

자동차 변속기 단품(축/기어)용 온간압입공정 최적화 기법 개발

김호윤*, 김철#, 배원병**

Development of Optimization Technique of Warm Shrink Fitting Process for Automobile Transmission Part(Shaft/Gear)

Ho Yoon Kim*, Chul Kim# and Won Byong Bae**

ABSTRACT

Fitting process carried out in automobile transmission assembly line is classified into three classes; heat fitting, press fitting, and their combined fitting. Heat fitting is a method that heats gear to a suitable range under the tempering temperature and squeezes it toward the outer diameter of shaft. Its stress depends on the yield strength of gear. Press fitting is a method that generally squeezes gear toward that of shaft at room temperature by press. Another method heats warmly gear and safely squeezes it toward that of shaft. Warm shrink fitting process for automobile transmission part is now gradually increased, but the parts (shaft/gear) assembled by this process produced dimensional change in both outer diameter and profile of the gear. So that it may cause noise and vibration between gears. In order to solve these problems, we need an analysis of warm shrink fitting process, in which design parameters are involved; contact pressure according to fitting interference between outer diameter of shaft and inner diameter of gear, fitting temperature, and profile tolerance of gear.

In this study, an closed form equation to predict contact pressure and fitting load was proposed in order to develop optimization technique of warm shrink fitting process and verified its reliability through the experimental results measured in the field and FEM, that is, thermal-structural coupled field analysis. Actual loads measured in the field have a good agreement with the results obtained by theoretical and finite element analysis and also the expanded amounts of the outer diameters of the gears have a good agreement with results.

Key Words : Warm Shrink Fitting Process(온간압입공정), Transmission(변속기), Contact Pressure(접촉면압), Fitting Load(압입하중), Interference(압입공차량), FEM(유한요소해석),

기호설명

r_1 = inner radius of shaft

r_2 = outer radius of shaft or inner radius of gear

r_3 = outer radius of gear

k = radial coefficient, r_3/r_2

☞ 접수일: 2005년 12월 6일; 게재승인일: 2006년 4월 14일

* 부산대학교 정밀기계공학과 대학원

교신저자: 부산대학교 기계기술연구소

E-mail chulki@pusan.ac.kr Tel. (051) 510-2489

** 부산대학교 기계공학부

- E, ν = Young's modulus and Poisson's ratio
- p = contact pressure occurred by shrink fitting
- F_{SF} = shrink fitting force
- δ_{SF} = the amount of fitting interference obtained by calculation
- δ_D = the amount of interference used in the field
- δ_H = displacement by heating

1. 서론

자동차 변속기는 엔진에서 발생하는 동력을 속도에 따라 회전력으로 전환하여 전달하는 장치이다. 자동차 주행 시 속도 변화에 따라 토크나 회전속도가 변화하게 되는데, 이때 엔진의 회전을 일정하게 유지하기 위하여 기어를 사용한다. 이렇게 변속기에 사용되는 4~5 개의 기어는 축에 체결이 되어 있으며, 최근 그 체결방법으로 축과 기어 사이에 일정량의 공차를 두고, 기어를 압입온도까지 가열하여 축에 강제로 삽입하는 온간압입공정(Warm Shrink Fitting)의 사용이 점차 증가하고 있다.

압입공정을 이용한 조립방법은 기어와 축과 같은 단품의 치수 공차가 매우 정밀해야 하며, 단품의 압입 온도 및 가열 시간 등 공정조건이 까다로운 뿐만 아니라, 조립 후 기어의 팽창량과 치형의 변화, 그리고 압입공정에 의해 발생하는 기어와 축간의 체결력 등 제품의 품질을 정확히 예측하기가 어렵다. 최근까지 수행된 자동차용 변속기에 관한 연구는 대부분 변속기 자체의 성능 향상이나 메커니즘에 관한 것^{1,2}으로, 변속기의 제작이나 단품(축/기어)의 조립 공정에 관한 연구는 거의 없는 실정이며, 압입공정에 관한 연구 역시 대부분 금형 설계에 제한되어 있다.^{3,4}

본 연구에서는 자동차 변속기 단품(축/기어)의 온간압입공정에 대한 최적의 공정조건을 확립하기 위하여 축 외경과 기어 내경 사이의 압입공차량에 따른 접촉압력을 구할 수 있는 수식을 제안하였고, 이를 검증하기 위하여 압입공정의 주요설계인자인 압입공차량과 기어팽창량에 대한 유한요소해석을 수행하였다.

