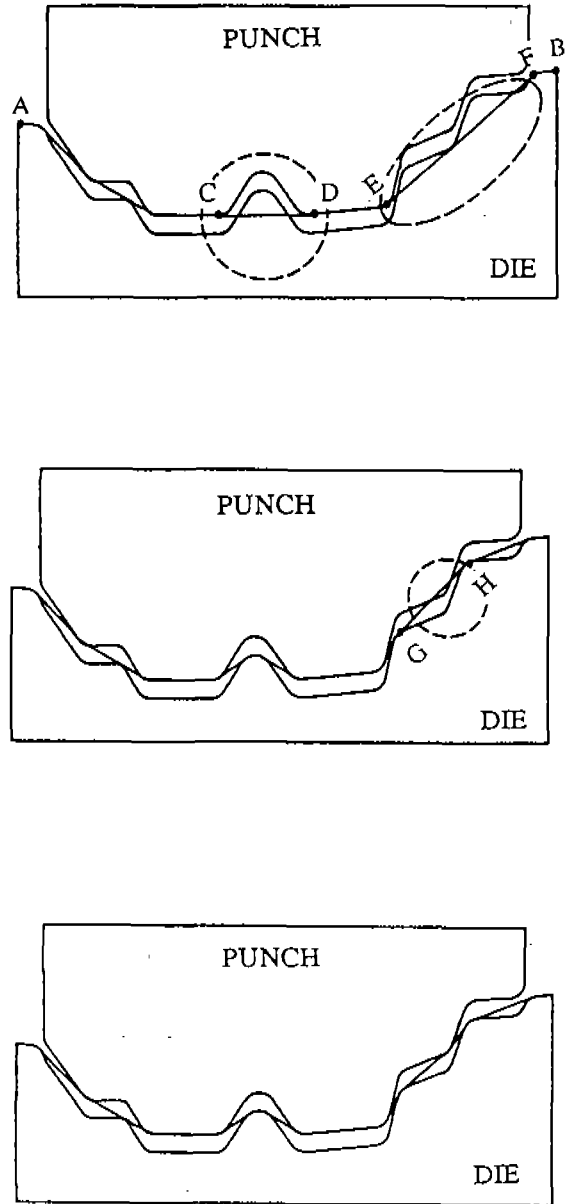


Fig. 1 Generation of geometric forming curve

2.2 접촉 부위 통과 저항력의 계산

Fig.2와 같이 1단계 에서 2단계로 진행하면 길이가 신장되면서($\Delta L = L_{2i} - L_{1i}$), (i)번째 접촉 부위 미끄러짐 양 X_i 가 Control Volume 안으로 들어오고, (i+1)번째 접

축 부위의 미끄러짐양 X_{i+1} 가 Control Volume 밖으로 나간다고 가정할 수 있다.

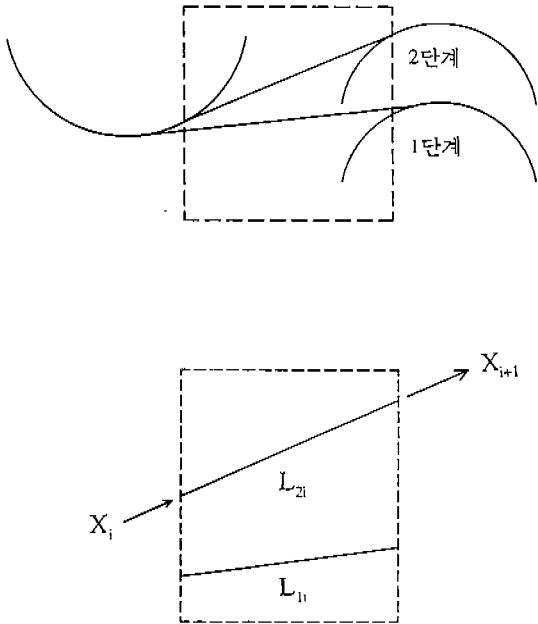


Fig. 2 Strain at non-contact region

이 때 2단계에서 (i)번째 비접촉 부위의 진변형률은 다음과 같이 유도된다.[1]

$$\begin{aligned} \epsilon_{s2i} &= \ln \frac{L_i}{L_0} + \ln \left(\frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} \right) \\ &= \ln \left(\frac{L_0 + (L_{1i} - L_0)}{L_0} \right) + \ln \left(\frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} \right) \\ &= \ln(1 + e_{psi}) + \ln \left(\frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} \right) \\ &= \ln \left(\frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} + \frac{L_{2i} + X_{i+1} - X_i}{L_{1i}} e_{psi} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 e_{psi} : 1단계에서 (i)번째 비접촉 부위의 공칭변형률
 L_{1i}, L_{2i} : 1단계와 2단계의 변형 전후의 길이
 X_i : 각 접촉 부위에서 미끄러짐양

한편, 재료를 강소성(Rigid-Plastic)이고 수직이방성을 갖는다고 가정하고, Hill의 2차항복식을 사용하여 응력과

변형률 관계를 유도하면 다음과 같다.

$$\sigma_{i+1} = K \left(\frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \epsilon_{si}^n \quad (2)$$

이 때 σ 와 ϵ 은 Sheet가 늘어나는 방향으로의 응력과 변형률을 의미한다.

