

초박판 성형용 고속 정밀프레스에 대한 해석적 연구

강정진[#] · 김정언^{1,2} · 홍석관¹ · 김종덕¹ · 허영무¹ · 조종두²

Numerical Analysis on the High Speed Precision Press for Ultra-thin Sheet Metal Forming

J. J. Kang, J. E. Kim, S. K. Hong, J. D. Kim, Y. M. Heo, C. Cho
(Received November 3, 2008)

Abstract

Ultra-thin sheet metal forming techniques are required in precision forming of miniaturized and integrated products. In order to manufacture a good quality and low cost ultra-thin sheet metal products, a highly precise high-speed press is needed. The precision of a press is related with its vibration characteristics during pressing operation. This study evaluated the vibration characteristics of a proposed press design using computer simulation. The analysis compares the static deformation characteristics of the slide and the slide motion for the metal forming of an ultra-thin sheet of thickness less than 0.1mm. Further, in order to minimize the vibrations during high speed pressing operation, revolution balances of the eccentric shaft and the balance weight device is also considered. Finally, modal analysis is used to characterize the natural frequency of vibration of the press.

Key Words : High Speed Precision Press, Ultra-thin Sheet, Vibration Characteristics, Knuckle Mechanism, Plane Guide Method, Balance Weight Device, Modal Analysis

1. 서론

일반적으로 프레스 금형 기반의 소성 가공은 생산성이 매우 높은 공정 중의 하나이다. 이러한 장점으로 인해 프레스 가공 기술은 각종 산업분야에서 폭 넓게 적용되고 있다. 또한, 점차 제품이 소형화, 집적화, 미세화됨에 따라 초박판 금속판재부품을 성형하기 위한 프레스의 요구가 증가하고 있다. 이러한 초박판 금속판재부품을 양질의 품질 및 저가로 생산하기 위해서는 고정밀도의 고속 프레스가 적용되어야 한다. 지금까지 프레스의 정밀도를 높이기 위한 연구는 많이 진행되어 왔으나, 고속 프레스에 대한 고려가 부족하였다.

정밀 프레스에 대한 연구는 이해진 등의 마이크로 박판 밸브 성형을 위한 마이크로 프레스 개발[1], 진상렬 등의 정압 베어링을 채택한 미세 스탬핑 장치의 설계[2], 김권희 등의 미세 박판 스탬핑을 위한 초정밀 프레스 개발[3] 등이 있으나 프레스의 작동방식이 ball screw 또는 유압을 적용하고 있어 고속프레스에는 적합하지 않다.

고속 프레스의 정밀도는 운전 시 프레스의 진동특성과 밀접한 연관이 있으며, 본 연구에서는 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 제안된 프레스 설계안에 대한 진동특성을 평가한다.

두께 0.1mm 이하의 초박판 금속판재 성형에 적합한 슬라이드 모션 및 슬라이드의 정적 변형 특

1. 한국생산기술연구원 정밀금형팀

2. 인하대학교 대학원 기계공학과

교신저자: 한국생산기술연구원 정밀금형팀,

E-mail:doublej@kitech.re.kr

성에 대한 해석을 수행하고, 고속 운전 시 진동을 최소화하기 위하여 편심 축의 회전 균형 및 무게 균형 장치에 대해서 고려한다. 마지막으로 모달 해석을 통하여 예측된 고유진동수를 바탕으로 공진 여부를 판단하고자 한다.

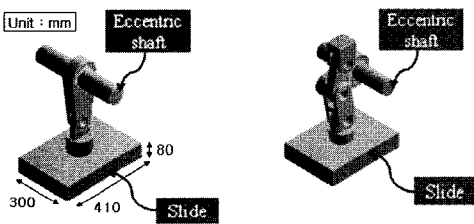
2. 진동 특성 분석

고속프레스는 크게 동력원인 모터, 모터의 동력을 전달해주는 프레스 구동장치, 상형 편치를 가압하는 슬라이드, 슬라이드 이동 시 정밀도를 유지시켜주는 가이드, 고속 운전 시 발생하는 열을 냉각시켜주는 냉각장치, 프레스 진동을 저감시켜주는 무게균형장치, 프레스의 구조를 결정하는 프레임 등으로 구성되어 있다.

