

〈 논문 〉

유한요소법을 이용한 고압유압펌프용 오목형 피스톤 조립체의 소켓 형상 설계

엄재근* · 이민철** · 최인수* · 조유중*** · 전만수†
(2006년 4월 10일 접수, 2006년 8월 21일 심사완료)

Finite Element Approach to Socket Shape Design of a Concave Piston Assembly for a High Pressure Hydraulic Pump

Jae Gun Eom, Min Cheol Lee, In Soo Choi, Yoo Jong Cho and Man Soo Joun

Key Words : Socket Shape Design(소켓 형상 설계), Piston Assembly(피스톤 조립체), Finite Element Method(유한요소법)

Abstract

A systematic approach to socket shape design of a concave piston assembly for a high pressure hydraulic pump of an excavator is presented in this paper. A design model is given and a methodology of socket shape design is proposed. An axisymmetric rigid-plastic finite element method is employed for predicting the approximate socket shape formed by a rotary forming process as well as for simulating the test process for separating the shoe from the piston assembly designed. It is verified that the predictions are in good agreement with the experiments. The approach is successfully applied to developing an optimal concave piston assembly.

1. 서론

건설장비는 전력공급과 상관없이 작동되어야 하고 각 액추에이터까지의 동력전달의 편리성 때문에 주로 유압시스템을 동력전달시스템으로 채택하고 있으며, 그 주 동력원으로 유압펌프를 사용하고 있다. 유압펌프는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 회전체 부, 제어 부(레귤레이트 부), 케이싱 부 등으로 구성되어 있으며, 회전체 부는 실린더 블록(Cylinder block), 피스톤 조립체(Piston assembly), 밸브 플레이트(Valve plate), 축(Shaft), 사판(Swash plate) 등으로 이루어져 있다.

건설장비는 고효율화, 친환경화, 장수명화, 회전

반경의 최소화, 저비용화 등의 방향으로 발전하고 있으며, 이에 따라 건설장비의 핵심 조립체인 유압기기는 점차 소형화되고 고압화되고 있다. 기존 펌프의 최대압력은 35MPa인데 반해, 고압 펌프의 최대압력은 40MPa를 넘고 있다. 고압화의 주목적은 출력밀도를 높여서 저비용화(재료비 및 가공비의 절감)를 달성하는 것에 있다.

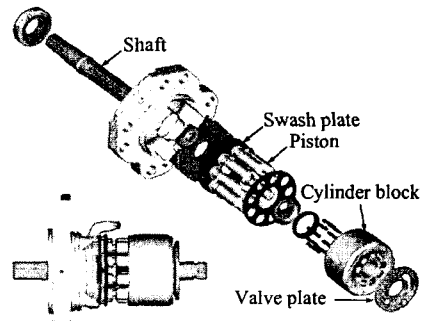


Fig. 1 Conceptual drawing of a pump unit

† 책임저자, 회원, 경상대학교 기계항공공학부, 항공기부품기술연구소

E-mail : msjoun@gnu.ac.kr
TEL : (055)742-1539 FAX : (02)123-1234

* 경상대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 경상대학교 항공기부품기술연구소

*** 동명중공업(주)

출력밀도는 단위중량당 발생하는 동력을 말한다. 고압화 이외에 고속화, 재질의 경량화 등이 출력밀도를 제고시키는 또 다른 방법이다. 유압시스템의 저비용화를 달성하기 위해 고출력밀도화는 필수적이며, 유압펌프 발전의 역사라고 할 수 있다.

고압화에 따라 핵심 부품의 대부분은 설계가 크게 강화되어야 한다. 피스톤 조립체는 고압화에 가장 민감한 핵심 부품이다. 피스톤 조립체는 볼(Ball)과 소켓(Socket)체결법에 의하여 연결되어 있는 피스톤(Piston)과 슈(Shoe)로 구성되어 있다. 피스톤 조립체는 수많은 상대 운동과 반복하중하에 운용되기 때문에 고강도가 요구되며, 내마모 특성이 우수해야 하므로 고경도를 요하는 부품이다. 기존의 볼록형 피스톤 조립체(Convex type piston assembly)의 볼은 피스톤에 부착되어 있으며, 볼과 피스톤의 연결 부위가 구조적으로 허약한 단점을 지니고 있어 고압화에 적합하지 않다. 따라서 관련 업계에서는 오목형 피스톤 조립체(Concave type piston assembly)의 채택을 검토하고 있으며, 일부 선진 업체에서는 이미 채택하여 운용중에 있다. 오목형 피스톤 조립체는 제조가 어렵고 비싼 단점이 있는 반면, 강과 강의 접촉이 발생하므로 불순물의 오염에 강하며, 구조적으로 목 부위의 강도가 높다. 그리고 오목형 피스톤이 볼록형 피스톤에 비하여 운동의 허용 범위가 상대적으로 크다.