따라서, (i)번째 비접촉 부위에 걸리는 힘은

$$\begin{aligned} F_{i+1} &= K \left(\frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \\ \epsilon_{si}^n t &= K \left(\frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \epsilon_{si}^n \frac{L_0}{L} t_0 \\ &= K \left(\frac{1+r}{\sqrt{1+2r}} \right)^{n+1} \epsilon_{si}^n \frac{1}{1+e_{si}} t_0 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 e_{si} : (i)번째 비접촉 부위의 공칭 변형률 (Engineering Strain)

ϵ_{si} : (i)번째 비접촉 부위의 진 변형률 (Natural Strain)

(3)식과 같이 표시된다. F_{i+1} 는 오직 미끄러짐 양만의 함수로 나타나게 되고, 통과저항력은 미끄러짐과 굽힘효과를 고려하여 힘평형 방정식으로 부터 다음과 같이 구할 수 있다. 즉, Fig.3에서 소재가 오른쪽으로 미끄러진다고 가정할 때, 점 A 및 점B에 작용하는 굽힘과 폼을 발생시키는 힘이 서로 같다고 가정하면, 점 A에 작용하는 인장력(F_i) 및 굽힘을 작용시키는 힘(F_b)는 접촉부의 마찰력에 영향을 주므로 폴리모델로 부터 다음과 같은 평형관계를 얻을 수 있다.

$$F_{i+1} = (F_i + F_b) e^{-\mu \theta_i} + F_b, \quad F_{i+1} = F_i + F_{Ri} \quad (F_{i+1} > F_i) \quad (4)$$

따라서, 접촉부에서 굽힘 및 마찰에 기인하는 통과 저항력 F_{Ri} 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{Ri} &= F_i [\exp(\mu \theta_i) - 1] + F_b \\ &[\exp(\mu \theta_i) + 1] = F_i [\exp(\mu \theta_i) - 1] \\ &+ \frac{tY}{4(R_i + t/2)} [\exp(\mu \theta_i) + 1] \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, Y : 항복응력 (Yield Stress)

$t = \frac{t_i + t_{i+1}}{2}$: 판넬의 두께

$$\theta_i = \cos^{-1} \left(\frac{a \cdot b}{|a| |b|} \right)$$

: (i) 번째 접촉부위의 접촉각
 R_i : (i)번째 접촉부위의 다이반경

식(5)에서 접촉각은 접촉부위양단에서의 기울기벡터를 이용하여 근사화시켰으며 R_i 은 접촉부위 중앙(점C)에서 기하학적 성형곡선의 곡률을 취하였다.

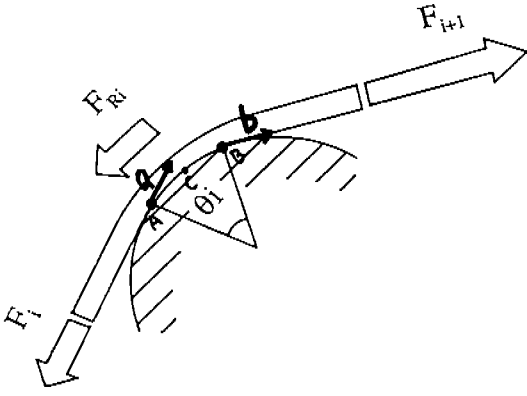


Fig. 3 Movement resistance at (i)th contact region

2. 3 접촉 부위 (contact section) 에서 재료이동

재료의 변형 거동은 재료의 이동과 변형(Elongation)의 차이에 의해 일어나고, 재료의 인장력의 균형(Balance)이 깨질때 재료가 이동하게 된다.

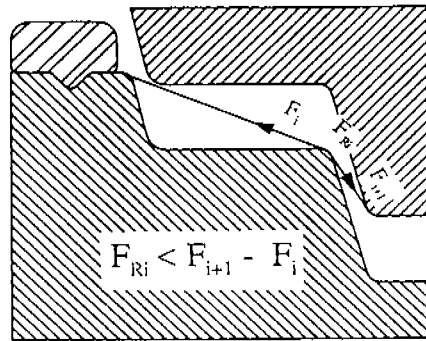
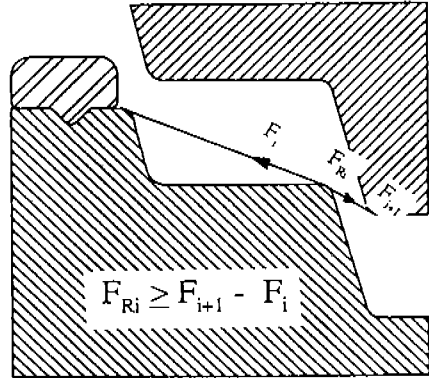
접촉 부위 양단에서 인장력 차가 통과 저항력을 초과할 때, 재료는 인장력이 큰 쪽으로 이동한다. Fig. 4을 참고하면

- i) 접촉부위 양단의 힘이 균형(Balanced)상태에 있을 때 ($F_{Ri} > |F_{i+1} - F_i|$)
 → 재료의 이동은 없다.
- ii) 변형이 진행되어 접촉 부위 양단의 힘의 차가 통과 저항력을 초과하면 ($F_{Ri} < |F_{i+1} - F_i|$) → 재료는 움직이기 시작한다.
- iii) 이때 재료의 움직임은 접촉 부위 양단의힘의 차이가 통과저항력과 같아질 때까지 움직인다 ($F_{Ri} = |F_{i+1} - F_i|$)

2. 4 미끄러짐양 계산

접촉부위의 양단의 장력차가 통과저항력보다 클때 ($|F_{i+1} - F_i| > F_{Ri}$)는 미끄러짐이 발생하므로 접촉부위에

서 미끄러짐양을 계산해야 한다. 이때 정의되는 목적함수는 다음과 같다.



$$F_{Ri} = F'_{i+1} - F'_i$$

Fig. 4 Material movement of contact region

$$\min J = \sum_{i=1}^N J_i \tag{6}$$

여기서, $J_i = F_{Ri} |X_i|$
 $N =$ 최대 접촉 부위수

목적함수를 최소화시키는데 요구되는 구속조건으로 비 접촉부위가 인장을 받아야 한다는 미끄러짐양 X_i 에 대한 구속조건과 힘평형에 대한 구속조건을 적용하면 아래와 같이 나타내어진다.