본 논문에서는 이와 같은 고속프레스의 구성요소들 중에 프레스의 진동에 영향을 미칠 수 있는 요소들에 대한 수치해석을 수행하였다.

2.1 슬라이드 모션 예측

프레스 구동기구는 모터의 회전운동을 수직운동으로 전환시켜주는 역할을 한다. 일반적으로 크랭크 기구와 너클 기구가 있으며, Fig. 1에 그 형태를 나타내었다. 이 기구들의 진동 특성을 비교하기 위해 강체 동역학 해석을 수행하였다. 해석은 상용소프트웨어인 ANSYS를 사용하였다.



(a) Crank type (b) Knuckle type

Fig. 1 Type of drive system

두 기구의 진동특성을 동등한 조건하에서 비교하기 위해 편심축의 형상과 회전 각속도, 스트로크 양이 동일하도록 모델링 하였다. 해석 결과를 살펴보면, Fig. 2에 나타난 바와 같이 총 stroke가 5mm일 때 각 기구의 슬라이드 모션을 볼 수 있다. 너클 기구의 경우는 크랭크 기구의 경우 보다 슬라이드가 하사점 근처에 낮은 속도로 도달함을 알 수 있다.

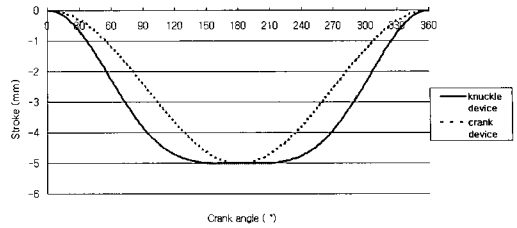


Fig. 2 Stroke motion along driving type

이는 급형이 소재와 초기 접촉할 때 충격에 의한 진동과 관련이 있으며, 이 때의 충격량은 식(1)과 같이 정의 할 수 있다.

$$I = F \times \Delta t = ma \times \Delta t = m \times \Delta v / \Delta t \times \Delta t$$

$$= m \times \Delta v = m \times (v_2 - v_1) \quad (1)$$

여기서, I 는 편치의 충격량(impulse)을 뜻하고, F 는 충격력(impulsive force)을 뜻한다. m 은 슬라이드의 질량, a 는 슬라이드의 가속도, t 는 슬라이드와 가공물간의 충격시간, 그리고 v_1 은 슬라이드의 충격속도를 뜻한다[4]. 충격 후 속도 v_2 가 0라고 가정하고, 크랭크 기구와 너클기구의 슬라이드 질량이 같다고 가정하면 식(1)에 의하여 슬라이드의 하사점 도달 시 속도가 작을수록 편치와 가공물의 충격량을 줄일 수 있음을 알 수 있다. 이와 같은 가정으로, 충격에 의한 진동특성은 크랭크 기구를 적용하였을 때보다 너클 기구를 적용하였을 때가 더 유리할 것으로 판단된다.

2.2 편심 축의 회전 균형 예측

다음은 단일 편심축과 이중 편심축에 대한 회전 균형성을 분석하였다. Fig. 3에 단일 편심축과 이중 편심축에 대한 모델을 나타내었으며, Fig. 4는 단일 편심축과 이중 편심축의 정적인 힘의 평형상태를 나타내는 그림이다. 편심축은 일정한 각속도 ω 로 회전한다고 가정하고, 편심량을 e , 편심부의 질량은 m 이라고 하면, 편심 축의 편심부에는 크기가 $me\omega^2$ 인 원심력 F_c 가 작용한다. 단일 편심축에 대해서 살펴보면 편심부에 작용하는 힘과 모멘트의 합으로부터 축의 끝 부위에 작용하는 반력은 식(2), (3)과 같다고 할 수 있다. 두 힘으로부터 프레임에 작용하는 힘 F_s 의 크기는 식(4)와 같다. 따라서 원심력이 직접 프레임에 전달되고 진동을 하게 된다.

