

## 다중보강링을 갖는 압출금형의 치수최적설계

안 성 찬\* · 임 용 택†  
(2002년 4월 24일 접수, 2002년 7월 23일 심사완료)

### Optimal Design of Dimension of Extrusion Die with Multi Stress Rings

Sung-Chan An and Yong-Taek Im

**Key Words:** Optimization(최적화), Multi Stress Rings(다중보강링), Extrusion(압출), Shrink Fit(역지끼워맞춤), Finite Element Method(유한요소법)

#### Abstract

In this study, an optimal design study has been made to determine dimensions of die and multi stress rings for extrusion process. For this purpose, a thermo-rigid-viscoplastic finite element program, CAMPform, was used for forming analysis of extrusion process and a developed elastic finite element program for elastic stress analysis of the die set including stress rings. And an optimization program, DOT, was employed for the optimization analysis. From this investigation, it was found out that the amount of shrink fitting incurred by the order of assembly of the die set should be taken into account for optimization when the multi stress rings are used in practice. In addition, it is construed that the proposed design method can be beneficial for improving the tool life of cold extrusion die set.

#### 1. 서론

일반적으로 내압을 받는 압출금형의 경우에 반경방향과 원주방향으로 각각 압축응력과 인장응력이 발생하므로 일정 내압 이상에서는 금형 외경의 증가보다는 보강법을 통해서 금형의 강도를 증가시키는 것이 효과적이라고 알려져 있다. 보강법은 금형의 길이를 길게 하거나 보강링을 사용하는 것인 데 후자는 금형에 압축잔류응력을 가함으로써 가공 시에 잔류응력 만큼 금형에 작용하는 인장응력을 감소시키는 효과를 가지고 있다. 따라서 금형의 허용응력이 증가하게 되고, 이는 금형수명을 향상시키고 피로하중을 높이며 금

형 세트의 크기도 줄일 수 있어서 궁극적으로 생산비 절감을 이룰 수 있다.

이러한 보강법을 통하여 금형의 강도를 증가시키기 위한 방법으로는 압입끼워맞춤, 역지끼워맞춤 및 냉간끼워맞춤 등의 방법이 있다. 보강법의 선정은 각각의 방법이 갖는 장단점을 고려하여 생산 현장에 적합하게 이루어져야 한다. 압입끼워맞춤은 금형 성능은 우수하지만 가공비가 상대적으로 높고, 조립 시 외력이 필요하며 조립 후 다시 재 분리될 가능성에 대비한 정밀한 접촉면 가공이 요구된다. 이에 비하여 역지끼워맞춤의 경우, 외력이 전혀 필요 없거나 매우 적은 외력만으로도 체결이 용이한 장점이 있지만, 직경이 큰 금형인 경우에 체결 시 보강링의 가열로 인한 강도 저하와 산화피막문제가 있고 조립 후 냉각에 많은 시간이 걸리는 단점이 있다.

역지끼워맞춤에서의 보강링설계는 생산하고자 하는 제품의 치수에서 금형의 내경이 결정되고, 금형세트의 외경은 프레스의 사양에 의해서 결정

\* 현대중공업 산업기술연구소 구조연구실

† 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : ytim@mail.kaist.ac.kr

TEL : (042)869-3227 FAX : (042)869-3210

된다. 이와 같은 제한 조건 하에서 원하는 예응력을 얻기 위해서는 한 개 또는 여러 개의 보강링들의 내·외경과 각각의 억지끼워맞춤의 양을 결정해야만 한다. 이러한 보강링의 설계가 적절하지 못할 경우, 과도한 예응력에 의한 금형 또는 보강링의 파괴 및 억지끼워맞춤 가공 시의 과열에 의한 보강링의 기계적 성질의 저하 등으로, 원래의 보강링 사용 목적을 얻지 못할 수도 있다.

