

냉간 후방 압출 금형설계에 FTM과
RSM의 활용

동의대학교 *,
인제대학교**, 구미기능대학***

여홍태*, 최영**, 송요선***, 허관도*

냉간 후방 압출 금형설계에 FTM과 RSM의 활용

여흥태* · 최영** · 송요선*** · 허관도****

Application of FTM and RSM for the Design of Cold Backward Extrusion Dies

H.T. Yeo, Y. Choi, Y.S. Song and K.D. Hur

Abstract

The design for cold extrusion dies is very important, because the die insert is subjected to very high radial and hoop stresses. The design of cold extrusion dies has many constrained conditions. In this paper, the used assumptions are such that the yield strength of each ring is selected according to the allowable tensile or compressive hoop stress in each ring and the maximum allowable inner pressure, when yielding occurs in one ring of the dies, is obtained by the proposed equation. In order to obtain design variables, such as diameter ratios and interferences, using the maximum inner pressure, the flexible tolerance method was used for shrink-fitted thick-walled cylinders. ANSYS APDL was used to perform the repeated analysis of deformation of the dies due to the variation of the design variables. The response surface methodology is utilized to analyze the relationship between the design variables and the maximum radial displacement of the die insert during extrusion. From the results, it is found that outer diameter of the die insert has the largest effect on the minimization of maximum radial displacement at the inner surface of the dies.

Key Words : Flexible tolerance method, Response surface methodology, Prestressed die, Diameter ratio

1. 서론

냉간 압출공정에서는 소재의 성형과정 중 금형 내면에 높은 성형하중이 작용하게 된다. 이 하중은 금형인서트에 반경방향 및 원주방향의 큰 응력을 발생시키게 되고 이로 인하여 금형의 파손 및 제품의 치수 정밀도가 낮아진다. 그러므로 현장에서는 보강링을 이용하여 금형인서트를 예압하여 사용하고 있다.

예압된 금형의 설계는 일반적으로 모든 링이 동시에

항복한다는 조건과 초경일 경우 원주방향의 인장응력을 허용하지 않는 조건에 의해 구성되었다. 그러나 현장에서의 경험으로 보면 동시에 모든 링이 항복하는 경우가 적고 초경의 경우도 재료산업의 발전에 의해 어느 정도의 인장응력을 견디는 기계적 특성을 가지게 되었다.

또한 상용 유한요소해석 S/W의 발전에 의해 예압된 금형의 해석에 도입되고 있으나 각각의 설계변수에 대한 영향성 평가는 아직 미흡한 실정이다.

그러므로 본 연구에서는 예압된 금형의 설계 시 고려

* 동의대학교 일반대학원 기계공학과
** 인제대학교 기계자동차공학부
*** 구미기능대학 컴퓨터응용기계과
**** 동의대학교 기계·산업시스템공학부

해야 되는 여러 가지 제약조건들을 포함하며 목적 함수를 미분하지 않고 직접 이용하는 직접탐색기법 중 하나인 플렉시블 허용오차법(flexible tolerance method)을 이용하여 실제 설계하고자 하는 모델의 간단한 형상에 대해 미리 설계변수의 값을 결정하고 반응표면분석법(response surface methodology)에 의해 최적값을 구하였다.

이 과정에서 소재의 압출해석은 DEFORM을 이용하였고 그 결과를 ANSYS 하중조건으로 입력하여 압출 중 금형의 응력해석을 수행하였다. 이와 같은 해석의 수행 과정을 Fig. 1에 나타내었다.