피스톤 조립체의 설계시 주요 요구 사항은 접촉율과 마모특성, 볼과 피스톤 분리력, 피스톤과 볼의 유격량 등이다. 이러한 요구 사항은 모두 제조공정과 직결되어 있다.⁽¹⁾ 피스톤 조립체는 피스톤과 슈 단품을 제작한 후 성형공정을 이용하여 볼과 소켓 연결 방식으로 체결함으로써 완성된다. 볼록형 피스톤 조립체에서 소켓이 부착된 슈는 일반적으로 동합금을 사용하고 있다. 그 주원인은 성형이 쉽게 되기 때문이며, 과거에는 동합금을 강철계금속에 접합하는 기술이 발달하지 못하였기 때문에 선택의 여지가 없었던 점도 있다. 그러나 최근에 개발되고 있는 오목형 피스톤 조립체는 슈패드(Shoe pad)를 제외한 모든 구성품이 강으로 이루어져 있다. 슈 패드는 동 합금이며, 브레이징(Brazing)공법으로 슈에 접합되어 있다. 따라서 오목형 피스톤 조립체의 가공과 조립은 볼록형에 비하여 훨씬 어려운 문제이다. 볼과 소켓 체결을 위하여 성형가공은 불가피하며, 체결 과정에서 발생한 소재의 변형경화(Strain hardening)로 인하여 강도가 증가하여 궁극적으로 볼과 피스톤의 분리력을 증가시키는 긍정적인 효과도 있다.

기계가공은 금속 분(Debris)을 발생시키며, 금속 분이 접촉면의 마모 특성에 치명적이기 때문에 볼

과 소켓의 체결 공정 이후에는 후속 가공을 할 수가 없다. 따라서 체결 이후의 소켓 부의 형상 설계는 성형가공과 불가분의 관계가 있다.

본 논문에서는 체결 공정을 고려한 오목형 피스톤 조립체의 형상설계 기술을 제시하고자 한다.

2. 이론적 배경

피스톤 조립체의 슈와 피스톤은 볼과 소켓 연결 방식으로 조립되어 있으며 볼과 소켓은 소성가공 공법으로 체결된다. 체결 이후의 후속 가공이 불가능하므로 변형형상의 측정과 잔류 변형률의 예측은 설계의 필수 정보이다. 그리고 체결된 피스톤 조립체는 볼과 피스톤을 분리하는데 필요한 인장하중이 규제되어 있으므로 분리하는데 필요한 인장하중의 예측이 필수적이다. 체결 공정과 인장하중 측정 시험은 모두 소성변형이 주도적인 문제이다. 따라서 본 논문에서는 강소성(Rigid-Plastic) 유한요소법⁽²⁻⁴⁾을 전술한 문제의 해석 목적으로 사용하였으며, 본 장에서 이에 관한 이론적 배경을 설명한다.

소성가공 공정에서 금형과 소재는 해석영역 V 와 경계 S 로 나누어지며 경계 S 는 표면력이 $t_i = \bar{t}_i$ 로 주어진 경계 S_i , 속도가 $v_i = \bar{v}_i$ 로 주어진 경계 S_v , 금형과 소재의 접촉면을 표현하는 경계 S_c 등으로 세분화될 수 있다. 금형-소재 접촉면에서 압축력이 작용하면, 금형과 소재의 법선속도는 동일하다. 즉 S_c 에서 $v_n = \bar{v}_n$ 이다. 본 논문에서 하첨자 n 과 t 는 각각 법선성분과 접선성분을 의미한다.

