

보강링을 갖는 냉간 압출 금형 세트의 탄성해석

안성찬*·이근안**·김수영***·임용택***

(2002년 5월 2일 접수)

Elastic Analysis of Cold Extrusion Die Set with Stress Ring

S. C. An, G. A. Lee, S. Y. Kim and Y. T. Im

Abstract

In this study, an axi-symmetric finite element program for elastic analysis of the die set shrink fitted in cold extrusion was developed. The geometrical constraint according to shrink fit was enforced by employing the Lagrange multiplier method. The numerical results for strain and stress distributions in the die set including single and multi stress rings assembled by shrink fit were compared well with the Lamé's equation for thick-walled solution available in the literature. To extend the applicability of the analysis program developed, various cases without or with stress ring and with pre-stress applied on stress ring were numerically investigated as well. This numerical approach enables the optimization study to determine optimal dimensions of die set to improve tool life for practical use in industry.

Key Words : Lamé's solution, Lagrange Multiplier, Finite Element Method, Shrink Fit, Stress Ring, Cold Extrusion

1. 서론

압출가공공정은 대표적인 소성가공공정 중의 하나로서 단면 형상이 일정한 제품을 생산하는 가장 경제적인 가공법으로 알려져 있다. 이러한 압출가공공정에서 가장 중요한 부분은 금형세트 설계이다. 일반적으로 압출가공공정에 사용되는 금형세트를 설계하는 데 있어서 우선 고려되어야 할 사항은 금형이 접촉압력을 충분히 견딜 수 있도록 설계되어야 한다는 점이다. 이를 위해서는 성

형 공정 중에 작용하는 금형의 변형 및 응력의 예측이 필요하다.

냉간압출가공에서는 접촉압력이 매우 높아서 금형만으로는 원하는 금형수명을 얻기가 힘들므로 적절한 보강링의 사용이 필수적이라고 할 수 있다. 그러나 기존의 설계과정은 압출가공 중의 접촉압력을 추정하여 가정하고, 간단한 형상의 금형에 대한 후벽원통 이론의 Lamé식을 이용하여 보강링을 설계하므로 임의 형상을 갖는 금형에 대한 보강링의 설계에는 한계가 있다.⁽¹⁾

* 현대중공업 산업기술연구소 구조연구실

** 한국생산기술연구원 마이크로성형팀

*** 한국과학기술원 기계공학과 전산재료성형설계 연구실

따라서 지금까지 압출과정중의 접촉압력을 고려한 유한요소해석에 관한 많은 연구가 수행되어져 왔다.

Gamer 등⁽²⁾은 평면응력 조건하에서 얇은 링 형상 디스크의 억지끼워맞춤에 대한 탄성해석을 수행하고 억지끼워맞춤과 접촉면압의 관계를 계산하였고, Lange⁽³⁾는 압출금형이 단일보강링을 가졌을 경우에 대해서 접촉압력을 상수 혹은 선형적으로 변하는 함수로 가정하여 금형에 발생하는 응력을 탄성유한요소해석으로 계산하였다. Frater 등⁽⁴⁾은 간단한 금형 형상에 대해서 단일 보강링과 다중 보강링의 탄성해와 탄성유한요소해의 결과를 비교하였다. 특히 금형의 단면 형상이 Z축 방향으로 일정치 않을 경우 보강링에 의한 변위의 차이가 높이에 따라 생김을 보였고, 굽힘 효과가 금형에 발생할 수 있음을 해석적 관점에서 계산하였다.

Xing-hua⁽⁵⁾는 간단한 금형 형상을 갖는 전방압출과 후방압출의 두 경우에 대하여 압출과정중의 접촉압력이 작용할 때, 금형과 보강링의 높이가 같은 경우 및 다른 경우에 대한 금형의 변형량과 응력 분포를 계산하였다.

Karami 등⁽⁶⁾은 경계요소법을 적용하여 억지끼워맞춤의 열탄성해석을 수행하였고, Mack 등⁽⁷⁾은 간단한 링 형상에 대해 억지끼워맞춤의 탄성해석을 하였다.

Forejt 등⁽⁸⁾도 역시 보강링을 가지는 간단한 형상의 금형의 억지끼워맞춤에 대한 해석을 수행하였고, Seo 등⁽⁹⁾은 보강링에 의하여 예상된 냉간단조 금형의 구조해석을 접촉 알고리즘을 이용하여 탄성해석을 수행하였고, Yeo 등⁽¹⁰⁾은 강소성유한요소해석으로 금형에 작용하는 질점력을 계산하고, 이를 이용하여 금형의 탄성유한요소해석을 수행한 후 후벽원통이론의 탄성해와의 연계를 통해서 보강링의 응력을 계산하였다. 또한, Lee 등⁽¹¹⁾은 전방압출공정에서 스트레인게이지를 Lamé식과 함께 이용하여 금형의 변형분포를 계산하였다. 또한 Lee 등⁽¹²⁾은 냉간단조금형의 탄성변형을 스트레인게이지와 탄성해석으로 예측하고 이러한 변형이 제품의 정밀도에 미치는 영향을 연구하였다.