미끄러짐양에 대한 구속조건 :

$$L_{2i} - L_{1i} + X_{i+1} - X_i \geq 0 \quad (7)$$

힘평형 조건 : $|F_{i+1} - F_i| \leq F_{Ri}$

여기서, $i=1 \sim$ 최대 비접촉 부위수

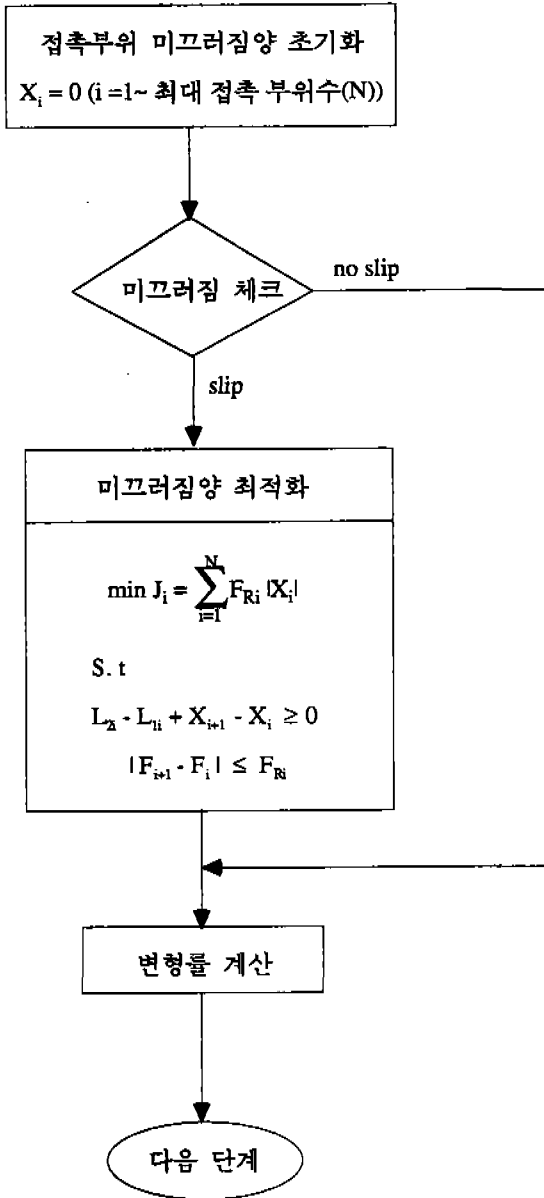


Fig. 5 Optimum algorithm of slip amount

따라서, 이상과 같은 구속조건을 만족시키면서 J 를 최소화 하는 미끄러짐양 ($X_1 \sim X_N$, N =최대 접촉 부위수)를 결정 하여 (1)식에 대입하여 비접촉부위의 변형률을 구한다. 접촉 부위에서 미끄러짐양을 구하는 순서도(Algorithm)가 Fig. 5에 체계적으로 표시되어 있다.

2. 5 접촉 부위에서의 변형률

접촉부에서는 두가지의 운동상태가 존재한다. 즉, 재료의 미끄러짐이 없는 점이 존재하는 경우와 접촉부 전체의 미끄러짐이 존재하는 경우이다.

첫번째 경우, 응력 중심점이 존재하는 경우 접촉부의 변형률은 다음과 같이 계산한다. 즉, 응력 중심점에서는 재료의 미끄러짐이 없으며 좌우에서 작용하는 힘이 평형상태를 유지한다. 그러므로, Fig.6의 폴리모델에 대해 아래의 관계가 성립한다.

$$\sigma_{Ne}^{\mu\theta_N} = (\sigma_{\theta})_i, \quad \sigma_N^{\mu(\theta_i - \theta_N)} = (\sigma_{\theta})_{i+1} \quad (8)$$

여기서, σ_N 은 응력중심점에서의 응력을 나타내며 $(\sigma_{\theta})_i$ 와 $(\sigma_{\theta})_{i+1}$ 는 접촉부와 비접촉부의 경계에서의 응력으로 식(4)에 의해 계산된다. 위의 두식으로부터 응력중심점까지의 각 θ_N 은 아래와 같이 주어진다.

$$\theta_N = \frac{1}{\mu} \ln \frac{\sigma_{\theta_i}}{\frac{\sigma_{\theta_i} \cdot \sigma_{\theta_{i+1}}}{e^{\mu\theta_i}}} \quad (9)$$

여기서, μ : 마찰 계수

σ_{θ_i} : i 번째 접촉 부위의 왼쪽 비접촉 부위에 걸리는 응력

재료가 전체적으로 왼쪽으로 미끄러지는 경우에는 $\theta_N = \theta_i$, $\sigma_N = (\sigma_{\theta})_{i+1}$, 또한 오른쪽으로 미끄러지는 경우에는 $\theta_N = 0$, $\sigma_N = (\sigma_{\theta})_i$ 로 대체된다. 식 (9)로부터 θ_N 을 구하여 식 (8)에 대입하면 σ_N 을 구할 수 있다. 이렇게 구한 σ_N 을 이용하면 접촉부 각부분 ($\theta = \phi$)에서의 응력(σ_{ϕ})은 아래와 같다.

$$\sigma_{\phi} = \sigma_{Ne}^{\mu(\theta_N - \phi)} \quad (10)$$

여기서 $0 \leq \phi \leq \theta_i$

위에서 구한 응력값은 식 (2)의 가공경화식에 대입하여 정리하면 접촉부 각 부분의 변형률이 다음과 같이 계산된다.

$$\varepsilon_{\theta} = \left(\frac{\sqrt{1+2R}}{1+R} \right)^{\frac{1+n}{n}} \left(\frac{1}{K} \right)^{1/n}$$

$$\left(\sqrt{\frac{\sigma_{\theta i} \cdot \sigma_{\theta i+1}}{e^{\mu \theta i}} \cdot e^{\mu |\phi - \theta_{neutral}|}} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (11)$$

(0 ≤ φ ≤ θ_i)

(9)식으로부터 θ_N을 구한후 (11)식으로부터 각요소들의 접촉부위 변형률을 계산한다. 이렇게 구해진 요소들의 변형률로부터 θ_N을 기점으로 접촉부위에서의 비압축성 조건(incompressibility condition)을 적용시켜 좌우의 체적 변화를 계산하고 그에 해당하는 X_i를 재조정하여 (1)식에 대입하여 각 비접촉 부위에서의 변형률을 확정시킨다. 이상과 같은 과정은 매단계(step)마다 반복되며 펀치가 다 이와 완전히 접할 때까지 계속된다.