소재는 비압축성, 강소성, 등방성 경화(Isotropic hardening)등의 성질을 가지고 있으며 von Mises 항복이론과 관련 유동법칙을 따르며, 접촉면에서 일정전단마찰법칙을 따른다고 가정한다. 그리고 자중 및 가속도의 영향은 무시할 정도로 작다고 가정한다.

소성가공 공정의 유동해석 문제는 소재의 속도장 v_i 를 구하자는 것이며, 벌칙기법(Penalty method)을 이용하여 비압축성 조건을 처리하면, 다음의 약형으로 수식화된다.

$$\int_V \sigma'_{ij} \omega'_j dV + \int_V K \varepsilon_{ij} \omega_{ij} dV - \sum_{S_i} \int_{S_i} \bar{t}_i \omega_i dS + \int_{S_c} mkg(v_t) \omega_t dS = 0 \quad (1)$$

여기서 가중함수 ω_i 는 경계 S_i 에서 영의 값을 갖

는 임의의 함수이고,

$$\omega_{ij} = \frac{(\omega_{i,j} + \omega_{j,i})}{2} \quad (2)$$

이다. 벌칙상수 K 는 매우 큰 값의 양수이며, 다음의 물리적 의미를 갖는다.

$$K \dot{\epsilon}_{ii} = \sigma_{ij} / 3 = -p \quad (3)$$

따라서 벌칙기법을 사용할 경우, 압력분포 p 는 속도장 해석결과로부터 자동적으로 구해진다.

식 (1)에서 k 는 전단항복응력이며, m 은 마찰상수이다. 함수 $g(v_i)$ 는 접촉면에서 소재와 금형의 상대속도의 영향을 반영하는 함수이며, 접촉면에서 미끄럼이 발생하면 그 절대값이 1이 되고, 미끄럼이 발생하지 않으면 1보다 작은 절대값을 갖는다. 즉, 함수 $g(v_i)$ 는 상대속도가 마찰에 미치는 영향을 고려하는 역할, 수치적 문제점을 완화시키는 역할, 고착상태($v_i = \bar{v}_i$)를 만들어 줌으로써 전단응력이 이론적 한계를 못 넘게 하는 역할 등을 수행하는 함수이며, Chen 과 Kobayashi⁽⁵⁾가 제안한 다음의 함수가 가장 널리 사용되고 있다.

$$g(v_i) = -\frac{2}{\pi} \tan^{-1} \frac{(v_i - \bar{v}_i)}{a} \quad (4)$$

여기서 v_i 와 \bar{v}_i 는 각각 소재와 금형의 접선속도성분을 나타내며, a 는 아주 작은 양의 상수이다.

식 (1)에서 편차응력텐서 σ'_{ij} 는 소성유동법칙에 의하여 다음과 같이 변형률속도 $\dot{\epsilon}_{ij}$ 의 함수로 표현된다.⁽⁶⁾

$$\sigma'_{ij} = \frac{2\bar{\sigma}}{3\dot{\epsilon}} \dot{\epsilon}'_{ij} \quad (5)$$

여기서 $\bar{\sigma}$ 와 $\dot{\epsilon}$ 는 각각 유효응력과 유효변형률속도를 의미한다. 식 (1)을 유한요소법에 의하여 이산화시키면, 비선형방정식이 유도된다. 이와 관련된 상세한 내용은 참고문헌⁽⁶⁾으로 대신한다.

3. 피스톤의 형상 설계

Fig. 2는 오목형 피스톤 조립체의 구성을 나타내고 있다. 오목형 피스톤 조립체는 피스톤과 슈로 구성되어 있으며, 이 두 부품은 볼과 소켓 연결 방식으로 체결되어 있다. 체결 이전에 피스톤의 소켓 부는 슈에 부착된 볼이 들어갈 수 있도록 오목하게 가공되어 있다. 슈와 피스톤의 체결은 슈

에 부착된 볼을 피스톤의 소켓에 삽입한 후 소켓을 성형가공함으로써 이루어진다. 따라서 피스톤이 볼을 물고 있으므로 오목형 피스톤이라고 부른다. 이와는 반대로 Fig. 3에서 보는 바와 같이 볼록형 피스톤 조립체에서는 피스톤의 상단에 볼이 가공된다.