보강링의 경험적 설계방법<sup>(1)</sup>을 해석적 설계로 바꾸기 위한 첫 번째 단계가 바로 보강링과 금형의 결합 후의 접촉면압을 계산하는 것인데 Hawkyard 등<sup>(2)</sup>은 두 접촉물체간의 변위를 가정하고 반복계산으로 평형점을 찾아서 접촉면압을 계산하고 이를 기반으로 보강링의 형태에 따라서 금형의 천이반경 영역에서의 응력을 최소화시키는 몇 가지 방법을 제시하였다. Forejt 등<sup>(3)</sup>은 최적설계 프로그램으로 복합단조금형의 최적설계를 수행하였고, Thomsen 등<sup>(4)</sup>은 금형과 보강링의 치수 및 금형 형상까지 고려하여 최적화를 수행하였고, Ham 등<sup>(5)</sup>은 피로와 마멸을 고려한 금형의 최적설계를 수행하였다. 최적화 외에도 여러 설계규칙들을 데이터 베이스화 하여 금형설계의 자동화를 이루기 위한 연구<sup>(6,7)</sup>도 시도되었다.

전통적인 보강링의 형태 이외에도 박판을 금형 주위에 감아서 보강링의 효과를 강화하는 연구도 진행되어왔다. Gronbaek 등<sup>(8)</sup>은 박판보강링을 해석하기 위해서, 감긴 박판은 같은 전단응력을 가진다는 가정 하에서 응력해석을 수행하였다. 또한 압출금형의 천이반경에서 Z축방향으로 큰 인장응력이 발생하여 파괴가 일어난다는 점에서 Z축방향의 압축예응력을 주어서 금형의 수명을 향상시키는 연구를 수행하였다. 즉 전통적인 보강링의 효과와 축방향의 예응력을 복합적으로 주어 금형의 수명을 향상시키고자 하였다.

따라서 본 연구에서는 다중 보강링을 갖는 금형세트의 최적설계를 위해서, 압출과정 중에 발생하는 접촉압력의 정확한 예측과 압출가공의 상황에 맞게 금형과 다중 보강링과 금형의 치수, 보강링의 재질, 조립방법 등을 적절히 선택하기 위해 유한요소해석과 최적화 기법을 이용한 수치적 연구를 수행하고자 한다.

## 2. 다중보강링을 가지는 금형세트의 치수 최적설계

단일보강링을 가지는 금형세트의 최적설계 결과에 의하면 최대 원주방향응력의 크기는 약 600 MPa이었다. 이 값은 항복응력에 미치지 않으나 금형의 주재료인 초경합금의 경우 매우 경도가 높고 취성이 강하므로 인장응력이 금형의 표면에 거의 발생하지 않게 하는 것이 가장 합리적이다. 따라서 2개의 보강링을 가지는 금형세트의 최적설계가 필요하고 현장에서 하나 보강링으로 충분한 예압을 얻지 못한다고 판단이 되면 2개 이상의 보강링을 사용하는 것이 보편적이다.

본 최적화 해석에서는 억지끼워맞춤의 조립방법을 사용함을 가정하고 보강링의 가열한계온도를 500°C로 가정하였다. 이중보강링과 금형의 조립순서는 먼저 제1보강링과 제2보강링을 조립한 후 결합되어진 두 보강링을 열팽창시켜서 금형과 결합하는 순서로 가정하였다. 최적화 해석을 위한 유한요소모델의 경계조건으로는 금형세트의 밑면은 Z축방향으로 구속시켰고 강열점소성 유한요소해석으로부터 얻어진 접촉압력이 금형의 내곽면에 가해지고 금형과 보강링 간에는 접촉에 따르는 변위제한조건이 사용되었다. 금형 내면에 예압의 발생 효과를 단일보강링의 경우와 비교해 보기 위해서 금형세트의 외곽반경의 크기는 동일하다고 가정하였다.

본 연구에서 사용된 목적함수는 금형 내면 절점들의 원주방향응력들 중의 최대값으로 정하였다. 최적화의 과정은 이러한 최대의 응력값을 최소로 만드는 설계변수값을 찾는 것으로 하였다. 압출공정에 사용된 가공재료는 AISI5120으로 가공경화상수 K값은 872.3 MPa이고 가공경화지수 n은 0.18이다. 금형과 공작물 사이의 마찰 조건은 전단마찰 상수를 0.05로 가정하였다.

금형과 보강링에 사용된 재료는, 금형의 경우는 초경합금으로서 탄성계수가 540 GPa이고 프와송 비가 0.23이었다. 보강링은 SKD61로 만들어졌다고 가정하였으며 탄성계수는 210 GPa이고 프와송비가 0.3이다. 각각의 항복응력은 3,000 MPa과 1,200 Mpa이었다.