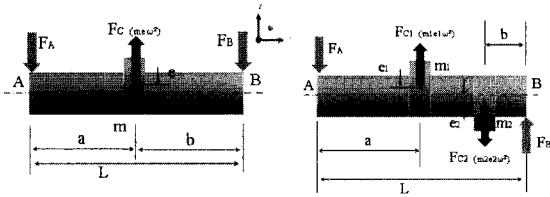
$$F_A = \left(\frac{b}{L}\right)m\omega^2 \quad (2) \quad F_B = \left(\frac{a}{L}\right)m\omega^2 \quad (3)$$

$$F_s = \left(\frac{a}{L}\right)m\omega^2 + \left(\frac{b}{L}\right)m\omega^2 = \left(\frac{a+b}{L}\right)m\omega^2 = m\omega^2 \quad (4)$$



(a) Single type (b) Double type

Fig. 3 Type of eccentric shafts



(a) Single type (b) Double type

Fig. 4 Static equilibrium along eccentric type

다음으로 이중 편심축을 살펴보면 편심부의 질량 중심이 반대편으로 180°만큼 떨어져 있을 때 축의 끝 부위에 작용하는 반력은 식 (5), (6)과 같고 프레임에 작용하는 힘 F_s 는 식(7)과 같다.

$$F_A = \left(\frac{\omega^2}{L}\right)\{m_1e_1(\ell-a) - m_2e_2b\} \quad (5)$$

$$F_B = \left(\frac{\omega^2}{L}\right)\{m_2e_2(\ell-b) - m_1e_1a\} \quad (6)$$

$$F_s = |F_A - F_B| = \omega^2|m_1e_1 - m_2e_2| \quad (7)$$

만약 $m_1e_1 = m_2e_2$ 이면 프레임에 작용하는 힘은 없다. 하지만 각각 편심 축 끝 부위에 작용하는 힘은 반대방향으로 우력이 발생하여 프레임에 미소한 회전진동을 일으키려는 경향이 있다[5].

Fig. 4 에 대한 두 해석모델의 치수를 살펴보면 편심축의 전체 길이 L 은 408mm 로 동일하고, 편심량 e 도 13.75mm 로 동일하게 설계하였다. 단일 편심축의 a 는 201mm, b 는 207mm 이중 편심축의 a 는 201mm, b 는 81mm 로 설계하였다.

두 편심축도 마찬가지로 강체 동역학 해석을 수

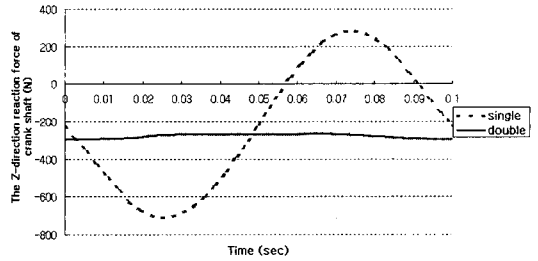


Fig. 5 Reaction force along eccentric type

행하였고, Fig. 5는 편심축을 600rpm의 속도로 회전시켰을 때 두 편심 축의 끝 부위에 대한 반력을 비교한 그래프이다.

Fig. 5와 같이 이중 편심축의 경우는 프레임에 전달되는 반력의 차이가 적어 프레스의 진동이 단일 편심축보다 적게 발생할 것으로 판단된다. 따라서 이중 편심축의 설계방안이 초박판 성형용 고속프레스에 적합하다고 판단되지만, 이중 편심축의 경우는 많은 연결부품으로 인해 조립이 어렵고 부품간의 마찰열 대한 냉각문제 등의 단점이 있다.

2.3 슬라이드 정적 변형 예측

프레스의 가이드장치는 슬라이드의 정밀한 상하 왕복운동을 할 수 있도록 지지해주는 장치이며, 주로 볼 베어링, 니들 베어링 등으로 구성되어 있다. 대표적인 가이드방식은 볼 베어링과 붐을 이용한 4주형가이드, 니들 베어링을 이용한 면 가이드방식 등이 있다. Fig. 6에서 4주형 가이드, Fig. 7에서 면 가이드의 형태를 볼 수 있다.

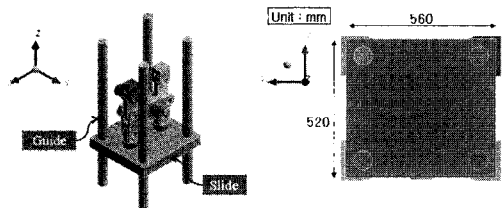


Fig. 6 Geometry of a 4-post guide

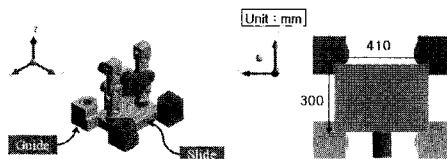


Fig. 7 Geometry of a plane guide

상기의 두 가지 가이드방식 모델을 적용하여 슬라이드의 구조해석을 수행하였다. 모든 부품의 소재는 강제로 가정하였으며, 슬라이드 밑면에 본 프레스의 최대 가압력인 50kN을 부여하였다. Fig. 8과 Fig. 9에 슬라이드의 변형량을 도시하였다.