피스톤의 소켓 부의 설계는 볼과 소켓의 체결 공정과 무관하지 않다. 체결 후 후가공이 사실상 불가능하고, 체결공정에서 발생한 변형경화의 정도가 소재의 초기조건으로 고려되어야 하기 때문이다. 오목형 피스톤의 볼과 피스톤 체결공정은 공간상 제약을 많이 받기 때문에 볼록형 피스톤에 비하여 난이도가 훨씬 높다. 따라서 가급적 성형상의 난이도를 줄이기 위하여 소켓 부의 두께를 작게 해야 한다.

피스톤은 Fig. 4에서 보는 바와 같이 슈가 피스톤 중심축에 대하여 각도 α 만큼 기울여도 간섭이 발생하지 않아야 한다. 즉, Fig. 4에서 ϵ 으로 정의된 간섭방지선 이내의 공간을 활용해야 한다. 그리고 고압 유압펌프용 피스톤의 주요 요구조건 중의 하나는 일정한 크기의 인장하중이 부과되었을 때, 소켓과 볼 부가 분리되지 않아야 한다는 점이다.

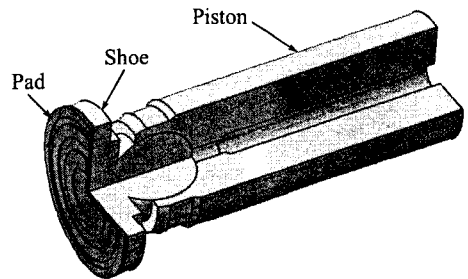


Fig. 2 Concave type piston assembly

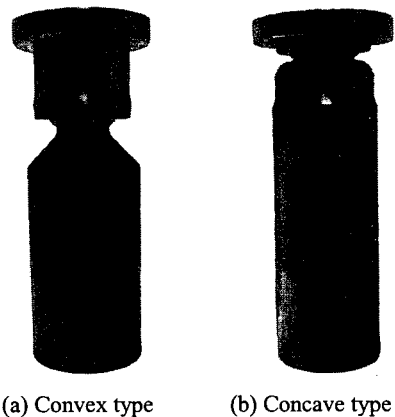


Fig. 3 Comparison of convex type and concave type

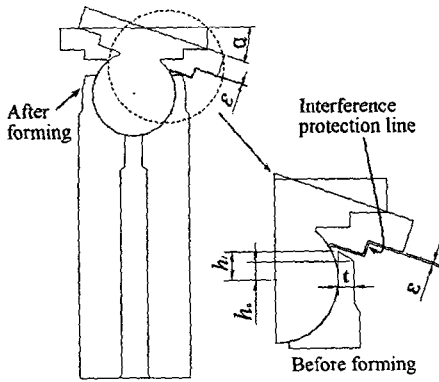


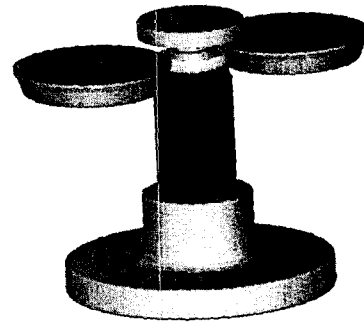
Fig. 4 Design model of the ball and socket

그리고 소성가공 공법으로 조립하는 과정에서 유격의 발생은 불가피한데, 그 양이 매우 엄격하게 규제되어 있다. 그러므로 공차와 유격 규제치의 만족을 용이하게 하기 위해서 Fig. 4에서 t 가 요구된 인장하중 조건을 만족하는 범위 내에서 작을수록 좋다. 따라서 가공상 문제가 없다면, 간섭방지선 이내의 공간을 충분히 활용하는 것이 바람직하다.