본 연구에서는 강열점소성유한요소해석으로부터 얻어진 접촉압력을 이용하여 보강링을 가지는 금형세트의 탄성유한요소해석을 수행하고, 이로부터 압출가공 전 및 압출가공 중의 금형의 변위장과 응력분포를 정확히 예측하여 이를 최적화 연구의 기초 자료로 활용하고자 하였다. 이를 위해서는 먼저 보강링을 가지는 금형세트의 탄성해석이 필요한데 억지끼워맞춤을 해석하기 위해 다절점변위제한조건을 부여할 수 있도록 라그랑주 승수법을 사용하여 축대칭 탄성유한요소해석 프로그램을 개발하였다. 그리고 개발된 프로그램의 신뢰성평가를 위하여

단일 및 이중보강링을 가지는 경우에 대해서 유한요소 수치해를 Lamé의 탄성해와 비교하여 검토하였다.

2. 보강링의 탄성유한요소해석

압출공정 중에 발생하는 접촉압력과 이로 인해 금형에 발생하는 변위장과 응력 분포의 정확한 예측을 위해서는 유한요소해석 프로그램이 필요한데, 압출금형의 경우 대부분이 축대칭 형상을 이루고 있으므로 축대칭 탄성해석 프로그램의 개발이 필요하다. 탄성해석의 유한요소 수식은 참고문헌⁽¹³⁾에 잘 기술되어 있으므로 본 고에서는 지면상 생략하고 끼워맞춤을 제한하는 과정 결과만을 기술하기로 한다.

금형의 외경과 보강링의 내경은 체결전에 서로 엇갈려 있다. 이와 같은 상태가 체결 후 어떤 평형점으로 Fig. 1과 같이 각각 이동하게 된다. 따라서 체결 후 변위의 합은 체결전의 어긋난 양, 즉 억지끼워맞춤의 양과 동일하다는 변위제한조건이 주어진다. 이러한 변위제한조건은 하나의 절점변위가 정해진 경우가 아닌 힘평형을 고려해서 두 절점간의 상대적 변위로 부여되는 것이다. 따라서 본 연구에서는 두 변위간의 관계를 지배방정식의 경계조

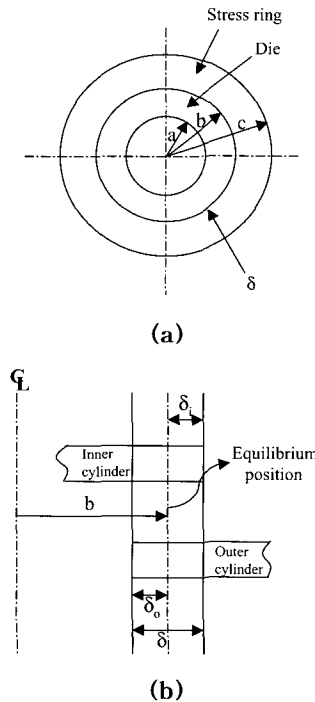


Fig. 1 (a) Concentric cylinders and (b) assembly with interference fit

건으로 사용할 수 있는 라그랑주 승수법을 사용하였다. 보강링을 가지는 금형의 응력해석에 라그랑주 승수법을 적용하기 위해서 마찰로 인한 접촉면의 전단응력의 효과는 무시하고, 제한조건이 사용되는 절점의 높이는 동일하다고 가정하였다.

먼저 다절점변위제한조건을 (1)식과 같다고 하면,

$$[C]\{u\}-\{Q\}=\{0\} \quad (1)$$

위 식을 Fig. 1에서의 변위제한조건으로 나타내면 (2)식과 같다.

$$[I \quad -I]_{c_{max}} \begin{Bmatrix} u_o \\ u_i \end{Bmatrix} = \{\delta\}_{Q_{max}} \quad (2)$$

이 표현은 두 변위의 차가 δ 라는 것을 의미한다. 본 연구에서는 이 값은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 억지끼워맞춤의 양이 된다.