2. 이론적 해석

2.1 접촉면압 및 압입공차량 관계식

본 연구에서는 변속기 단품(축/기어)의 접촉면

압을 계산하기 위하여 Lamé 방정식을 이용하였다. Lamé 방정식은 압입공정에 의해 조립된 축 외경과 기어 내경 사이에서 발생하는 접촉면압을 간편하게 예측할 수 있는 식으로 Fig. 1로부터 식 (1)과 같이 유도하였다.⁵

압입공정을 수행하면 Fig. 1(a)로부터 Fig. 1(b)와 같이 접촉면압이 발생된 축과 기어^{6,7}의 두 부분으로 분할 할 수 있다. Fig. 1(b)에서 P_i 와 r_i 을 0으로 두면 접촉면압이 발생한 중실봉 축이 되고, P_o 를 0으로 두면 접촉면압이 발생한 기어의 형상이 된다. 따라서 두 경우를 조합하여 수식을 전개 및 정리하면 식 (2)와 같이 접촉면압과 공차량의 관계를 유도할 수 있다.

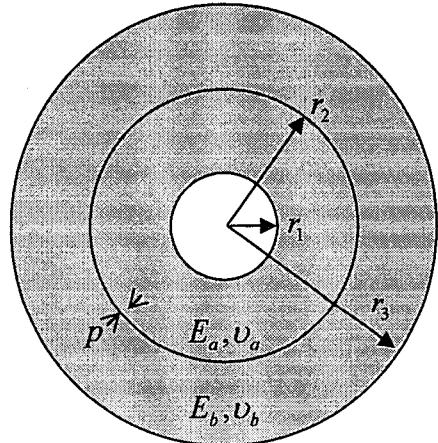


Fig. 1(a) Contact pressure acting equal on both gear and shaft by shrink fitting process

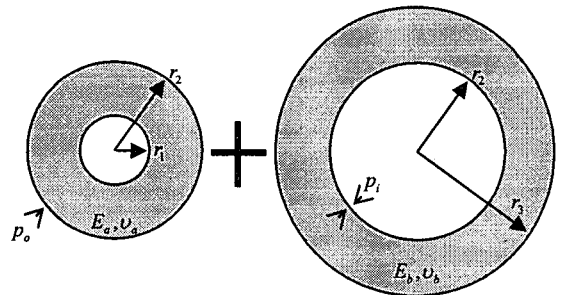


Fig. 1(b) Free body diagram for shaft and gear

식 (2)의 첫 번째 항은 압입에 의해 축에서 발생하는 변위를 나타내며, 두 번째 항은 기어에서 발생하는 변위를 나타내므로, 두 항의 합인 δ_{SF}

는 실제 압입공차량과 같다.

$$u = \frac{1 - \nu r_1^2 p_i - r_2^2 p_o}{E (r_2^2 - r_1^2)} r + \frac{1 + \nu r_1^2 r_2^2 (p_i - p_o)}{E (r_2^2 - r_1^2)} \frac{1}{r} \quad (1)$$

$$\delta_{SF} = \frac{r_2^2 p_o r}{E_a (r_2^2 - r_1^2)} \left[(1 - \nu_a) + (1 + \nu_a) \frac{r_2^2}{r^2} \right] + \frac{r_1^2 p_i r}{E_b (r_3^2 - r_2^2)} \left[(1 - \nu_b) + (1 + \nu_b) \frac{r_3^2}{r^2} \right] \quad (2)$$

여기서 p_i 와 p_o 는 접촉면압(p)으로 동일하며, 단품(축/기어)의 소재가 동일할 경우, E_a 와 E_b , ν_a 와 ν_b 가 같다. 또 r_2 와 r_3 를 반경상수(k)로 바꾸면 식(2)는 식(3)과 같이 된다.

$$\delta_{SF} = \frac{2r_2 k^2}{E(k^2 - 1)} p \quad (3)$$

기어와 축의 소재가 동일할 경우에는 식(3)을, 상이할 경우에는 식(2)를 적용하여, 압입공정에서 압입공차와 접촉면압을 계산할 수 있다.

3. 유한요소해석을 위한 공정 분할

제안된 이론식을 검증하기 위하여 아래의 과정으로 유한요소해석을 수행하였다. 자동차용 변속기의 온간압입공정을 Fig. 2의 네 가지 공정으로 분할하였다.