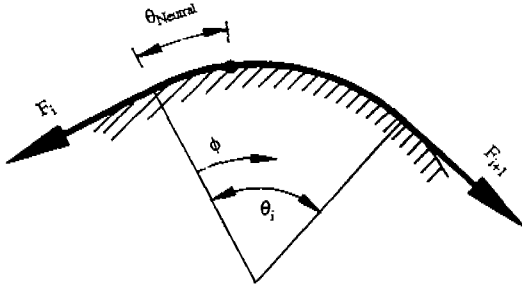


Fig. 6 Contact angle at contact-region

2. 6 성형 해석 알고리즘

성형 해석 순서는 Fig. 7 에 체계적으로 나와 있고, 요약하면 다음과 같다.

- 1) 바인더 랩(Binder Wrap)에 펀치가 접촉하는 순간을 구한다.
- 2) 기하학적 성형 곡선을 계산한다.
- 3) 접촉-비접촉 부위를 판별하고, 소성역학적 계산에 필요한 데이터를 계산한다.
- 4) 접촉 부위에서 미끄러짐 체크(Check)를 한다.
- 5) 미끄러짐이 발생하는 부위가 없으면 변형률 계산후 단계(Step)를 변경한 후 과정 2)로 간다.
- 6) 미끄러짐이 생기는 부위가 존재하면, 최적화하여 미끄러짐량을 구한다. 또한, 접촉 부위의 변형률을 계산하고,

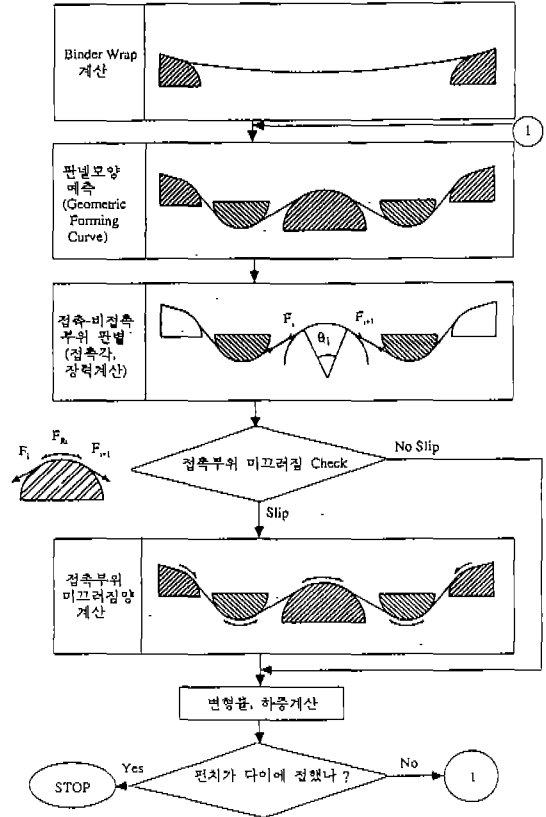


Fig. 7 Forming analysis algorithm

이로부터 생기는 체적 변화를 고려하여 비접촉 부위의 변형률을 보정한다. 이상의 과정을 마친 뒤, 단계(Step)를 변경하여 과정 2)로 간다.

- 7) 펀치가 다이에 완전히 접할 때까지 과정 2) ~ 과정 6)을 반복한다.

3. 박판 성형 공정의 해석

3. 1 평면 변형 문제의 벤치마크 테스트(Benchmark Test)

평형해법 프로그램의 타당성을 확인하기 위해 실린더형 펀치에 의한 성형 해석을 Ohio Benchmark Test(1990) [5] 결과와 비교하였다. 평면 변형 문제의 Benchmark Test 예제는, 수학적으로 간결하면서도 간단한 기하학적 형상을 갖는 실린더 펀치에 의한 디프 드로우잉(Deep Drawing) 공정 해석이다. 해석에 쓰인 초기 상태의 단면 형상은 Fig. 8에 도시되어 있고, 시뮬레이션 조건은 다음과 같다.

응력-변형도 곡선 : $\bar{\sigma} = 589(\bar{\epsilon})^{0.216} \text{MPa}$
 수직 이방성 계수 : $R = 1$
 재료 두께 : $t = 1\text{mm}$
 구속력(Binding Force) : $F_d = 300(\text{kN/m})$