제적력을 무시한 평형방정식의 약형에 라그랑지 승수를 이용한 변위제한조건을 적용하면 (3)식과 같이 표현할 수 있다.

$$\Pi_p = \frac{1}{2} \{u\}^T [k] \{u\} - \{u\}^T [R] + \{\lambda\}^T ([C]\{u\} - \{Q\}) \quad (3)$$

이 약형을 변위와 라그랑지 승수에 대해서 (4)식과 같이 각각 편미분하면

$$\frac{\partial \Pi_p}{\partial u} = 0, \quad \frac{\partial \Pi_p}{\partial \lambda} = 0 \quad (4)$$

결과로 (5)식과 (6)식과 같은 상태방정식을 행렬식으로 구할 수 있다.

$$[k]\{u\}=\{R\} \quad (5)$$

$$\begin{Bmatrix} k & C^T \\ C & 0 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ \lambda \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R \\ Q \end{Bmatrix} \quad (6)$$

2.1 단일보강링에서의 탄성해 비교

등방성 재료로 만들어진 후벽원통의 Lamé해⁽¹⁴⁾를 평면 응력과 내압 P_i ($r=r_i$)과 외압이 P_o ($r=r_o$)인 조건 하

에서 구하면 반경방향과 원주방향 두 응력성분의 합은 항상 상수이고, 내압만이 작용할 때에는 반경방향응력은 항상 압축응력이고 원주방향응력은 항상 인장응력임을 알 수 있다. 또한 원주방향응력은 내압작용면에서 내압보다 큰 값을 가짐을 알 수 있다.⁽¹⁴⁾ 이로부터 보강링의 사용 이유를 알 수 있다.

보강링의 조립은 내측 원통의 외곽반경이 외측 원통의 내곽 반경보다 크므로 외측 원통을 가열하고 두 원통의 결합 후에 냉각을 시켜서 조립을 한다. 따라서 Lamé식을 적용하기 위해서 두 원통의 높이가 같고 평면응력상태라는 가정 하에서 가장 간단한 형태의 보강링에 대해서 다음과 같이 유도할 수 있다.

각각의 링의 반경은 Fig. 1에 주어져 있다. 먼저 두 보강링의 억지끼워맞춤 양이 정해져 있다면 억지끼워맞춤 후 접촉면에는 접촉면압이 작용할 것이다. 그리고 각각의 원통은 외압과 내압을 받는 단일 후벽원통의 탄성해와 동일할 것이다. 억지끼워맞춤의 양과 접촉면압의 관계를 알아보기 위해서 먼저 접촉면압을 P 라고 하고 억지끼워맞춤의 양은 δ 라고 하고, 단일 내측원통과 외측원통의 재료가 동일하다면 억지끼워맞춤의 양과 접촉면압의 관계는 (7)식과 같이 정리될 수 있다.

$$\delta = \frac{2Pb^3(c^2 - a^2)}{E(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)}, \quad P = \frac{E\delta(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)}{2b^3(c^2 - a^2)} \quad (7)$$

앞에서 유도된 단일보강링의 탄성해를 이용하여 Fig. 1에 주어진 모델의 치수를 Table 1과 같은 조건 하에서 구한 접촉면압은 162.72MPa이었다. 이 접촉면압은 금형에는 외압 경계조건이 되고, 보강링에는 내압 경계조건으로 사용되었다.

앞에서 유도된 간단한 형상을 가지는 단일보강링의 탄성해와 개발된 프로그램의 결과를 Fig. 2(a)와 (b)에 도시하였다. 변위와 반경방향응력을 비교해 보았는데 유효요소해석치는 정해와 거의 동일함을 알 수 있었다.

Fig. 3에 나와있는 결과는 라그랑주 승수법에 의한 변위의 제한조건이 정확하게 적용되었는지 확인하기 위해

Table 1 Analysis condition for single stress ring

Geometry of stress ring	
a = 50.8 mm, b = 76.2 mm, c = 101.6 mm	
$\delta = 0.37$ mm	
Material property for die and stress ring	
Young's modulus (E): 206.84 MPa	
Poisson's ratio (ν): 0.3	

서 도시하였다. 도시된 그래프에서 높이는 각각의 금형과 보강링의 접촉면의 높이를 나타낸다.

Fig. 3(a)에 의하면 금형과 보강링의 접촉면에서의 각각의 변위의 합은 변위의 제한조건인 억지끼워맞춤의 양과 동일하게 나와야 하는데, 변위의 합은 억지끼워맞춤의 양인 0.37mm로 정확하게 나옴을 알 수 있었다. Fig. 3(b)는 접촉면에서의 반경방향의 응력은 연속되어야 하므로, 접촉면에서의 금형과 보강링의 반경방향응력은 동일해야 한다. 이 그림을 보면 거의 동일한 수직응력분포를 나타냄을 알 수 있다. 여기에 나타난 오차 2%는 수직응력을 적분점에서 구한 후 최소자승법으로 절점의 응력을 외삽하여 얻어낸 계산오차에 기인한다고 볼 수 있다.