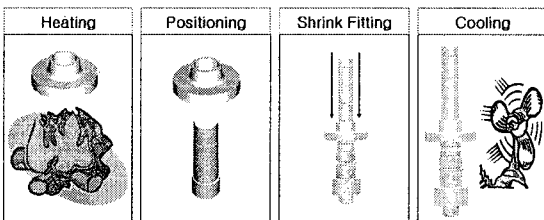


Fig. 2 Process division of warm shrink fitting

자동차 변속기 단품의 온간압입공정은 가공된 기어를 저주파 가열로에서 압입온도까지 가열하는 가열공정(Heating Process), 가열시간 경과 후 기어를 자동적으로 축에 위치시키는 포지셔닝 공정

(Positioning Process), 프레스에서 기어를 축에 삽입시키는 압입공정(Shrink Fitting Process), 후속 기어의 조립 직전까지 냉각되는 냉각공정(Cooling Process)의 네 공정으로 분할하였다..

3.1 가열공정(Heating Process)

가공된 각각의 단품 기어는 Fig. 3에서 보여주는 저주파 가열로에서 적정 예열온도까지 가열된다. 이를 유한요소법으로 해석하기 위하여 분위기 온도를 압입온도로 설정하여 대류경계조건을 주었으며, 기어와 지지대 사이의 국부 전도는 무시하였다. 유한요소해석은 가열하는 동안의 열 해석과 그 결과를 구조해석으로 연결시키는 연성해석기법을 사용하였다.

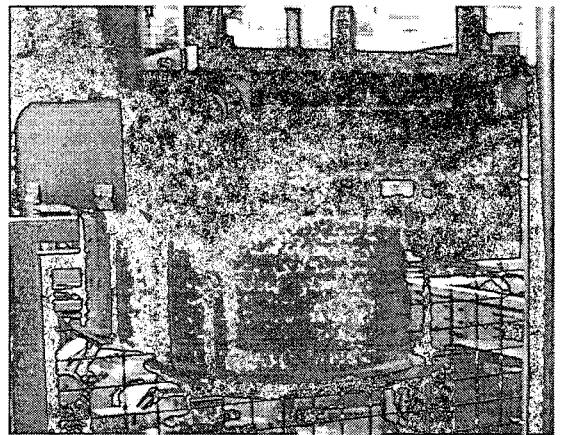


Fig. 3 Low frequency induction furnace used on heating process

3.2 포지셔닝 공정(Positioning Process)

저주파 가열로에서 압입온도까지 가열된 기어는 자동화 장비에 의해 축까지 옮겨진다. 이때 기어와 자동화 장비 사이의 국부 전도, 기어와 대기 사이의 대류, 압입직전까지의 기어와 축 사이의 전도 등 복잡한 열전달 현상이 발생하지만, 그 시간이 1, 2초 정도로 매우 짧아 무시하였다.

3.3 압입공정(Shrink Fitting Process)

축에 기어가 위치하면 압입장비의 램이 하강하면서 순간적으로 성형이 이루어진다. 0.5초 정도의 순간적인 공정이므로 이때 발생하는 열전달은 무시하였다.

Fig. 4 는 압입공정을 수행하는 장치와 공정 중 발생하는 변위 하중 선도를 나타내는 인디케이터의 사진을 보여준다.

3.4 냉각공정(Cooling Process)

압입공정이 끝나면 다음 기어를 압입하기 위하여 컨베이어 벨트로 옮겨지고, 이때 상온까지 기어와 축이 냉각된다. 냉각 공정은 기어 및 축과 대기 사이의 대류, 기어와 축 사이의 전도를 고려하였다. 유한요소해석은 냉각하는 동안의 열 해석과 그 결과를 구조해석으로 연결시키는 연성해석기법을 사용하였다.