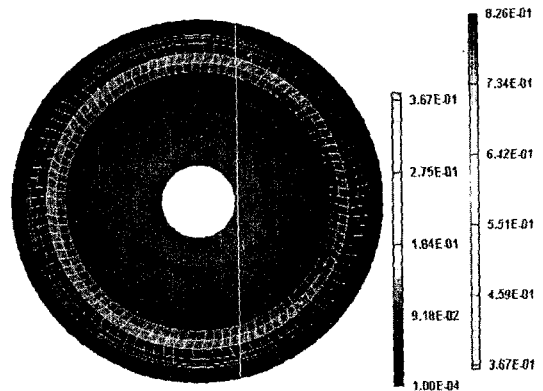
체결공정 설계에 선행하여 소켓의 형상 결정이 필요하다. 설계에서 우선적으로 고려되어야 할 점은 체결공정을 실시한 후 피스톤 조립체가 인장시험에서 견딜 수 있는 최대 인장하중의 크기이다. 볼과 소켓의 체결 부를 분리하는데 필요한 최소의 하중이 엄격히 규제되어 있기 때문이다. 최대인장하중은 초기 변형률에 비교적 큰 영향을 받는다. 그러므로 체결공정에 의하여 축적된 변형률의 고려가 필수적이다. 체결공정 이후 기계가공이 사실상 불가능하므로 설계의 대상은 체결 이전의 소켓 부의 형상이 되어야 하며, 체결공정이 소켓의 형상을 좌우하므로 체결공정 자체도 고려되어야 한다.

본 연구에서 제안하는 체결 이전의 소켓 부의 설계 모델은 제작 공정(회전단조 공법⁽¹⁾)의 응용을 감안하여 Fig. 4에서 보는 바와 같이 두께 t , 외벽의 높이 h_0 , 내벽의 높이 h_1 등으로 정하였다. 물론 설계는 간섭방지선을 침범해서는 안되며, 하중에 대한 요구조건을 만족해야 한다.

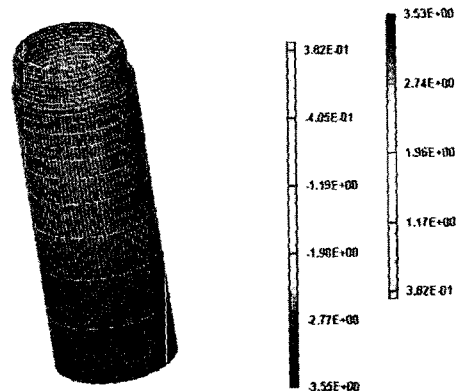
전술한 바와 같이 소켓의 초기 형상의 예측을 위한 체결공정의 해석은 필수적이다. 체결공정으로 점진적 성형 방법의 사용이 불가피한데, 본 연구에서는 Fig. 5(a)의 회전단조가 고려되었으며, 관련 연구 결과,⁽⁷⁾ 유격량의 최소화와 동심도 요구조건 충족을 위하여 두 개 이상의 롤이 사용되어야 한다.



(a) Socketing process



(b) Analyzed results-Effective strain (Top view)



(c) Analyzed results-Effective strain rate

Fig. 5 Socketing process and its analyzed results

이 경우, Fig. 5(b)의 3차원 공정해석 결과에서 보는 바와 같이 체결 중 소재의 중심 이동이 거의 없으며, 변형 형태가 가상의 2차원 단조⁽⁸⁾와 매우 유사하다. 소켓의 형상 설계 관점에서 보면, 초기 변형률과 체결 후 소켓의 형상이 중요하기 때문에

2차원 단조 공정으로 가정⁶⁾하여 해결하고, 3차원 해석 결과를 최종적으로 반영하는 것이 공학적으로 바람직하다. 참고로 Fig. 5(c)에 유효변형률속도를 나타내었다.

본 연구에서는 체결공정과 인장시험의 해석을 위하여 2장에서 상술한 강소성 유한요소법을 사용하였다.

적용 예제로 중형 굴삭기에 사용되는 유압펌프용 피스톤 조립체를 선정하였다. 피스톤 재료의 변형저항식으로 Hollomon의 구성방정식, 즉 $\bar{\sigma} = K\bar{\epsilon}^n$ ($K=580\text{MPa}$, $n=0.135$)를 사용하였다. 이 경우, 초기 변형률의 설정은 매우 중요하다. 특히 피스톤 소켓부의 형상설계 시, 요구되는 슈의 분리력은 초기 변형률의 영향을 크게 받을 수밖에 없다. 초기 변형률을 통하여 Hollomon의 수식 모델이 갖고 있는 변형률 0에서의 근본적인 문제를 해결해야 한다. 그리고 소재에 내재되어 있는 초기 변형률과 회전성형 공정을 축대칭 공정으로 가정함으로써 발생하게 되는 변형률 감소 등을 초기 변형률의 설정을 통하여 보상해야 한다. 본 연구에서는 초기 변형률의 획득을 위하여 두께