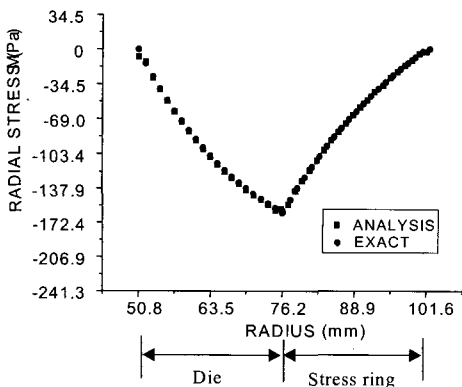
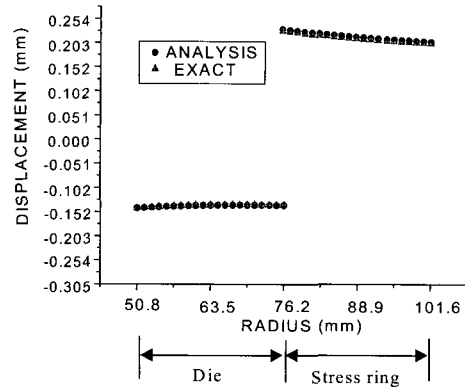
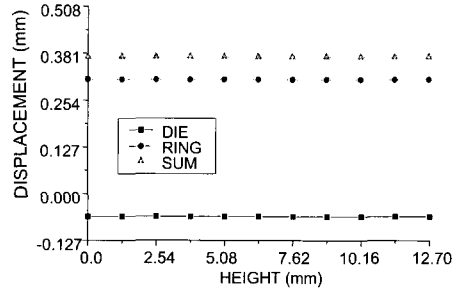
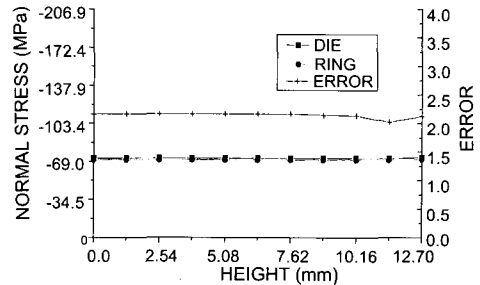


Fig. 2 Comparisons of (a) displacement and (b) radial stress between exact solution and the analysis using the same material for both the die and stress ring



(a)



(b)

Fig. 3 Plot of (a) displacement and (b) normal stress along the die-ring contact region

2.2 다중보강링에서의 탄성해 비교

다중보강링의 해석은 두 개의 보강링의 경우에 대해서 생각해 보면 먼저 조립의 순서에 대해서 생각해 볼 수 있다. Fig. 4에서 금형과 제1보강링을 조립 후, 제2보강링을 조립할 수도 있고 제1보강링과 제2보강링을 조립 후 금형을 조립할 수도 있다. 여기서는 후자의 조립순서에 따라 탄성해를 구해 보았다.

먼저 제1보강링과 제2보강링의 주어진 억지끼워맞춤에 의한 조립 결과는 앞 절에서 유도된 식에 의해서 변위와 응력의 분포를 구할 수 있다. 그러나 이 경우에는 결합으로 인한 제1보강링의 내곽 반경의 변위가 발생한다. 이로 인해서 최초에 계획되었던 금형과 제1보강링 간의 억지끼워맞춤의 양은 증가하게 된다. 그러므로 증가된 양과 최초의 억지끼워맞춤의 합이 금형과 제1보강링 간의 새로운 억지끼워맞춤의 양이 된다. 이 양에 의해서 다시 접촉면압을 구할 수 있고 이것은 단일 보강링의 해석과 동일한 해석과정에 의해서 변위장과 응력의 분포를 구할 수 있다. 세 개 이상의 보강링을 가지는 경우의 탄성해 석도 위의 방법을 반복해서 사용하여 구해질 수 있다.

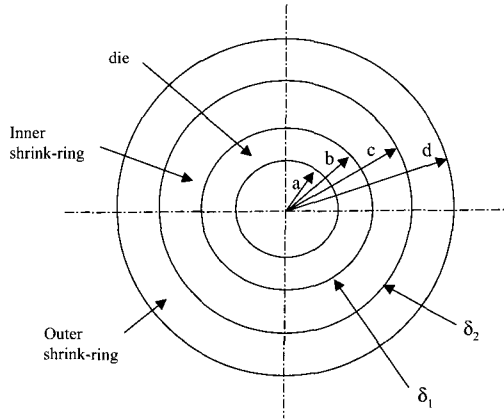


Fig. 4 Multi-stress ring geometry

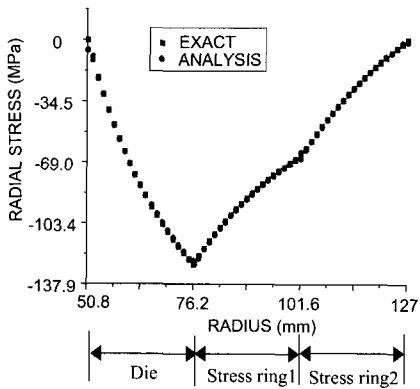


Fig. 5 Comparison of radial stress between exact solution and the analysis for multi-stress ring case