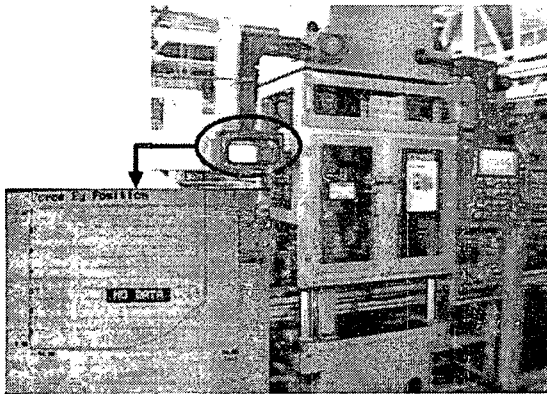


Fig. 4 Manufacturing equipment with indicator displaying load-stroke diagram

4. 해석결과 및 고찰

4.1 접촉면압 및 마찰계수 계산

4.1.1 접촉면압(Contact Pressure)

본 연구에 사용된 제품은 현재 1,500 ~ 2,000cc 급 승용차에 적용되는 변속기로, 총 5 종의 기어 중 3, 4, 5 단의 3 종이 온간압입공정을 통하여 제작된다. 그 중 3 단 기어의 형상은 Fig. 5 와 같으며, 이 기어가 삽입되는 축의 직경은 30mm 이고 공차량은 0.094 ~ 0.083mm 이다.

각종 치수와 기어의 재질로부터 탄성계수, 프와송 비, 그리고 반경계수를 Fig. 5 로부터 알 수 있으며, 이를 식 (3)에 대입하면 식 (4)가 된다. 그리고 설계상 최대 압입공차량은 Fig. 5 와 축직경 공차량으로부터 0.047mm 이고, 압입온도에 의한 열팽창량은 식 (5)로부터 0.0201mm 임을 알 수 있으므로, 압입공정에 적용되는 실제 공차량은 식 (6)과 같이

구할 수 있다. 식 (6)을 식 (4)에 대입하여 3 단 기어에서 발생하는 접촉면압 17.535kgf/mm^2 을 얻었다.

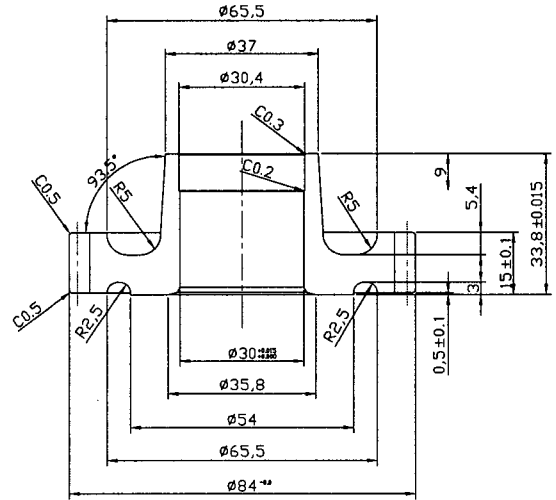


Fig. 5 An 3rd gear sample to be used in analysis

$$\delta_{SF} = 0.001645p \quad (4)$$

$$\delta_H = \alpha \cdot \Delta T \cdot L = 0.0201 \quad (5)$$

$$\delta_{SF} = \delta_I - \delta_H = 0.0269 \quad (6)$$

4.1.2 마찰계수

Fig. 4 의 인디케이터를 통해 압입하중의 측정이 가능하므로 별도의 링 압축시험을 수행하지 않고, 제안된 이론식과 측정된 압입하중을 이용하여 마찰계수를 계산하였다.

압입공정 시 발생하는 압입하중은 현장의 생산라인에서 직접 측정한 결과로 Fig. 6 과 같으며, 생산 현장에서 35 회 측정하여 계산한 3 단 기어의 평균 압입하중은 1,260kgf 이다.

접촉면압(p)과 압입하중(F_{SF})의 관계식은 식 (7) 과 같이 표현할 수 있으므로, Fig. 5 에 나타난 기어의 각 치수와 식 (7)의 결과를 대입하면 마찰계수가 약 0.05 임을 알 수 있다.

$$F_{SF} = \mu \cdot A \cdot p \quad (7)$$

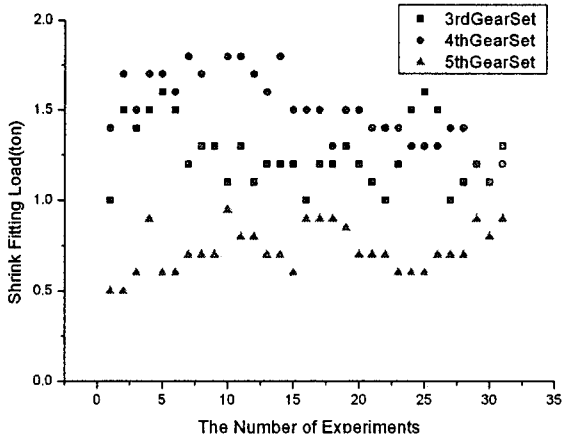


Fig. 6 loads measured on shrink fitting process carried out in the field

4.2 유한요소해석 결과

4.2.1 가열공정(Heating Process)

유한요소해석에 사용된 프로그램은 열, 구조, 진동 등 많은 분야에서 사용되고 있는 범용 패키지인 ANSYS classic 8.0 이다. 자동차 변속기용 3 단 기어의 온간압입공정 중 가열공정을 열-구조 연성 해석을 통하여 해석한 결과를 Fig. 7 에 나타내었다.