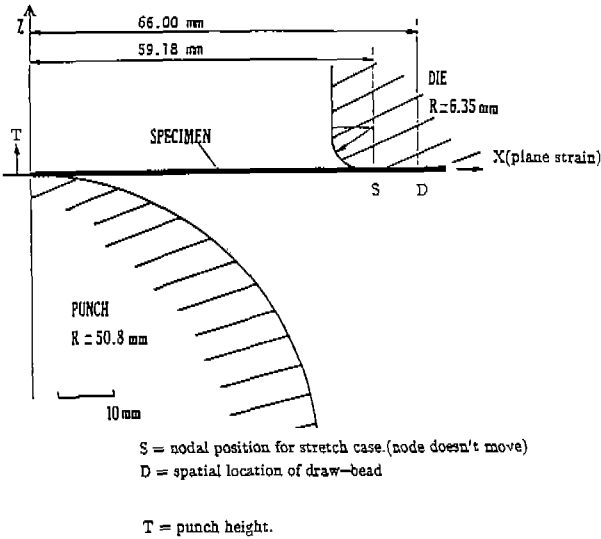


Fig. 8 Initial configuration of Benchmark Test

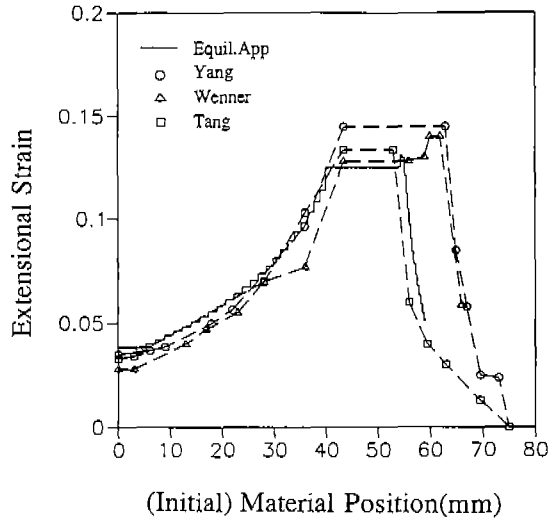


Fig. 10 Strain at the punch stroke of 40mm
 ($\mu = 0.3$)

위의 조건에서 $\mu=0.15$ 와 $\mu=0.3$ 의 두가지 경우에 대해 펀치 행정(Stroke) 40mm까지 성형 해석 하였다. Fig. 9 와 Fig. 10에서 $\mu=0.15$ 와 $\mu=0.3$ 일때의 성형 결과를 유한 요소법 해석 결과와 비교하였다. 평형 해법은 다이 캐비티(Cavity)내에서만 변형률을 표시하였다. 그림에서 Yang과 Wenner는 초기 소재 위치를 기준으로 변형률이 표시되어 있으므로, 성형하는 동안의 드로우인(draw-in) 양을 감안한다면 평형해법, Yang, Wenner, Tang 의 결과가 모두 비슷한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 또한, 마찰의 영향이 변형률 분포에 큰 영향을 끼침을 보여주고 있으며, 성형성 평가를 위해서 중요한 최대 변형률의 값도 평형해법이 세 그룹(Group)의 결과와 유사하게 나타나 있다. 이상에서 평형해법의 결과가 합리적이고 판단되어, 실제적인 차체 판넬 해석으로 확장시켜 적용하였다.

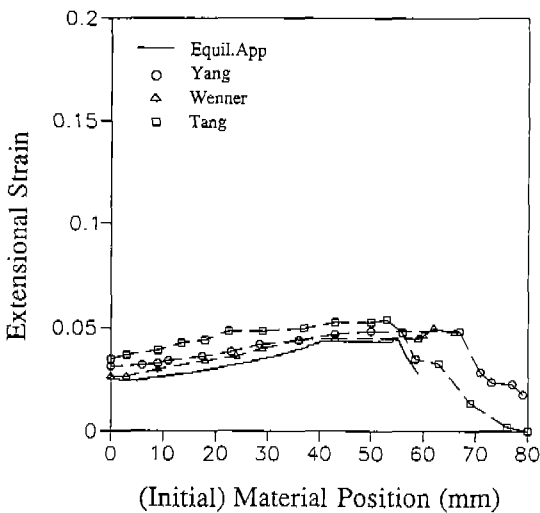


Fig. 9 Strain at the punch stroke of 40mm
 ($\mu = 0.15$)

3. 2 센터 플로우 단면의 스탬핑 해석

본 연구의 적합성을 입증하기 위해 실제 차체 판넬을 해석하여 그 결과를 실험치와 비교하였다. 본 제품의 특성상 성형 공정은 평면 변형 문제로 취급할 수 있으며, 왼쪽 사이드의 드로우인 양은 무시할 수 있다. 따라서 오른쪽 사이드의 빨려들어간 양이 제품의 변형률을 좌우하는 중요한 인자가 된다.

해석에 쓰인 재료와 공정 변수는 다음과 같다.

재료 : 냉연 강판

초기 소재 두께 : 0.8mm

응력-변형을 관계 : $\bar{\sigma} = 51.915(\bar{\epsilon})^{0.247} (\text{kgf/mm}^2)$

수직 이방성 계수 : 1.6

Coulomb 마찰 계수 : 0.2

구속력 (Binding Force) : 15 kgf

Fig. 11는 초기 상태의 박판의 모양을 보여주고 있다. 펀치 변위가 30mm, 70mm, 80mm, 85mm 인 경우에 각각 형상은 Fig. 12 ~ Fig. 15 과 같다. Fig. 12 에서 보는 바와 같이 변형의 초기 단계에는 펀치 F부분만 접촉하여 변형이 진행되므로 박판의 전 영역에 걸쳐서 변형률 분포가 거의 비슷한 경향을 보이고 있으며, 오른쪽 사이드에서만 소재의 유입을 허용하므로 F점의 왼쪽 비접촉 부위의 변형률 분포가 약간 높음을 알 수 있다.