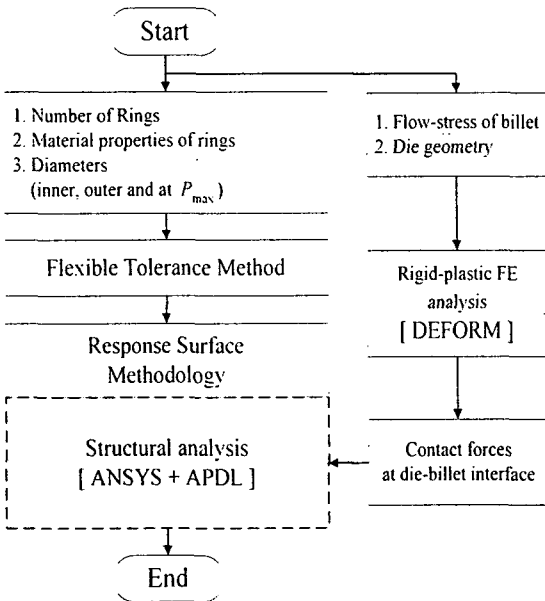


Fig. 1 Flow chart of the approach

2. 최적화 기법의 도입

2.1 접촉압력 계산

금형 인서트를 포함한 각각의 링들이 간섭량에 따라 억지끼워맞춤 과정에서 보강되거나 항복할 수 있다. 그러므로 체결과정과 최종적으로 내압이 작용할 때 보강링 및 금형 인서트의 항복여부를 판단하고 안전한 분할직경비 및 간섭량을 선택하여야만 한다.

여러 개의 링으로 체결된 금형의 접촉압력은 Fig. 2와 같이 억지끼워맞춤에 의해 접촉하는 두 링의 접촉조건에 의해 다음과 같이 구할 수 있다.⁽¹⁾

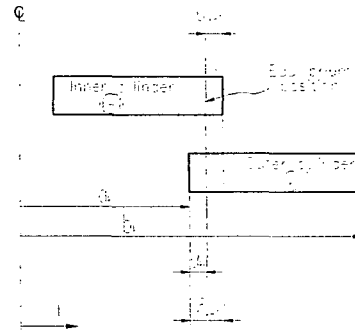


Fig. 2 Schematic illustration of shrink fitting

$$p_{n-1} = \frac{A_{n-j}}{C_{n-j}} + \frac{B_{n-j}}{C_{n-j}} p_{n-j-1}, (j=1, \dots, n-1) \quad (1)$$

식(1)의 상수들은 아래와 같이 구할 수 있다.

1) $j=1$ 일 때

$$A_{n-1} = X_{n-1} + Z_{n-1} p_n$$

$$B_{n-1} = Y_{n-1}$$

$$C_{n-1} = 1$$

2) $j=2$ 일 때

$$A_{n-j} = X_{n-j} C_{n-j+1} + Z_{n-j} A_{n-j+1}$$

$$B_{n-j} = Y_{n-j} C_{n-j+1}$$

$$C_{n-j} = C_{n-j+1} + Z_{n-j} B_{n-j+1}$$

이고 나머지 상수들은 다음과 같다.

$$X_k = \frac{\delta_k}{A_{(k+1)i} + B_{ko}}, Y_k = \frac{A_{ko}}{A_{(k+1)i} + B_{ko}}$$

$$Z_k = \frac{B_{(k+1)i}}{A_{(k+1)i} + B_{ko}}$$

$$A_{ki} = \left\{ \frac{(1-\nu_k)Q_k^2 + (1+\nu_k)}{E_k(1-Q_k^2)} \right\} a_k$$

$$B_{ki} = \left\{ \frac{2}{E_k(1-Q_k^2)} \right\} a_k$$

$$A_{ko} = \left\{ \frac{2Q_k^2}{E_k(1-Q_k^2)} \right\} b_k$$

$$B_{ko} = \left\{ \frac{(1-\nu_k) + (1+\nu_k)Q_k^2}{E_k(1-Q_k^2)} \right\} b_k$$

2.2 제약조건의 결정

식(1)에 의해 분할직경비와 간섭량이 주어지면 체결 후 접촉압력을 구하고 각 링의 초기 치수에 대해 항복판정을 하도록 하였다. 금형에 사용된 재료의 항복강도는 링의 원주방향 응력상태에 따라 Table 1과 같이 안전율을 고려하였다.