### 3. 제한조건이 없는 다중보강링의 응력 최적화

본 최적화 해석에 사용된 설계변수와 치수의 정의는 Fig. 1에 나타내었고 설계변수는  $b_2$ 와  $c_2$ 이다. 이 때 설계변수를 2개 만으로 설정한 것은 가장 큰 예압의 효과를 가져오기 위해서는 억지끼워맞춤의 양을 열팽창 제한조건의 최대값으로 할 때 이루어지기 때문이다. 따라서 금형세트를 결합할 때 억지끼워맞춤의 양은 금형과 보강링들의 외경과 내경 등에 의해 결정된다.

이러한 최대 억지끼워맞춤의 양을 결정하는 데 있어서 고려해야 할 사항으로는 금형세트의 금형과 보강링의 조립 순서에 따라 달라진다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 금형에 보강링을 조립하는 방법은 2가지가 될 수 있다. 첫 번째는 금형과 보강링1을 조립한 후 보강링2를 조립하는 방법이고 두 번째는 보강링1과 보강링2를 조립 한 후 마지막에 금형을 조립하는 방법이다. 첫 번째의 내측부터 조립하는 경우는 실제 금형의 형상이 상부가 하부에 비해서 얇기 때문에 금형과 보강링1 간의 억지끼워맞춤으로 인한 변형이 높이에 따라서 달라진다.

따라서 마지막에 보강링2와 조립 시에는 이러한 상부와 하부의 변형의 차이를 고려해서 보강링1과 보강링2 간의 억지끼워맞춤의 양을 결정해야만 한다. 두 번째의 조립 방법은 첫 번째의 고려 사항은 필요가 없으나 다만 실제적인 관점에서 보강링1은 최종적인 금형세트와의 결합을 위해서는 두 번의 가열과 냉각이 필요하다. 따라서 보강링의 열적손상이 생기는 불이익이 발생할 수도 있다.

본 연구에서는 실용성을 고려하여 두 번째의 조립 방법을 선택하고 이 후 최적화의 해석조건으로 사용하였다. 외측부터 조립하는 경우의 각각의 억지끼워맞춤의 양을 결정하는 순서는 다음과 같다.

먼저 보강링1과 보강링2의 조립에서의 억지끼워맞춤 양은 식 (1)로 결정된다.

$$\alpha \Delta T c_2 = \delta_2 \tag{1}$$

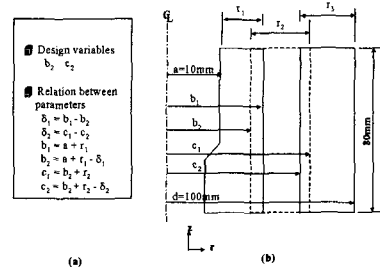


Fig. 1 Problem definition of optimization: (a) design variable and constraint definitions and (b) geometrical variables for the optimization model (in mm)

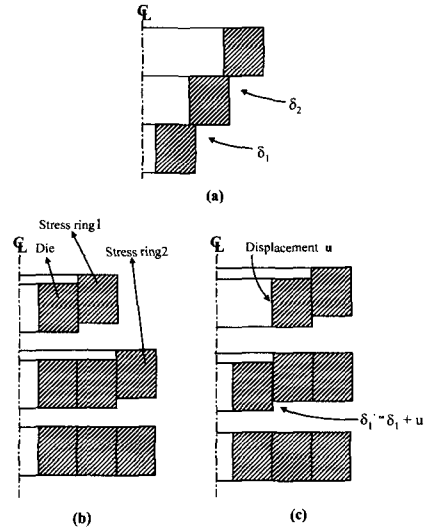


Fig. 2 Two types of assembly method: (a) initial state before assembly (b) assembly method from inner ring (c) assembly method from outer ring

이제  $c_2$ 가 설계변수로서 결정되어졌다다면  $c_1$ 이 식 (2)에 의해서 결정되어진다.

$$c_1 = c_2 + \delta_2 \tag{2}$$

결합되어진 보강링1과 보강링2를 금형과 결합하기 위해서는 먼저 보강링1의 내곽반경인 설계변수  $b_2$ 가 결정되어졌다다면 식 (1)과 (2)로부터  $b_1$ 을 결정할 수 있을 것이다. 하지만 여기서 보강

링 사이의 억지끼워맞춤으로 인한 보강링1의 내곽반경에 추가적인 변위가 발생한다.