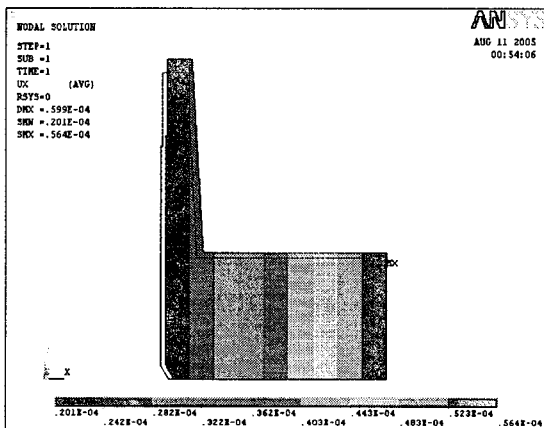


Fig. 7 The amount of heat expansion obtained from FEM simulation for 3rd gear in case of maximum interference

가열공정에서 발생하는 기어 팽창량의 최대값은 기어의 외경부분에서 56.4 μm 이고, 최소값은 기어의 내경부분에서 20.1 μm 이다.

4.2.2 압입공정(Shrink Fitting Process)

4.2.1 가열공정의 결과를 이용하여 압입공정을 해석한 결과를 Fig. 8 에 나타내었으며, 접촉면 압과 압입하중을 측정값 및 이론해석과 비교한 결과를 Table 1 ~ 3 에 나타내었다.

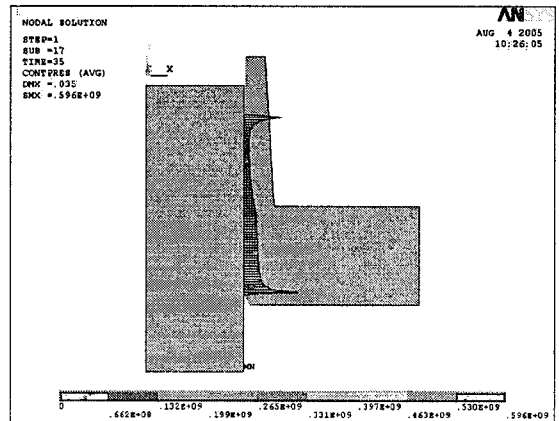


Fig. 8 Contact pressure obtained from FEM simulation for 3rd gear in case of maximum interference

Table 1 Comparison of fitting load of 3rd gear sets

(Unit: kgf)

	FEM Analysis	Theoretical Analysis	Experimental Data
Max.	1,664.70	2,236.87	1,650.00
Min.	548.23	841.25	1,000.00
Average	1,106.47	1,593.06	1,260.00

Table 2 Comparison of fitting load of 4th gear sets

(Unit: kgf)

	FEM Analysis	Theoretical Analysis	Experimental Data
Max.	1,970.84	2,647.79	1,800.00
Min.	846.59	1,211.39	1,100.00
Average	1,408.72	1,934.59	1,522.97

Table 3 Comparison of fitting load of 5th gear sets

(Unit: kgf)

Interference	FEM Analysis	Theoretical Analysis	Experimental Data
Max.	1,061.50	1,630.45	950.00
Min.	468.53	561.5	500.00
Average	765.02	1,095.96	730.32

측정값은 이론적 해석이나 유한요소해석의 결과와 잘 일치하며, 측정된 제품들에서는 불량이 발생하지 않았음을 알 수 있다. 이론적인 해석의 결과가 유한요소해석의 결과보다 약 30%정도 크게 나타나고 있는데, 이는 식 (3)을 유도하는 과정에서 Fig. 7 과 같은 형상이 아닌 직사각형 단면을 가정하였기 때문에 단면적이 큰 이론적 해석의 결과가 유한요소해석의 결과에 비하여 큼을 알 수 있다. 따라서 현장에서 적용할 경우에는 식 (3)에 단면적 차이를 고려할 수 있는 적절한 보정계수가 필요하며, 자동차 변속기 단품의 열간압입공정에서는 0.7 을 적용하는 것이 타당할 것으로 여겨진다.