$t=1.2, 1.5, 2.0$ 등에 대하여 실험과 해석을 실시하여 그 결과를 비교하였다. 그 결과, 초기 변형률로 $\epsilon=0.3$ 이 적절하다는 결과를 얻었다. 초기 변형률은 재료의 이력과 체결 공정에 의존 관계에 있으므로 신 제품과 관련 공법의 개발과 함께 실험적으로 획득해야 할 일종의 설계변수이다.

접촉면에서 마찰상수를 0.1로 가정하였다. 하중의 요구조건을 19000N으로 하였으며, 각도 α 의 허용치를 21.0° 로 하였다. 볼과 측면 금형은 강체로 가정하였으며, 상온에서 변형률속도가 유동응력에 미치는 영향을 무시할 수 있으므로 Fig. 6에서 보는 바와 같이 금형의 속도는 일정하다고 가정하였다. 그리고 해석모델의 하단은 마찰이 없는 변위가 구속된 경계조건으로 가정하였다.

체결과 인장시험 과정에서 피스톤 하단의 소성 변형은 발생하지 않으므로 볼과 소켓 주위를 중심으로 해석영역을 결정하였다.

먼저 두께 t 에 따른 슈의 분리력을 예측하였으며, 그 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 이 결과로부터 설계 요구 조건을 충족하면서 두께 t 가 가장 작은 설계($t=2.4\text{mm}$)를 최종적으로 선택하였다. 선택된 설계에 관한 해석 결과를 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다.

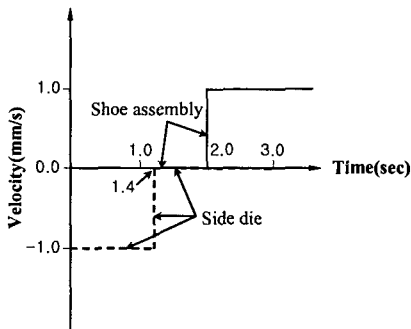


Fig. 6 Velocity profiles of the ball and the side die

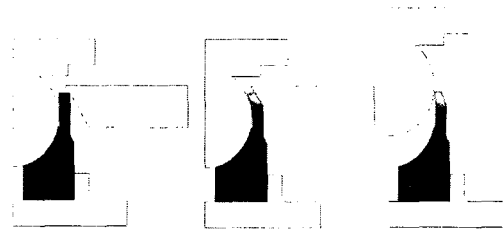


Fig. 8 Variation of effective strain through the socketing process and the shoe separation test

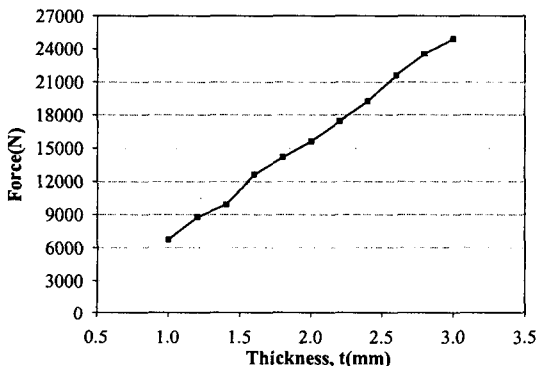


Fig. 7 Variation of predicted separating force with the thickness of the undeformed socket