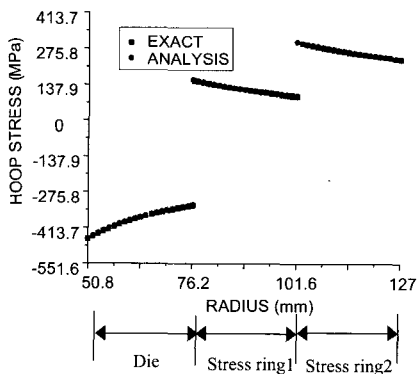


Fig. 6 Comparison of hoop stress between exact solution and the analysis for multi-stress ring case

Table 2 Analysis condition for multi stress ring

Geometry of stress ring	
a = 50.8 mm, b = 76.2 mm,	
c = 101.6 mm, d = 127 mm,	
$\delta_1 = 0.1778$ mm, $\delta_2 = 0.1016$ mm	
Material property (die and stress ring)	
Young's modulus (E): 206.84 MPa	
Poisson's ratio (ν): 0.3	

앞에서 기술된 순서에 따라서 Fig. 4에 도시된 각 변수들의 값을 Table 2에 주어진 값들로 사용하여 탄성해를 구해보았다. 먼저 제1보강링과 제2보강링을 결합하면 (7)식에 의해서 접촉면압은 25.449MPa가 계산된다.

이 접촉면압은 제1보강링의 외압 경계조건으로 작용한다. 그리고 이 외압으로 인해 제1보강링의 내과반경은 줄어들게된다. 결과는 0.043mm 만큼의 변위가 발생하고 이 양은 최초에 금형과 제1보강링간의 억지끼워맞춤의 양을 증가시키는 결과를 가져온다. 재 설정된 금형과 제1보강링간의 억지끼워맞춤의 양은 $\delta_1 = 0.178\text{mm} + 0.043\text{mm} = 0.221\text{mm}$ 가 된다. 이제 접촉면압은 다시 (7)식에 의해서 계산되어지는데 이 때의 각각의 반경은 $a=50.8\text{mm}$, $b=76.2\text{mm}$, $c=127\text{mm}$ 로 두고 단일 보강링의 계산순서대로 계산을 행한다. 이렇게 나온 접촉면압은 126.77MPa이다.

다음은 다중보강링을 가지는 금형의 응력분포에 대해서 구한 수치결과를 비교해 보았다. 탄성해는 앞 절에서 유도된 식을 사용하여 응력분포를 구하였고, 탄성유한요소해석은 역시 라그랑주 승수법으로 금형과 보강링의 접촉면에 변위의 제한조건을 주어 응력분포를 구하였다.

Fig. 5와 Fig. 6에 반경방향응력과 원주방향응력의 비교결과를 도시하였다. 이 역시 정해와 탄성유한요소해석의 결과가 거의 동일함을 알 수 있다.

위의 결과들로부터 라그랑주 승수법에 의한 보강링을 가지는 금형의 변위와 응력의 분포를 구하는 개발된 탄성유한요소해석 프로그램의 신뢰성을 검증하였다.

3. 압출공정의 강열점소성유한요소해석

압출 공정의 금형에 발생하는 변위 및 응력해석을 위해서는 공정의 소성변형 해석이 필요하므로 이를 위해 압출공정을 CAMForm⁽¹⁵⁾을 이용하여 해석하였다. 금형에 가해지는 수직력은 강체로 가정되어진 금형 내면의

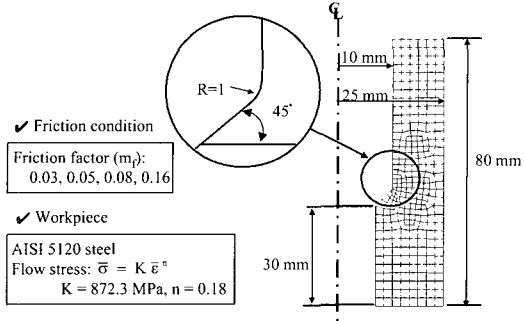


Fig. 7 Analysis conditions used for thermo-rigid-viscoplastic finite element simulation of extrusion

절점에 작용하는 접촉압력 값으로부터 얻어진다. 여기에서 계산된 수직력은 보강링을 가지는 금형의 응력해석을 위한 경계조건으로 이용된다.