변형이 진행되어 Fig. 13 와 같이 펀치의 F부분과 G부분이 함께 접촉하게 되면서 접촉 조건이 변화하게 되어 G점 왼쪽의 변형률이 커지게 되어 변형률 분포는 AG부분이 가장 크고 GF부분 그리고 FDE부분의 순으로 계단형 분포를 나타내고 있다. Fig. 14는 펀치 행정이 80mm 인 경

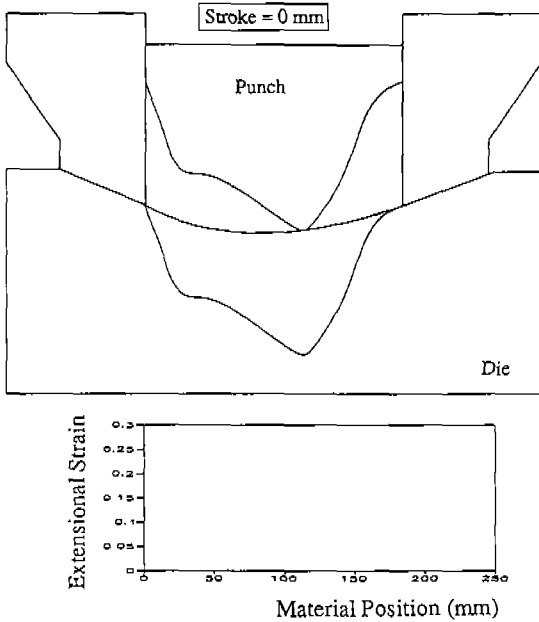


Fig. 11 The schematic view in the analysis of the center floor section

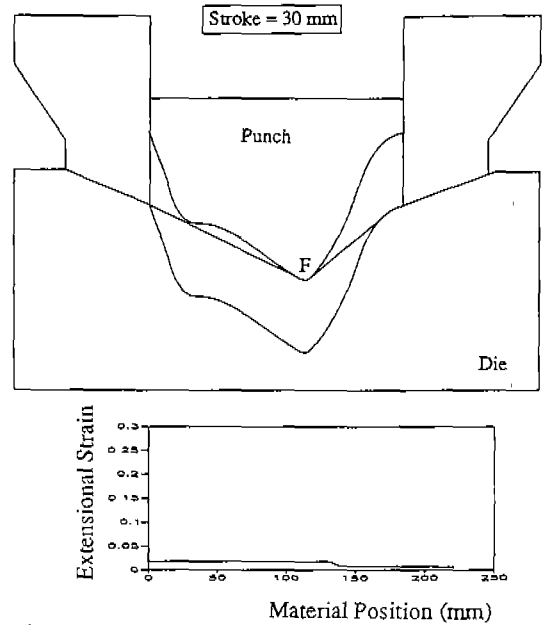


Fig. 12 The deformed configuration and strain

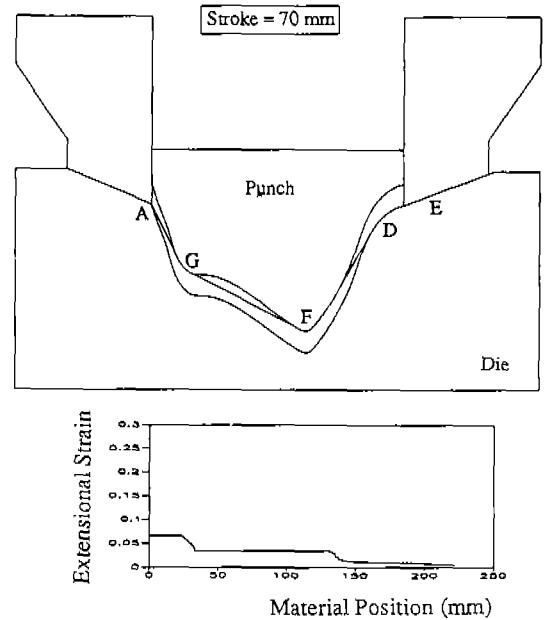


Fig. 13 The deformed configuration and strain distribution at the punch travel of 70mm

우에 변형형상과 변형률 분포를 나타내고 있는데, 다이의 중앙부가 박판과 접촉하여 역 드로잉이 일어나기 시작하여 유동의 방향이 바뀌고 있다. 변형률 분포는 Fig. 13의 경향

이 더욱 심화되어 나타남을 알 수 있다.

Fig. 15는 펀치 행정 85mm 인 경우에 변형형상을 나타내었으며 성형이 거의 완성되었음을 알 수 있다. 평형해법과 유한요소법 모두 전 해석과정을 무리없이 진행하였고, Fig. 16에서 보는 바와 같이 두 방법의 해석 결과가 실험치와 잘 일치하고 있다.

실험에서 소재의 우측 유입량이 87mm 이었으므로 시물레이션에서도 소재의 유입량이 87mm 가 되도록 제한력을 조절하였다. 이 때의 최고 변형률이 20% 미만으로 판단의 위험은 없으며 다이페이스 설계와 제한력 설정이 적절함을 알 수 있다.

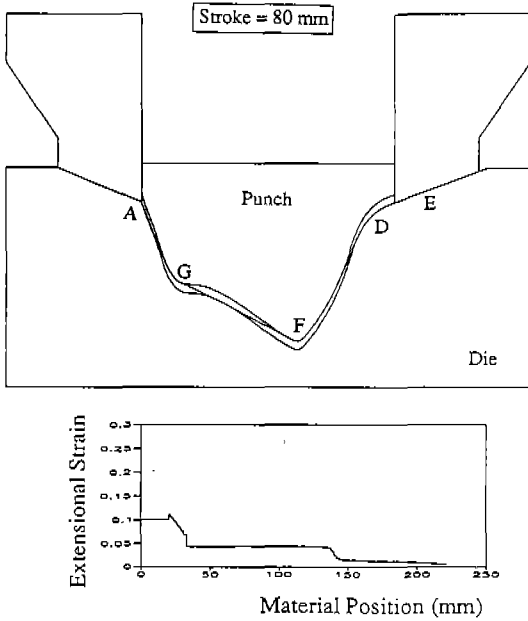


Fig. 14 The deformed configuration and strain distribution at the punch travel of 80mm

3. 3 프론트 펀더 단면의 스탬핑 해석

양 사이드에서 드로잉이 일어나는 문제를 해석하였다. Fig. 17는 판넬의 초기 형상을 보여주고 있다. 해석에 쓰인 재료와 공정 변수는 센터 플로우 단면과 같고, 다만 양 사이드의 제한력은 F.E.M과의 비교를 위해서 14 kgf 로 하였다.