따라서 이와 같은 추가적인 변위를 계산하기 위해서는 탄성해인 Lamé 식<sup>(1)</sup>을 사용하였다. 이때 보강링의 형태는 매우 간단한 형상이므로 라메식에 의한 해가 큰 오차를 가지지 않는다고 가정할 수 있다. 먼저 보강링 간의 억지끼워맞춤에 의한 두 보강링 간의 접촉면압은 식 (3)과 같은 라메식으로 얻을 수 있다.

$$P_i^o = \frac{E\delta_2(c_1^2 - b_2^2)(d^2 - c_1^2)}{2c_1^3(d^2 - b_2^2)} \quad (3)$$

보강링1의 내곽면의 변위는 식 (4)와 같다.

$$|u| = \left| \frac{-2Pr_o^2}{E(r_o^2 - r_i^2)} \right| \quad (4)$$

이제 식 (4)에 식 (3)을 대입하면 식 (5)가 된다.

$$|u| = \left| \frac{-\delta_2(d^2 - c_1^2)}{c_1(d^2 - b_2^2)} \right| \quad (5)$$

이제 열팽창한계온도 제한조건을 적용하면 식 (6)이 된다.

$$|u| + \delta_1 \leq \alpha \Delta T b_2 \quad (\text{여기에서 } \delta_1 = b_1 - b_2) \quad (6)$$

따라서 식 (7)과 같이 최대의  $b_1$ 을 결정할 수 있다.

$$b_1 = b_2 - |u| + \alpha \Delta T b_2 \quad (7)$$

그러므로 두 개의 설계변수가 결정되어지면 두 개의 보강링을 가지는 금형세트의 모든 치수는 결정될 수 있다. 최적화해설 설계변수의 초기값과 금형세트의 치수, 그리고 해석으로부터 얻어진 설계변수는 Table 1에 나타내었다. Fig. 3에는 목적함수의 변화를 나타내었는데 해석 초기에

Table 1 Initial values of design variables and results of optimization using double stress rings

model parameters	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	δ <sub>1</sub>	δ <sub>2</sub>
initial value (mm)	10.00	40.13	40.00	60.20	60.00	0.13	0.20
optimal value (mm)	10.00	23.86	23.79	33.90	33.79	0.07	0.11
design variables	initial value	lower limit value	optimal value	upper limit value			
b <sub>1</sub> (mm)	40.00	20.00	23.79	80.00			
c <sub>2</sub> (mm)	60.00	20.00	33.79	90.00			
objective function value	172.57 MPa	-	-24.12 MPa	-			

d = 100 mm

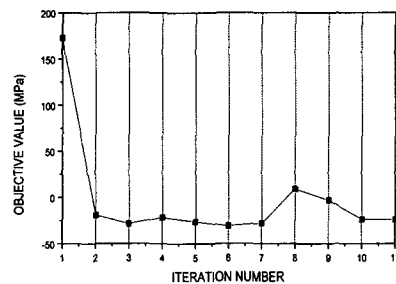


Fig. 3 History of objective function value

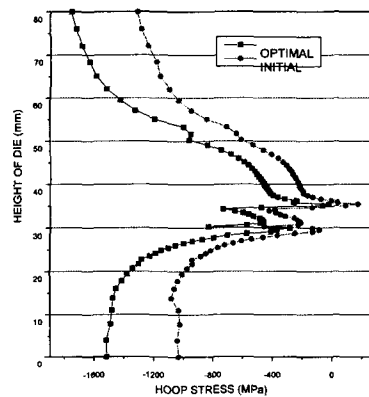


Fig. 4 Optimization results for the case of multi-stress rings

최적값으로 거의 접근하는 것을 알 수 있고 최적해는 금형 내곽면의 모든 원주방향응력이 압축에 응력을 가진다. Fig. 4에는 초기치와 최적해의 원

주방향응력분포를 나타내었는데 전체적으로 초기치에 비해 최적해의 압축잔류응력이 증가된 것을 알 수 있다.