Table 1 Yield strength according to state of the hoop stress

Compressive ($\sigma_\theta < 0$)	Tensile ($\sigma_\theta \geq 0$)	n^{th} ring
$Y = S_c * S_Y$	$Y = S_t * S_Y$	$Y = S_o * S_Y$

각 링의 항복판정은 Tresca 조건에 의해 식(2)을 구성하고 나머지 제약조건은 식(3)과 같다.

$$\frac{Y_k}{(1 - Q_k^2)} - |p_{k-1} - p_k| \geq 0 \quad (2)$$

$$Q = Q_1 Q_2 \dots Q_n$$

$$0 < Q_k \leq 0.909 \quad (3)$$

$$0 \leq p_0, p_1, \dots, p_n$$

2.3 최대 내압 결정

최대내압이 작용할 때 적어도 하나의 링이 항복하는 조건으로 설계를 하기 위해 목적함수는 식(4)와 같고 k 번째 링이 항복할 때 링에 작용하는 내·외압은 식(5)에 의해 구할 수 있다.

$$\text{Min. } -p_{0\text{max}} = -\frac{C_1 p_1 - A_1}{B_1} \quad (4)$$

$$p_{k-1} = \frac{A_k + C_k D_k}{C_k - B_k}, \quad p_k = \frac{A_k + B_k D_k}{C_k - B_k}$$

$$D_k = \frac{Y_k}{2} (1 - Q_k^2) \quad (5)$$

2.4 플렉시블 허용오차법

앞의 목적함수를 미분하지 않고 제약조건을 포함하여 최적값을 찾기 위해 본 연구에서는 플렉시블 허용오차법을 도입하였다. 이 방법은 목적함수와 등호제약조건 및 부등호제약조건을 구분하여 입력하고 반사, 확장, 수축 및 감소에 의해 반복적으로 유용영역 내의 점들로 근접해가는 방법이다.⁽²⁾

2.5 반응표면분석법

앞에서 결정된 설계변수의 값은 실제 금형의 형상에 대해 적용할 경우 최적의 값이 아닐 수도 있다. 그러므로 이미 결정된 설계값을 기준으로 어느 정도의 변화를 주고 결과값의 변화에 따라 보다 좋은 설계값을 선택하기 위해 중심합성계획을 이용한 반응표면분석법을 도입하였다.⁽³⁾⁽⁴⁾

3. 냉간 후방 압출 금형설계

3.1 후방압출 금형

Fig. 3과 같이 간단한 형상의 후방압출 금형에 대해 적용하였다. 금형의 재질은 Table 2에 나타내었고 항복강도를 Table 3과 같이 원주방향의 응력상태에 따라 가정하였다.

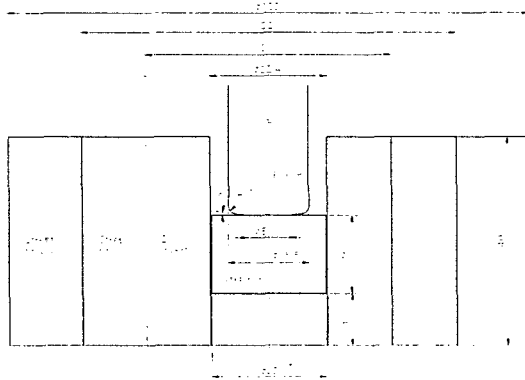


Fig. 3 Dimension of punch, dies and workpiece

Table 2 Mechanical properties of die materials

	Mat.	HrC	E(GPa)	S_Y (MPa)	ν
Insert	GTi 50	87	540	3300	0.22
S-ring1	STD 61	50	212	1300	0.30
S-ring2	STD 61	50	212	1300	0.30

Table 3 Yield strength according to state of the hoop stress

Mat.	Compressive	Tensile	n^{th} ring
GTi 50	$Y = 0.7 * S_Y$	$Y = 0.3 * S_Y$	$Y = 0.3 * S_Y$
STD 61	$Y = 0.7 * S_Y$	$Y = 0.7 * S_Y$	$Y = 0.7 * S_Y$

Fig. 4와 같이 소재의 성형해석은 DEFORM에서 수행하여 금형해석에 필요한 금형 인서트 내면에 작용하는 절점력을 구하였고 그 결과는 Fig. 5와 같다.