공정해석조건은 Fig. 7에 주어져있다. 펀치의 이동 위치가 6.3mm가 되었을 때에 금형의 내곽 절점에 발생하는 접촉압력의 데이터를 얻어내었다. 일정 전단마찰상수는 0.03, 0.05, 0.08, 0.16을 적용하여 해석을 수행하였다. 일정 전단마찰 상수는 열간압출의 경우가 냉간압출의 경우보다 큰 값을 가지고 특히, 냉간압출의 경우는 0.03~0.08의 값을 가진다.⁽¹⁶⁾

해석결과는 Fig. 8에 나타내었다. 접촉압력의 수직 방향은 솔더와 천이반경 영역 외에는 모두 0°이다. 솔더의 수직면은 45°이고 천이반경의 수직면은 23.9°이다. 결과에서 가장 높은 접촉압력이 발생한 곳은 천이반경 영역으로 나타났다. 현재의 해석조건에서 압출각은 큰 편이므로 천이영역에서 큰 접촉압력이 발생한다. 만일 압출각이 더 작아지고 천이반경이 더 커진다면 천이반경부분보다 금형의 랜드부에서 더 큰 접촉압력이 발생할 것이다. 그리고 열간압출의 경우가 냉간압출의 경우보다 마찰상수가 크기 때문에 더 큰 접촉압력이 금형에 발생함을 알 수 있다. 위에서 얻어진 접촉압력은 금형내면의 절점들에 대한 수직력으로 변환되고 이러한 수직력들은 다음 절의 금형세트의 응력 해석 경계조건으로 활용된다.

4. 보강링을 갖는 금형세트의 응력 해석

이 절에서는 보강링으로 인한 효과를 정량적으로 보여 준다. 먼저 금형과 보강링의 치수 및 억지끼워맞춤의 양은 Fig. 9에 나타나 있다. 금형의 재료는 초경합금이고 제1, 2보강링의 재료는 SKD61이다.

앞 절의 유한요소해석으로 얻어진 수직력을 경계조건으로 사용하여 세 가지 경우의 탄성유한요소해석을 수행하였다. 첫째는 금형만 있는 경우 (CASE 1), 둘째는 보강링만 있는 경우 (CASE 2), 그리고 셋째는 보강링이 있고 접촉압력이 주어지는 경우 (CASE 3)에 대해서 탄성유한요소해석을 수행했다. 이들 각 경우에 대한 경계조건에 대한 설명이 Fig. 10에 주어져 있다. 이후의 결과는 모두 금형 내곽면의 절점들에 대한 결과들이다.

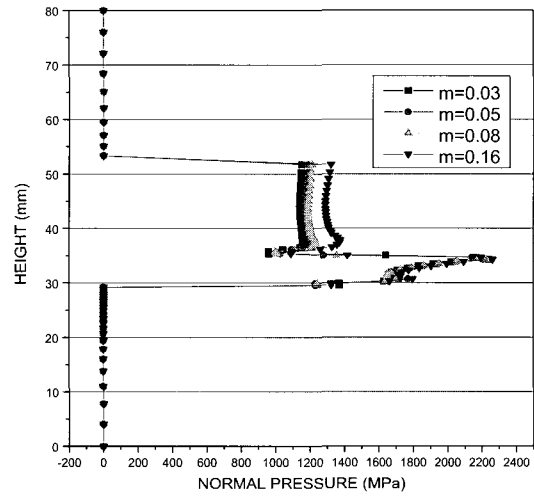


Fig. 8 Comparison of normal pressure along the die inner surface from analyses of extrusion using various friction factors

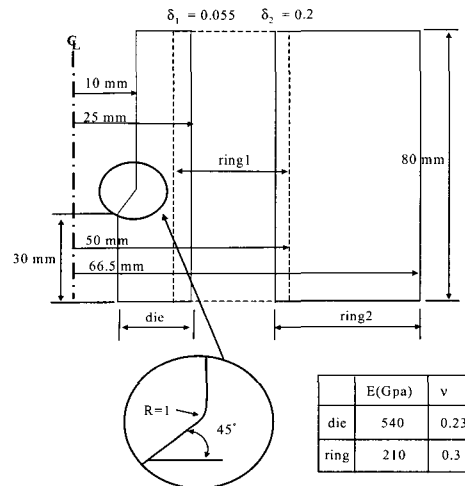


Fig. 9 Geometrical dimensions of the extrusion die set with die and multi-stress ring