#### 4. 제한조건이 있는 다중보강링의 응력 최적화

앞 절의 최적화결과에서는 최대 원주방향응력의 감소만을 목적으로 하였다. 따라서 항복에 관한 제한조건은 고려되지 않았다. 항복에 관한 제한조건을 고려하게 되면 이전에 열팽창 제한조건의 최대값으로 억지끼워맞춤의 양을 결정하는 방법은 사용할 수 없게 된다. 즉, 억지끼워맞춤의 양을 유동적으로 변화시키면서 응력제한조건 내로의 최적화를 위한 설계변수를 찾아야만 한다. 따라서 설계변수는 앞 절과 달리 4개로 정의하였다. 즉 Fig. 1에서  $r_1$ 과  $r_2$  그리고  $\delta_1$ 과  $\delta_2$ 로 정했다. 제한조건은 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta_2 \leq \alpha \Delta T c_2,$$

$$\delta_1 \leq |u| + \alpha \Delta T b_2$$

(여기에서  $|u|$ =보강링1과 보강링2의 억지끼워맞춤에 의한 추가적인 변위),

$$\sigma_i < \sigma_y \quad (\text{여기에서 } i=1, \text{ node}) \quad (8)$$

위와 같은 제한조건을 가지고 네 가지 경우의 초기설계변수를 가지고 최적설계를 수행해 보았다. 항복응력은 압출금형의 경우에는 3000 MPa이지만 응력제한조건으로는 더 안전한 값을 사용하기 위해서 1000 MPa로 정의하고 보강링의 경우는 항복응력인 1200 MPa를 응력제한조건으로 정의하였다.

금형에 적용된 재료는 경도가 아주 높고 취성이 강한 초경합금이므로 압축항복응력이 인장항복응력보다 훨씬 높다. 또한 피로파괴의 관점에서는 인장응력이 주인자라고 할 수 있다. 따라서 금형에서 인장응력이 발생할 가능성이 가장 높은 원주방향의 응력성분을 금형의 응력제한조건과 비교하였고 보강링에 사용된 공구강의 경우는 등가응력이 제한조건을 넘지 않도록 응력제한조건을

**Table 2** Initial values of design variables for CASE 1 and results of optimization with yield constraint

model parameters	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	δ <sub>1</sub>	δ <sub>2</sub>
initial value (mm)	10.00	30.00	29.90	49.90	49.70	0.10	0.20
optimal value (mm)	10.00	22.29	22.22	32.24	32.14	0.07	0.10
design variables	initial value	lower limit value	optimal value	upper limit value			
r <sub>1</sub> (mm)	20.00	10.00	12.29	40.00			
r <sub>2</sub> (mm)	20.00	10.00	10.02	40.00			
δ <sub>1</sub> (mm)	0.10	0.05	0.07	0.20			
δ <sub>2</sub> (mm)	0.20	0.10	0.10	0.25			
objective f'n value	-95.35 MPa	-	-30.42 MPa	-			

d = 100 mm

**Table 3** Initial values of design variables for CASE 2 and results of optimization with yield constraint

model parameters	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	δ <sub>1</sub>	δ <sub>2</sub>
initial value (mm)	10.00	30.00	29.95	59.95	59.85	0.05	0.10
optimal value (mm)	10.00	21.96	21.89	31.89	31.78	0.07	0.10
design variables	initial value	lower limit value	optimal value	upper limit value			
r <sub>1</sub> (mm)	20.00	10.00	11.96	40.00			
r <sub>2</sub> (mm)	30.00	10.00	10.00	40.00			
δ <sub>1</sub> (mm)	0.10	0.05	0.07	0.20			
δ <sub>2</sub> (mm)	0.20	0.10	0.10	0.25			
objective f'n value	712.32 MPa	-	-29.50 MPa	-			

d = 100 mm

적용하였다.

계산 결과는 Table 2~5에 나타내었는데 현재 의 해석 조건 하에서는 응력제한조건의 사용 유무에 관계없이 제한조건이 없는 다중보강링의 응력최적화 결과와 거의 동일한 설계변수의 결과가 나왔다.