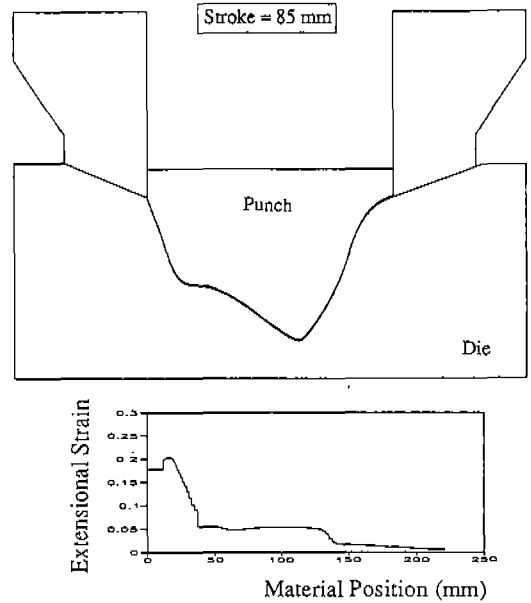


Fig. 15 The deformed configuration and strain distribution at the punch travel of 85mm

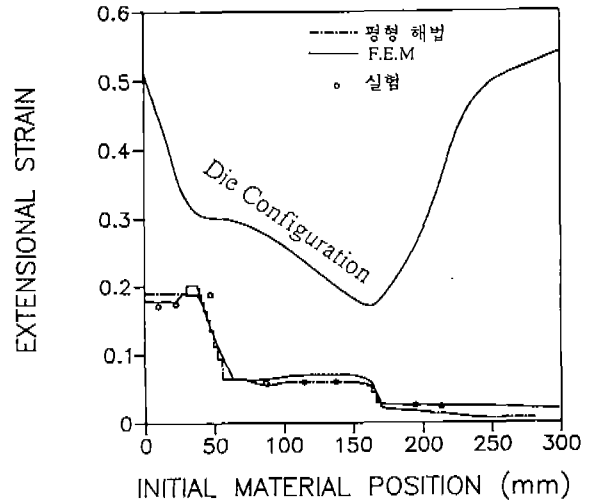


Fig. 16 Comparison of the strain distribution between the computed results and the experiment

펀치 행정 50mm, 60mm, 70mm일 때의 변형 형상과 변형률 분포가 Fig. 18 ~ Fig. 20에 나타나 있다. 펀치의 중앙부위가 평평하여 접촉 부위가 넓게 퍼져있어 Fig. 18

과 같이 펀치 행정 50mm까지는 스트레인이 고르게 분배되고 있다. 그러나, 펀치 행정 60mm에서는 박판이 다이에 접하게 되어 역 드로잉이 시작된다. a부위의 코너 곡률이

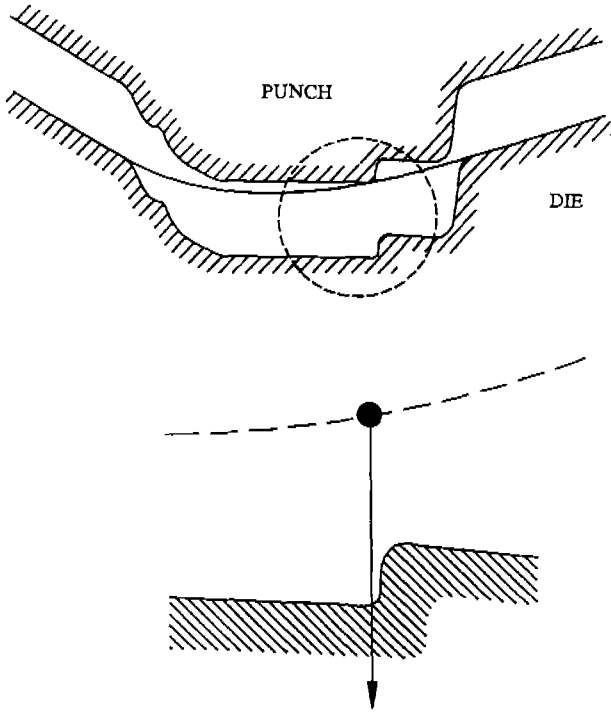


Fig. 17 The schematic view of the analysis of the front fender section

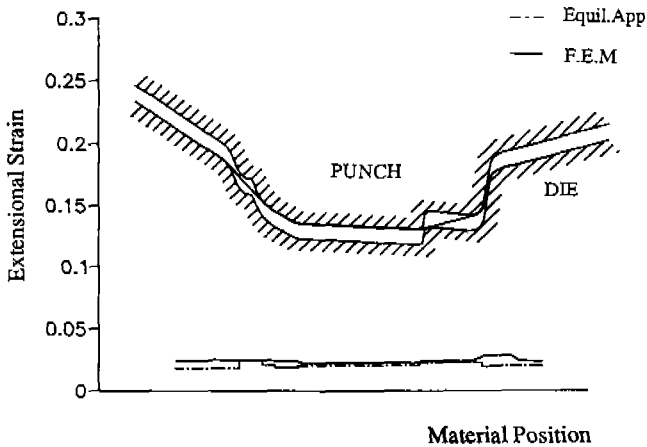


Fig. 18 The deformed configuration and strain distribution at the punch travel of 50mm

적기 때문에 재료의 유입이 적어져 ab사이에 있는 비접촉 부위에 변형이 집중되어 변형률이 급속히 커지고 있음을 알 수 있다. Fig. 20는 펀치가 다이에 접하기 1mm 전으로 성형이 거의 완성되었음을 보여 준다. 변형률은 Fig. 19의 상황에 더욱 진전되었으며 최대 변형률은 15%정도로 예측되고 있다. 따라서, 본 예제에서 비접촉 부위 ab의 변형률 제어가 중요하며, 최대 변형률이 안전 범위에 들어오도록 다이를 설계하고 공정 변수를 적절히 선정하는 것이 필요하다.