4.2.3 냉각공정(Cooling Process)

‘4.2.2 압입공정’의 결과를 이용하여 다시 상온(18℃)까지 냉각시킨 결과를 Fig. 9 에 나타내었으며, 그때의 팽창량과 실측값을 비교하여 Table 4 에 나타내었다.

Table 4 Comparison of the radial profile displacement of Gears

(Unit: μm)

	3rd	4th	5th
Max.	8.60	7.48	6.53
Min.	5.44	4.98	4.11
Exp. Data	8.00	6.00	5.00

기어와 축이 모두 18℃까지 고르게 냉각되었음을 Fig. 9 에서 알 수 있으며, 기어 외경의 반경방향 팽창량에 대하여 측정된 값이 유한요소해석 결과의 최대값과 최소값의 사이에 있음을 알 수 있다.

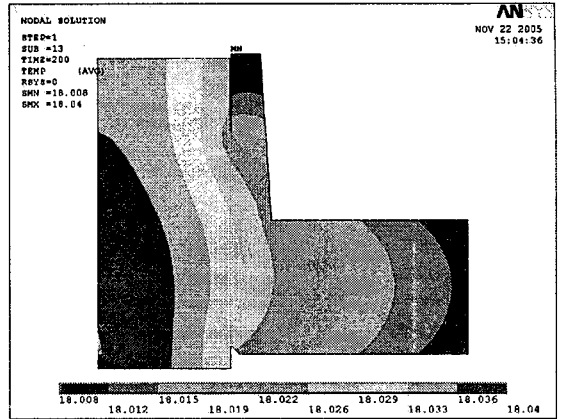


Fig. 9 Temperature distribution obtained from FEM simulation for 3rd gear in case of maximum interference

5. 결론

자동차 변속기 단품(축/기어)에 대한 온간압입 공정을 최적화하기 위하여 압입공차량을 주요 공정변수로 하여 압입하중과 기어의 팽창량 등에 대한 해석을 수행하였다.

1. 온간압입공정의 접촉면압 및 압입공차량에 대한 이론식을 제안하였으며, 이에 대한 신뢰성을 현장에서 직접 측정된 데이터와 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS classic 8.0 을 통하여 검증한 결과, 압입하중 및 기어의 팽창량에 대한 실측값은 이론적 해석결과와 유한요소해석결과와 잘 일치하였다.

2. 제안된 이론식을 바탕으로 최적의 압입력을 제조라인에 적용함으로써, 압입공정에서 발생하는 기어 치형의 변형 및 파손 방지를 통하여 공정관리를 수행할 수 있다.

3. 온간압입공정 시 최적의 압입공차량과 이에 따른 압입하중 및 최적의 압입온도를 구할 수 있다.

참고문헌

1. Sung, D. H. and Kim, H. S., "A Study on 3 Shaft Hydromechanical Transmission Design Considering Power and Speed Characteristics," J. of KSME, Vol.

- 26, No. 12, pp. 2615~2623, 2002.
2. Choi, S. H. and Kim, Y. S., "Characteristics on the Output Coupled Type CVT combined Differential Gear Unit," J. of KSPE, Vol. 18, No. 3, pp. 205~215, 2001.
 3. Yoh, E. G and Lee, Y. S., "Integrated Analysis for the Shrink-fitted Die with Multi Stress-Ring of Dissimilar Materials," J. of KSPE, Vol. 18, No. 3, pp. 40-46, 2001.
 4. An, S. C. and Im, Y. T., "Optimal Design of Dimension of Extrusion Die with Multi Stress Rings," J. of KSME, Vol. 26, No. 10, pp. 2211-2218, 2002.
 5. Ugural, A. C. and Fenster, S. K., "Advanced Strength and Applied Elasticity," Elsevier North Holland, Inc., pp. 234~244, 1981.
 6. Kurt, L., "Handbook of Metal Forming," McGraw-Hill Book Company, pp. 13.1~ 16.66, 1985.
 7. Laue, K. and Stenger, H., "Extrusion," American Society for Metals, pp. 356-363, 1981.