그리고 Fig. 5에는 목적함수의 변화를 나타내었는데 CASE1과 CASE4의 경우에 금형 내면 최대 원주방향응력의 초기치가 최적치 보다 작음에도 더 큰 값으로 다시 접근하는 것은 이 역시 초기치들이 열팽창제한조건을 위배하였기 때문이다.

**Table 4** Initial values of design variables for CASE 3 and results of optimization with yield constraint

model parameters	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	δ <sub>1</sub>	δ <sub>2</sub>
initial value (mm)	10.00	30.00	29.90	53.90	53.70	0.10	0.20
optimal value (mm)	10.00	21.87	21.80	31.80	31.70	0.07	0.10
design variables	initial value	lower limit value	optimal value	upper limit value			
r <sub>1</sub> (mm)	20.00	10.00	11.87	40.00			
r <sub>2</sub> (mm)	24.00	10.00	10.00	40.00			
δ <sub>1</sub> (mm)	0.10	0.05	0.07	0.20			
δ <sub>2</sub> (mm)	0.20	0.10	0.10	0.25			
objective f'n value	-10.83 MPa	-	-30.40 MPa	-			

d = 100 mm

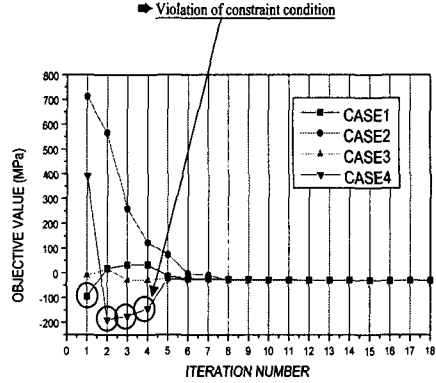
**Table 5** Initial values of design variables for CASE 4 and results of optimization with yield constraint

model parameters	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	δ <sub>1</sub>	δ <sub>2</sub>
initial value (mm)	10.00	35.00	34.90	72.90	72.70	0.10	0.20
optimal value (mm)	10.00	23.52	23.44	33.44	34.34	0.07	0.11
design variables	initial value	lower limit value	optimal value	upper limit value			
r <sub>1</sub> (mm)	25.00	10.00	13.52	40.00			
r <sub>2</sub> (mm)	38.00	10.00	10.00	40.00			
δ <sub>1</sub> (mm)	0.10	0.05	0.07	0.20			
δ <sub>2</sub> (mm)	0.20	0.10	0.11	0.25			
objective f'n value	391.81MPa	-	-26.01MPa	-			

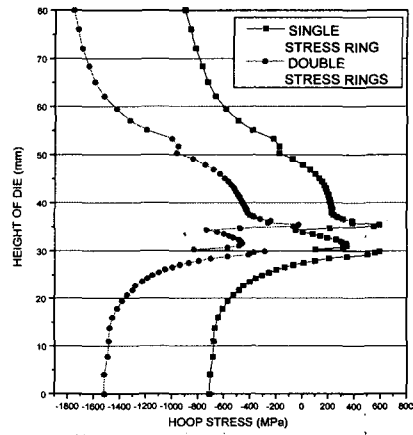
d = 100 mm

위에서 얻어진 최적화 결과와 금형세트의 외경이 동일하고 금형의 내면 형상도 동일한 단일보강링을 가지는 경우의 최적화 결과를 금형 내면의 원주방향응력의 분포에 대해서 Fig. 6에 비교해 보았다. 예상대로 단일보강링의 경우에 비해서 다중보강링을 가지는 경우에 금형내곽면 최대 원주방향응력의 값도 많이 줄어들었고 전체적인 예압의 효과도 많이 증대되었음을 알 수 있었다.