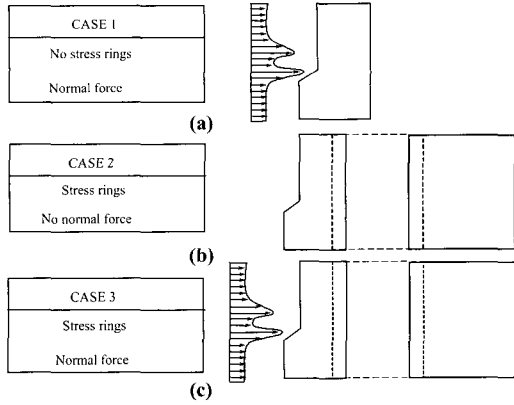


Fig. 10 Boundary conditions for three cases of analyses: (a) only normal force applied to the extrusion die, (b) only stress rings applied, and (c) both normal force and stress rings applied

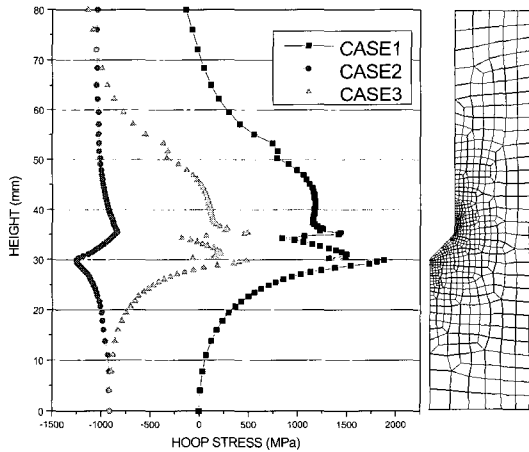


Fig. 11 Comparison of hoop stress along the die inner surface for the three cases of analyses

Fig. 11은 금형 내면의 절점의 원주방향응력의 분포를 나타내고 있다. 그림에서 CASE 2는 오직 보강링의 효과에 의한 금형에서의 원주방향응력이다. 억지끼워맞춤의 효과에 의해서 원주방향으로 압축잔류응력이 나타남을 알 수 있다. 그리고 CASE 1은 접촉압력에 의한 금형에 걸리는 원주방향의 인장응력을 나타낸다.

최대 1883.3MPa의 응력이 발생하였다. CASE 3은 압출공정중의 접촉압력과 보강링의 효과를 함께 고려하여 해석한 것으로서 보강링이 없을 때 나타난 최대 원주방향응력인 1883.3MPa이 보강링에 의해서 491.6MPa로 줄어들었음을 알 수 있다.

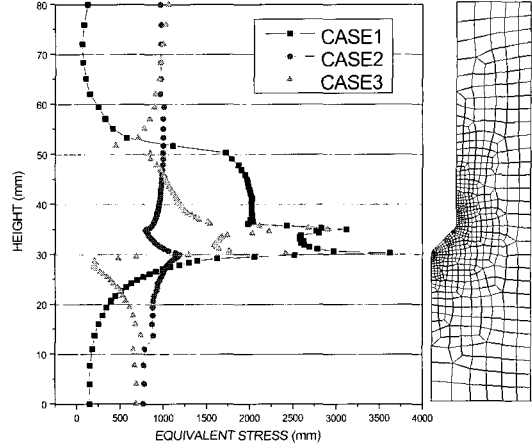


Fig. 12 Comparison of equivalent stress along the die inner surface for the three cases of analyses

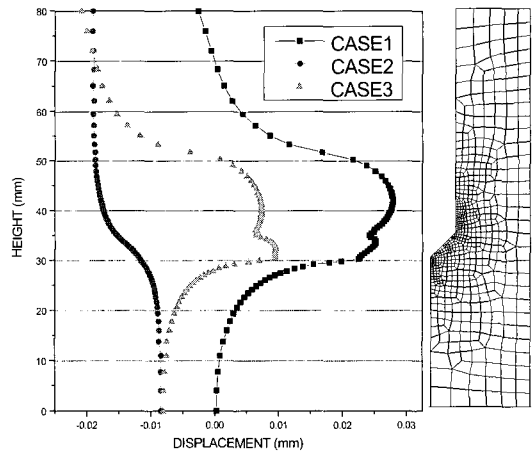


Fig. 13 Comparison of displacements along the die inner surface for the three cases of analyses

Fig. 12는 금형 내곽면 절점의 등가응력 분포를 나타낸다. 이 결과 역시 보강링을 사용하지 않을 때 최대등가응력은 3623.7MPa이었지만 보강링을 사용한 금형의 최대등가응력은 2903.7 MPa로 감소하였음을 알 수 있다. 그리고 보강링을 사용하였을 때 전체적인 등가응력의 상승은 보강링에 의해 금형 내면의 압축 원주방향 잔류응력의 영향이 등가응력에 반영되었기 때문이다.