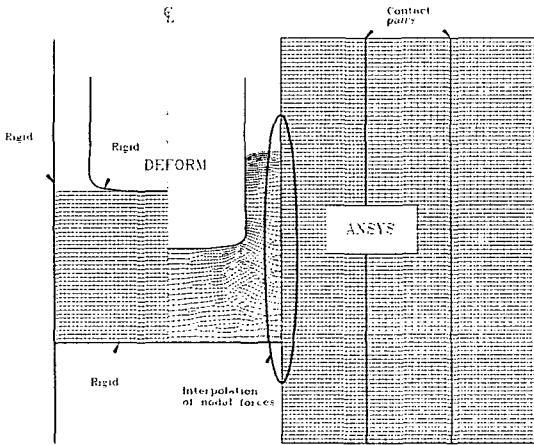


Fig. 4 DEFORM and ANSYS model for analysis

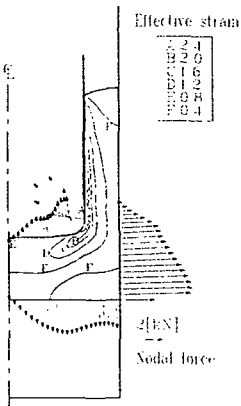


Fig. 5 Distribution of effective strain and nodal forces

FTM 에 의해 먼저 구한 값을 기준으로 반응표면분석을 위해 설계변수의 수준을 Table 4에 나타내었다. 각 조건에 따른 간섭량은 최대내압을 견딜 수 있는 조건에 의해 자동 결정되도록 하였기에 설계변수는 각 링의 직경으로만 선택하였다. 또한 설계변수가 2개인 경우이므로 $\alpha = 1$ 로 둔다.

Table 4 Range of design variables for analysis

	$-\alpha$	0	α
$X_1(=D1)$	43.99	48.99	53.99
$X_2(=D2)$	64.92	69.92	74.92

Table 5의 설계변수는 각각의 해석 조건에 따라 치수만 변경되는 경우이므로 ANSYS에서 APDL (ANSYS Parametric Design Language)⁽⁵⁾을 이용하여 Fig. 6과 같이 구성하고 Fig. 7과 같이 Contact pair 를 이용한 접촉 요소의 입력으로 초기 억지끼워맞춤에 대한 해석을 수행하였다. 이와 같이 예압된 상태에 DEFORM에서 계산된 절점력을 입력하여 해석하였다. 그 결과 중 금형 인서트의 최대 반경방향변위를 Table 5에 나타내었다.

```

/DIM A, inp, 4, 9
A, inp(1,1)=43.99,...
A, inp(1,2)=53.99,...

: 재료물 이용
: 최대 압력값
*do, i, rsm, 1, 9
  !변형 실행
/!prep7
r1 = A, inp(1, i_rsm) / 2
r2 = A, inp(2, i_rsm) / 2
d1 = A, inp(3, i_rsm) / 2
d2 = A, inp(4, i_rsm) / 2
/!enddo

: 설계변수에
: 의 결과 값을 불러
: (append : 계속 추가)
/solu
/post1
u, xd=
/!prep7
CWZDELE, 3, 1
CWZDELE, 4, 1
!clear, all
ADELE, all, 1
/!fini
*enddo

*GET, u_x1, NODE, AD(144, 1), U, X
*GET, u_x2, NODE, AD(144, 1), U, X
*CFOPEN, bet1.txt, APPEND
*CFWRITE, %i_rsm%, u_xd
*CFCLOSE
  
```

Fig. 5 Input file using APDL

```

/COM, CONTACT PAIR CREATION - START
NSLL, S, 1
ESLN, S, 0
ESURF, ALL
:
MP, MU, 1, mu1
: 마찰계수
MAT, mat1
: 강성이 낮은 재료
R, 3
REAL, 3
ET, 2, 169
ET, 3, 172
KEYOPT, 3, 9, 0
:
LSEL, S, , ctg1
: 강성이 높은 재료 (target 설정)
CM, TARGET, LINE
/COM, CONTACT PAIR CREATION - END
TYPE, 2
  