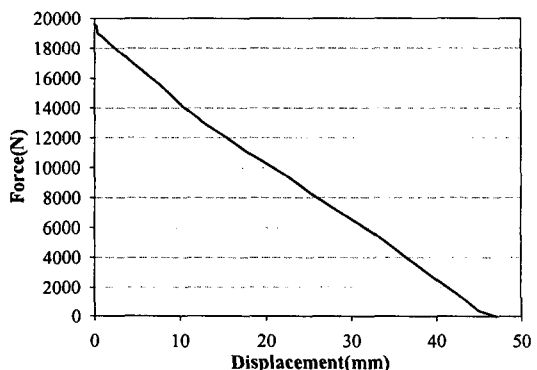


Fig. 9 Predicted displacement-force curve of the separation test

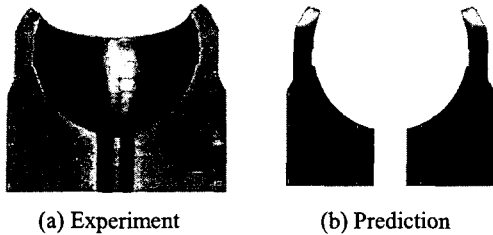


Fig. 10 Comparison of the predicted profile with the experiment

Table 1 Results of the shoe separation test

Specimen number	Maximum force (N)
1	18200
2	19000
3	19000
4	19000
5	18600
6	20000
7	20800
8	18400
Average value	19100

시작품에 대한 시험 결과와 해석 결과를 비교한 결과, Fig. 10에서 보는 바와 같이 단면 형상이 예측 결과와 유사하다. 그리고 Table 1에서 보는 바와 같이 8개의 제품을 인장시험하여 얻은 최대 인장하중의 평균값은 19100N이며, 본 논문에서 제시한 방법으로 예측한 최대 인장하중 19500N과 매우 비슷한 값을 나타내었다.

4. 결론

본 연구에서는 볼과 소켓의 체결공정을 고려한 소켓의 초기형상 설계를 위한 체계적인 접근방법이 제시되었다. 제조공정을 고려한 설계모델이 제안되었으며, 유한요소법과 연계한 설계 방안이 제안되었다.

설계 과정에서 필요한 체결공정과 슈 분리시험

의 해석을 위하여 강소성 유한요소법을 사용하였다. 볼과 소켓의 체결은 두 개 이상의 롤을 사용하는 회전성형 공법으로 이루어진다는 가정 하에 축대칭 공정으로 간주하였다.

제시된 접근방법은 23톤 굴삭기의 고압유압펌프용 피스톤 조립체에 사용되는 오목형 피스톤의 개발에 성공적으로 사용되었으며, 실험을 통하여 제시된 접근방법이 피스톤 조립체의 설계에 유용하게 적용될 수 있음을 확인하였다.

후기

본 연구는 산업자원부의 지역혁신 인력양성사업 2 단계 BK21 사업에 의해 지원되었음.

참고문헌

- (1) Jun, B. Y., Cho, H. S., Suh, K. S., Cho, Y. J., Jung, Y. Y. and Joun, M. S., 2006, "Rotary Forming Equipment for Precision Joining of the Ball and the Socket," *KSME Spring Conference*, Jeju, pp. 492~496.
- (2) Lee, C. H. and Kobayashi, S., 1973, "New Solution to Rigid-Plastic Deformation Problems Using a Matrix Method," *Trans. ASME, J. of Eng. For Ind.*, Vol. 95, pp 865~873.
- (3) Lee, N. K., Yoon, J. H. and Yang, D. Y., 1989, "The Simulation of Dies and Forming Processes for Cold Forging by Using Rigid-Plastic Finite Element Analysis," *KSME*, Vol. 13, No. 6, pp. 1082~1091.
- (4) Oh, S. I., 1982, "Finite Element Analysis of Metal Forming Processes with Arbitrarily Shaped Dies," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 24, pp. 479~493.
- (5) Chen, C. C. and Kobayashi, S., 1978, "Rigid-Plastic Finite Element Analysis of Ring Compression," *Appl. of Num. Methods to Forming Process*, ASME, AMD 28 pp. 163~174.
- (6) Joun, M. S. and Lee, H. I., 2000, *From Continuum Mechanics to Finite Element Method*, Prentice Hall.
- (7) Moon, H. K., Lee, M. C., Chung, J. H. and Joun, M. S., 2005, "Finite Element Analysis of a Rotary Forging for Bearing Assembly," *Proc. of the 8th ICTP*, Verona, pp. 333~334.
- (8) Lee, S. W. and Joun, M. S., 2000, "Rigid-Viscoplastic Finite Element Analysis of Piercing Process in Automatic Simulation of Multi-Stage Forging Processes," *J. of Mat. Proc. Tech.*, Vol. 104, pp 207~214.