5. 변위를 고려한 다중보강링의 응력 최적화



**Fig. 5** History of objective function values for different initial values

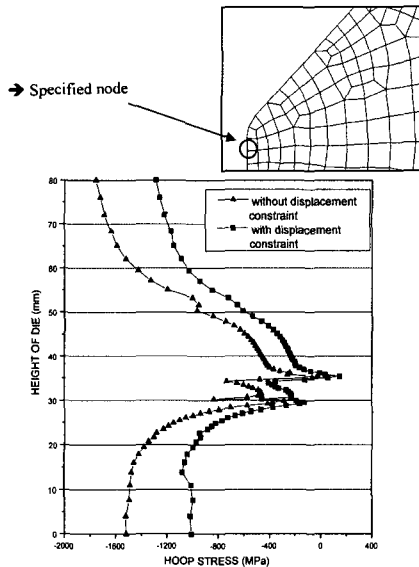


**Fig. 6** Comparison of hoop stress between single stress ring and double stress rings

최적설계 수행의 목적을 금형 내면의 압축잔류응력의 효과를 최대로 하는 것 이외에도 소재가 빠져 나오는 랜드부의 변위의 값이 최초에 금형을 가공했을 때의 값을 유지하도록 최적화한다면 치수정밀도가 좋은 압출성형제품을 생산할 수 있을 것이다. 이러한 목적을 달성하기 위해서 응력과 변위를 동시에 고려하는 목적함수를 정의하게 되면 응력과 변위의 차원이 다른 문제가 발생하게 된다. 그러므로 최적화문제의 목적함수는 여전히 금형내곽면의 최대원주방향응력으로 정의하고 변위는 제한조건으로 정의하였다.

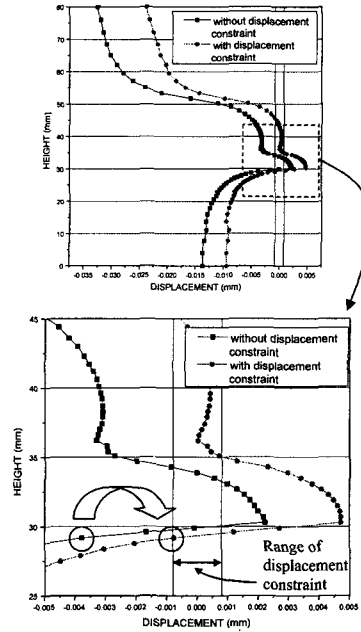
**Table 6** Initial values of design variables and results of optimization with displacement constraint

model parameters	a	b <sub>1</sub>	b <sub>2</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	δ <sub>1</sub>	δ <sub>2</sub>
initial value (mm)	10.00	30.00	29.90	49.90	49.70	0.10	0.20
optimal value (mm)	10.00	45.13	44.98	54.98	54.80	0.14	0.18
design variables	initial value	lower limit value	optimal value	upper limit value			
r <sub>1</sub> (mm)	20.00	10.00	35.13	40.00			
r <sub>2</sub> (mm)	20.00	10.00	10.00	40.00			
δ <sub>1</sub> (mm)	0.10	0.05	0.14	0.20			
δ <sub>2</sub> (mm)	0.20	0.10	0.18	0.25			
objective f'n value	-95.35 MPa	-	148.31 MPa	-			

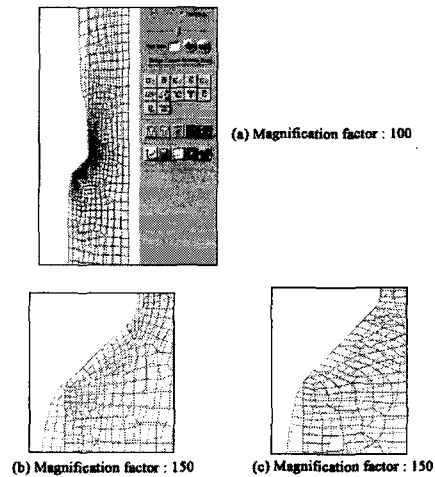


**Fig. 7** Optimization of die set having multi-stress rings with consideration of displacement at specified nodal point

따라서 4절의 최적화해석조건과 동일하게 하고 랜드부의 특정한 절점의 변위가 한계 내에 들어와야 된다는 식 (9)와 같은 제한조건을 추가하였다. 변위의 한계는 임의로 정하고 최적화해석을 수행해 보았다. 제한조건에 사용되어진 절점의 위치는 Fig. 7에 나타나 있다.