```

Fig. 6 Input of contact pair for shrink fitting

Table 5 Design variables and response data

No.	X_1	X_2	z_1 ($=2\delta_1$)	z_2 ($=2\delta_2$)	Max. radial displacement [μm]
1	-1.0	-1.0	0.1234	0.1156	3.106
2	1.0	-1.0	0.1724	0.0859	2.913
3	-1.0	1.0	0.1236	0.1753	3.092
4	1.0	1.0	0.1727	0.1545	2.900
5	0.0	0.0	0.1492	0.1527	2.981
6	-1.0	0.0	0.1004	0.1985	3.100
7	1.0	0.0	0.1729	0.1211	2.907
8	0.0	-1.0	0.1497	0.1199	2.988
9	0.0	1.0	0.1496	0.1840	2.974

위의 해석 결과들을 이용하여 반응표면의 2차 회귀방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 y = & 2.98133 - 0.09633X_1 - 0.00683X_2 \\
 & + 0.022X_1^2 - 0.0005X_2^2 \\
 & + 0.00025X_1X_2
 \end{aligned} \quad (6)$$

식(6)에서 최대 반경방향 변위에 대해 급형 인서트의 외경인 X_1 의 영향이 가장 큰 것을 알 수 있다. Fig. 8은 설계변수의 변화에 따른 반응표면의 형상을 나타낸 것이다.

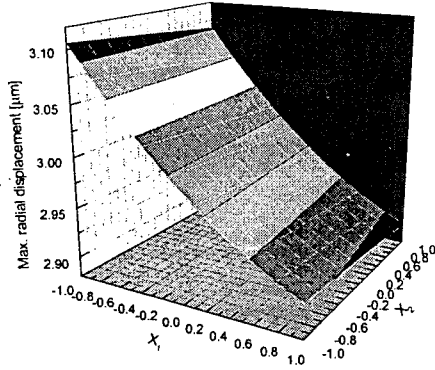


Fig. 8 Response surface of the maximum radial displacement

Fig. 8에서는 X_1 과 X_2 가 증가하는 방향으로 최대 반경방향 변위가 감소하는 것을 알 수 있다. 그러나 중심합성계획에 의한 반응표면분석법에서 2차 회귀곡선의 계수는 최소자승법에 의해 구해지므로 설계변수의 영역 바깥에서 선택 시 오차가 급격히 증가하게 된다.

그러므로 구간 내에서 최소 값을 갖는 설계변수의 값을 다음과 같이 선택하였다.

$$X_1 = 1.0 \quad (D1 = 53.99\text{mm})$$

$$X_2 = 1.0 \quad (D2 = 74.92\text{mm})$$

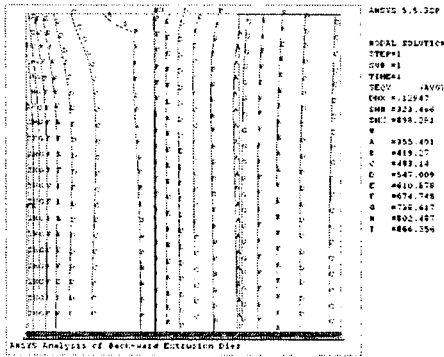
또한 FTM에 의해 구한 간섭량은

$$z1 = 0.1727\text{mm}$$

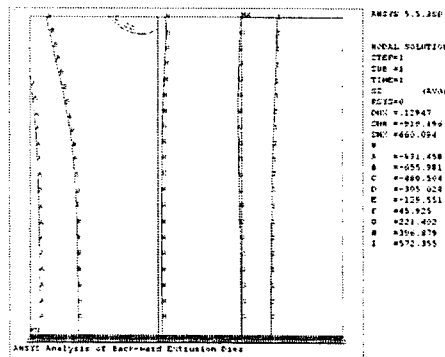
$$z2 = 0.1545\text{mm}$$

이다.