Fig. 13은 금형 내면의 절점의 변위를 나타낸다. 보강링만 적용한 경우 금형의 변위는 압축잔류응력으로 인해서 음의 반경방향으로의 변형이 발생함을 알 수 있다. 그리고 금형의 윗 부분이 더 많은 변위를 나타낸 것은 윗 부분이 얇기 때문에 음의 반경방향으로 더 많이 변형되고

이로 인해 금형에 굽힘이 발생함을 알 수 있다.

보강링을 사용치 않고 접촉압력만을 적용한 경우, 금형의 변위는 양의 반경방향으로 변형함을 알 수 있다.

이러한 변형은 금형의 랜드부의 변위도 물론 포함한다. 랜드부의 반경은 생산되는 제품의 원래 치수가 되지만 압출가공 중의 높은 접촉압력으로 인해 해석 결과와 같이, 금형의 변형에 의해서 처음에 의도한 제품의 치수가 나오지 않을 수도 있다.

보강링을 사용한 후에는 보강링에 의한 음의 반경방향의 변위와 압출가공으로 발생한 접촉압력에 의한 양의 반경방향의 변위가 조합되어 Fig. 13과 같은 금형의 최종 변위값이 계산되었다.

5. 결론

본 연구에서는 보강링과 금형의 억지끼워맞춤으로 발생하는 접촉면압, 변위 및 응력 분포를 계산할 수 있는 축대칭 탄성 유한요소해석 프로그램을 개발하였고 단일 및 이중 보강링을 갖는 유한요소해석치와 탄성해와의 비교를 통해 개발된 프로그램의 신뢰성을 검증하였다. 본 연구에서 개발된 탄성 유한요소해석 프로그램과 기존에 개발된 강열점소성 프로그램을 함께 사용할 경우 냉간 압출 공정에 사용될 금형 세트의 탄성 해석을 통해 보강링 사용시 보강링에 의한 금형 내벽에서의 최대 원주방향 응력값의 감소와 전체적인 등가응력의 상승 등을 알 수 있었고 이들 결과는 금형 세트의 최적설계에 활용할 수 있으리라 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Lange, K., 1985, "Handbook of metal forming", McGraw-Hill, Inc.
- (2) Gamer, U. and Lance, R. H., 1983, "Residual stress in shrink fits", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 25, pp. 465~470.
- (3) Lange, K., 1985, "On the stress distribution in prestressed extrusion dies under non-uniform distribution of internal pressure", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 27, pp. 169~175.
- (4) Frater, J. L. and Zinolabedini, R., 1989, "Stress analysis of dies having multiple shrink rings", Journal of Materials Shaping Technology, Vol. 7, pp. 67~80.
- (5) Xing-hua, Z., 1990, "Finite element analysis of container and accuracy control of extrusion products", Advanced Technology of Plasticity, Vol. 1, pp. 343~348.
- (6) Karami, G. and Oskooei, S. G., 1994, "A thermoelastic analysis of shrink-fit type constructions by boundary element method", Computers & Structures, Vol. 53, pp. 1373~1379.
- (7) Mack, W. and Bengerithermal, M., 1994, "Thermal assembly of an elastic-plastic shrink fit with solid inclusion", International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 36, pp. 699~705.
- (8) Forejt, M. and Vrbka, J., 1996, "On modelling of the contact conditions in compound die using the hermitian finite elements", Journal of Materials Processing Technology, Vol. 60, pp. 481~484.
- (9) 서대운, 이민철, 전만수, 1998, "보강링에 의하여 예압된 냉간단조금형구조의 탄성유한요소 해석", 한국소성가공학회지, 제7권, pp. 347~353.
- (10) 여홍태, 최영, 허관도, 1998, "예압된 냉간단조 금형의 응력해석에 관한 연구", 한국소성가공학회 '98추계학술대회 논문집, pp. 148~153.
- (11) 이강희, 박용복, 1999, "전방압출 공정에서 제품 변형 이력", 한국소성가공학회 '99추계학술대회 논문집, pp. 76~79.
- (12) 이정환, 이영선, 최종웅, 강종훈, 1999, "냉간 단조용 금형의 탄성변형 예측", 한국소성가공학회 '99추계학술대회 논문집, pp. 108~111.
- (13) Zienkiewicz, O. C. and Taylor, R. L., 1989, "The Finite Element Method 4th ed", McGraw Hill.
- (14) Malvern, L. E., 1969, "Introduction to the Mechanics of a Continuous Medium", Prentice-Hall.
- (15) CAMPform2D Users Manual version 1.5, <http://camp.kaist.ac.kr/campseries>, 2002.
- (16) Altan, T., Oh, S. I. and Gegel, H., 1983, "Metal Forming: Fundamentals and Applications", ASM, Metals Park, Ohio.