**Fig. 8** Optimal displacement results for die set having multi-stress rings



**Fig. 9** (a) Full view and (b) local view of deformed shape after optimization without displacement constraint, and (c) local view of deformed shape with displacement constraint

$$|\text{disp}^{\text{NODE}}| < \text{disp}^{\text{LIMIT}} \quad (\text{disp}^{\text{LIMIT}}=0.0008) \quad (9)$$

초기 설계변수와 금형치수 그리고, 최적화결과는 Table 6에 나와있다. Fig. 7에서 4절의 최적화결과와 비교해 보면 잔류응력의 효과는 줄어들었음을 알 수 있다. 즉 치수정밀도가 좋은 제품을 생산하기 위해서 잔류응력의 효과를 줄이지만 그 값은 큰 감소를 보이지는 않고 있다.

Fig. 8에는 4절의 최적화결과와 현재의 변위제한조건 하에서 구한 최적화결과를 변위에 대해서 비교하였다. 이 그림을 보면 지정된 절점의 변위가 제한조건 내로 들어왔음을 볼 수 있다. 이것은 보강링에 의해서 금형에 음의 반경방향으로 변형이 생겨서 최초로 계획한 제품의 치수보다 작게 생산되어지는 것을 변위제한조건을 주어서 잔류응력의 효과를 조금 줄이고 제품의 치수 정밀도를 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 9에는 금형의 변형 형상을 나타내었다. 첫 번째 그림은 변위의 제한조건을 사용하지 않고 최적화한 결과인 데 금형의 상부와 하부에서 보강링의 예압에 의해서 음의 반경방향으로 변형이 발생하였고 이러한 변형들로 인해 제품의 정밀도에 영향을 줄 것이다. 국부적으로 구해진 그 크기를 나타낸 것이 두 번째 그림이고 이를 보정하기 위해서 변위제한조건을 사용한 최적화의 결과가 세 번째 그림에 주어져 있는 데 이를 보면 음의 반경방향으로의 변위가 많이 줄어들었음을 알 수 있다.

## 6. 결 론

다중보강링을 가지는 금형세트의 치수 최적설계의 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 금형세트에 보강링을 추가할 때에는 금형세트의 조립 순서에 따라서 발생하는 추가적인 억지끼워맞춤 양을 고려해야 한다.

(2) 금형이 단일보강링을 가지는 경우보다 다중보강링을 가지는 경우에 항복응력의 제한조건 범위 내에서 더 많은 압축잔류응력의 효과를 얻을 수 있었고, 이때 금형내면에는 원주방향의 인장응력이 발생하지 않았다.

(3) 치수정밀도를 향상시키기 위해서 지정된 절

점의 변위를 제한한 경우에 제한된 변위조건을 만족시키는 최적해를 얻을 수 있었다. 그러나 압축잔류응력의 효과는 변위제한조건이 부여되지 않은 경우에 비해 감소함을 알 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Lange, K., 1985, *Handbook of Metal Forming*, McGraw-Hill, Inc.
- (2) Hawkyard, J. B., Hirai, T., Ishise, T. and Katayama, T., 1984, "Optimisation of Shrink Ring Interference Configuration for Metal Forming Die," *Advanced Technology of Plasticity*, Vol. 11, pp. 912~917.
- (3) Forejt, M., Krejeova, J. and Kapitanova, R., 1997, "The Optimization of Compound Forming Dies Geometry," *Proc. International Conference on Industrial Tools*, pp. 95~102.
- (4) Thomsen, S. G., 1987, "Optimization of Dies for Axisymmetric Cold Forward Extrusion," *Engineering Optimization*, Vol. 11, pp. 13~20.
- (5) Ham, H. W. and Kim, B. M., 1998, "Optimal Die Shape Design of Cold Extrusion Considering Mechanical Fatigue and Wear Resistance," *Proc. KSME, Spring Annual Meeting A*, pp. 777~782.
- (6) Choi, J. C., Kim, B. M., Jin, I. T. and Kim, H. S., 1988, "A Study on the Process Planning and Die Design of Cold-Forging Using Personal Computer (I)," *Trans. KSME A*, Vol. 12, No. 4, pp. 712~720.
- (7) Kim, H. S., 1998, "A Study on Development of Expert System for Cold Forging Process Design Based on Searching Technique," Ph.D. Dissertation, KAIST, Taejon, Korea.
- (8) Gronbaek, J. and Nielsen, E. B., 1997, "Stripwound Containers for Combined Radial and Axial Prestressing," *J. Mater. Proc. Tech.*, Vol. 71, pp. 30~35.