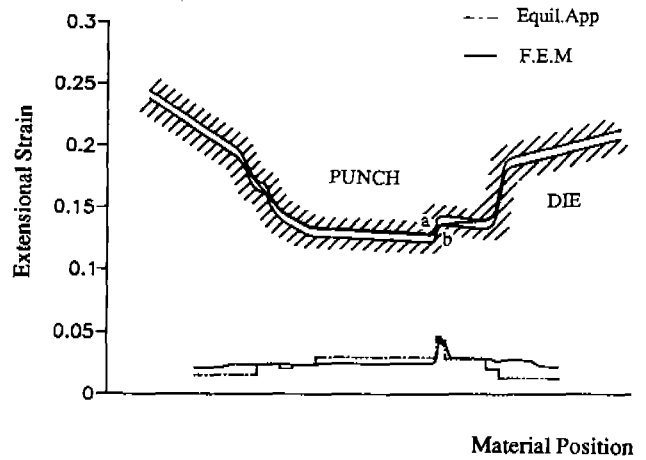


Fig. 19 The deformed configuration and strain distribution at the punch travel of 60mm

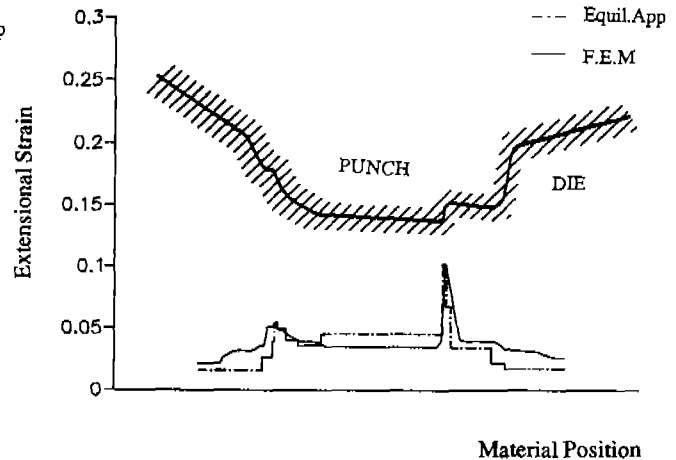


Fig. 20 The deformed configuration and strain distribution at the punch travel of 70mm

4. 결 론

기하학적 관계와 소성역학적 이론을 바탕으로 힘 평형에 이르는 최적해를 구하는 방법인 평형해법으로 실제 차체 판넬을 단면 해석하여, 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 평형해법으로 센터 플로어와 프론트 팬터의 단면 해석 결과를 유한요소법과 비교하여, 본 연구의 적합성을 입증하였다.
2. 평형해법은 빠른 시간내에 대체적인 경향 파악과 최대 변형률의 정량적인 양을 예측할 때 특히 실용적인 장점을 가지고 있어서, 금형 설계 단계에서 시뮬레이션 변수와 금형의 형상을 바꾸어 가면서, 최적의 금형 설계 조건 및 공정 변수를 예측하는데 유용하다.
3. 본격적인 3차원의 유한 요소 해석이 계산 시간과 수렴성등의 문제로 제한되어 있거나, 복잡한 실제 차체 판넬을 금형 설계 단계에서 빠르고 효율적으로 해석하기 위해 평면 변형 문제로 취급할 수 있는 많은 국부 단면들에 대해 본 연구와 같은 단면 해석 방법이 유용하리라 생각된다.

참 고 문 헌

- 1) 유동진, 이정우, 전기찬, 차체 판넬 프레스 성형 공정의 평면 변형 해석, 대한 기계 학회 89년 추계 학술 대회, pp. 275~278, 1989
- 2) R. Hill, The mathematical Theory of Plasticity, Oxford University Press
- 3) H. Sugiura, I. Okamoto, T. Hiamatsu, J. Yoshimi, K. Fujiwara, Evaluation of Elongation and

Material Movement during Press Forming with CAD, JSAE Review, vol.9, no2, Aprill, 1988

- 4) Shingji Fukui and Kiyota Yoshida, Measurement of the Mean Friction Coefficient in Sheet Drawing, Int. J. Mech. Too. Des. Res., vol2, pp19-62, Pergamon Press, 1962
- 5) J.K.Lee, R.H.Wagoner, E.Nakamachi, A Benchmark Test for Sheet Forming Analysis, June 30, 1990
- 6) 양동열, 정완진, 송인섭, 전기찬, 유동진, 이정우, 강소성 유한 요소법을 이용한 자동차 판넬 성형 공정의 평면 변형 해석, 대한 기계 학회 논문집 제15권 1호, pp.169~178, 1991.
- 7) W.J.CHUNG, Y.J.KIM and D.Y.YANG, Rigid-plastic finite element analysis of hydrostatic bulging of elliptic diaphragms using Hill's new yield criterion, Int. J.Mech. Sci. 31, pp.193(1989).
- 8) D.J.YOO, I.S.SONG, D.Y.YANG, and J.H.LEE, Rigid-Plastic Finite Element Analysis of Sheet Metal Forming Processes using Continuous Contact Treatment and Membrane Element incorporating Bending Effect, Int. J.Mech.Sci., Vol.36, No.6, pp.513~546, 1994
- 9) B.K.Choi, Surface Modelling for CAD/CAM, Elsever, 1991