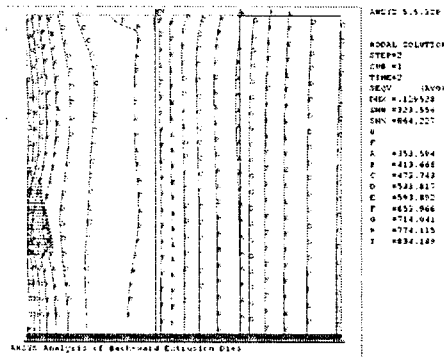
앞에서 구한 설계변수에 대한 해석 결과 최소가 되는 최대 반경방향 변위는 $2.900\mu\text{m}$ 이다.



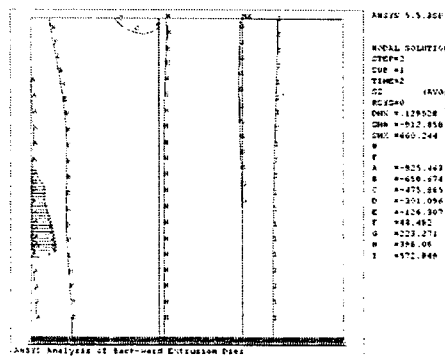
(a) After shrink fitting



(a) After shrink fitting



(b) During backward extrusion



(b) During backward extrusion

Fig. 9 Distribution of effective stress

Fig. 10 Distribution of hoop stress

Fig. 9는 앞에서 구한 설계변수 값에 의해 설계된 금형의 해석 결과이다. Fig. 9(a)는 억지끼워맞춤에 의해 예압된 금형의 유효응력(effective stress) 분포를 나타낸 것이다. 금형 인서트의 내면에서 가장 높은 유효응력이 나타났다. Fig. 9(b)는 DEFORM 해석에 의해 압출 중 절점력을 금형 인서트 내면에 작용시켜 해석한 결과로 절점력이 작용하는 부분에서 유효응력이 Fig. 9(a)에 비해 감소하는 것을 볼 수 있다.

여기서 화살표는 절점력을 나타내며 금형의 아래쪽에 있는 삼각형은 y축 방향의 변위 구속을 의미한다.

Fig. 10(a)에서 보면 예압된 후 금형 인서트는 원주방향으로 압축응력 상태임을 알 수 있다. Fig. 10(b)는 압출 중 금형의 원주방향 응력(hoop stress)을 나타낸 것이다. 절점력의 작용으로 원주방향의 압축응력의 크기가 감소하지만 금형 인서트의 원주방향 응력은 압축상태를 유지하고 있다.

그러므로 압출 중 내경의 변위가 최소인 금형 설계임을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구는 여러 가지 제약조건을 포함한 냉간 압출 금형설계에 있어 안전율을 고려하고 하나의 링만 항복하는 조건에 의해 플렉시블 허용오차법으로 단순 모델에 대한 최대 내압을 건디는 설계변수를 구하였고 이를 기준으로 하여 반응표면분석법을 수행하였다. 그 결과 금형 인서트의 외경이 금형 인서트 내경의 반경방향 변위에 가장 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있었고, 금형 인서트 내경의 최대 반경방향 변위가 설계 구간 내에서 최소가 되는 최적값을 결정하였다.

반복적인 모델링과 해석 실행 및 결과 출력에 소요되는 시간을 단축시키기 위해 또한 ANSYS의 APDL을 이용하였다. 앞으로 APDL 및 UIDL 등을 이용한 보다 전문적인 금형설계 도구 제작이 가능할 것이다.

후 기

이 논문은 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

참 고 문 헌

- (1) 여홍태, 최영, 허관도, "플렉시블 허용오차법에 의한 냉간압출 금형설계", 한국소성가공학회 2001년도 추계학술대회 논문집, pp.170-173, 2001.
- (2) Himmelblau, D. M., 1972, "Applied Nonlinear Programming", McGraw-Hill.
- (3) 박성현, "현대실험계획법", 민영사, 1998.
- (4) 여홍태, 민병현, 허관도, "실험계획법을 이용한 예압된 냉간 압출 금형의 유한요소해석", 대한기계학회 부산지부 2000년도 추계학술대회논문집, pp.126-131, 2000.
- (5) ANSYS APDL Programmer's guide Release 5.5, Swanson Analysis System, Inc., 1998.