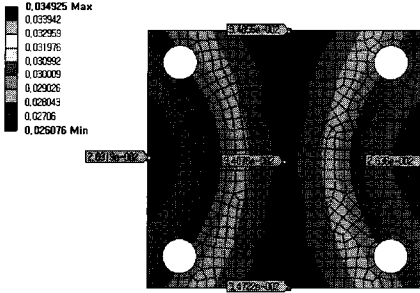


Fig. 8 Slide deformation along 4-post guide method

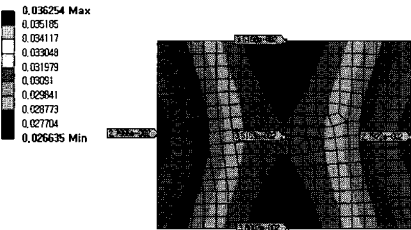


Fig. 9 Slide deformation along plane guide method

두 슬라이드의 최대 변형량과 최소 변형량의 차이 즉, 슬라이드의 진직도를 살펴보면, 4주형 가이드방식을 적용하였을 때는 8.536 μ m, 면 가이드방식을 적용하였을 때는 8.246 μ m으로 예측되었다. 이들의 차이가 미미하였지만, 4주형 가이드 방식의 경우는 가이드 봉과 대응하는 베어링이 슬라이드에 삽입이 되어 면 가이드 방식보다 약 48%의 슬라이드 무게가 증가하게 된다.

이러한 슬라이드의 무게 증가는 충격량의 증가로 인하여 프레스 진동이 커지므로 진동 특성에 악영향을 미칠 것으로 판단된다.

3. 진동 저감 장치 설계

3.1 프레스의 고속운전 시 진동 특성

편심축의 회전운동 및 슬라이드의 왕복운동이 고속화 될수록 기계내부에서 운동하는 구동장치의 불균형 힘이 증가하게 되고, 이를 지지하는 프레임에 전달되어 진동의 형태로 나타내게 된다[6]. 본 연구의 프레스 목표 가공속도는 600SPM(Stroke

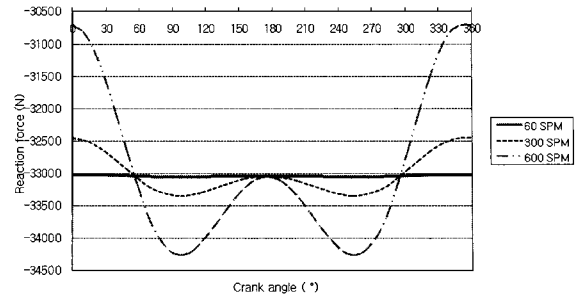


Fig.10 Comparison between frame reaction forces about the SPM

Per Minute)이다. 따라서 프레스의 속도를 변화시켜 프레스의 프레임에 전달된 불균형 힘에 대한 프레스의 진동특성을 알아보았다. Fig. 10은 프레스를 60, 300, 600 SPM의 속도로 편심축을 회전시켰을 때, 프레임 밑면의 반력을 산출한 그래프이다. Fig. 10와 같이 저속으로 구동하였을 때는 프레임 밑면의 반력 차이가 거의 없어 안정된 프레스 성형을 할 수 있지만, 편심 축이 고속으로 회전할수록 반력 차이가 크게 증가하여 이로 인한 진동도 커질 것으로 판단된다.

3.2 무게균형장치 설계

프레스의 고속 운전 시 발생하는 불균형 힘에 의한 진동을 줄이기 위하여 무게균형장치를 설계하였다. Fig. 11에 상기의 연구를 바탕으로 설계된 이중 너클 프레스 구동기구에 무게균형장치를 추가한 모습을 나타내었다. 편심축의 회전에 따라 각 구동부의 움직임을 볼 수 있다.

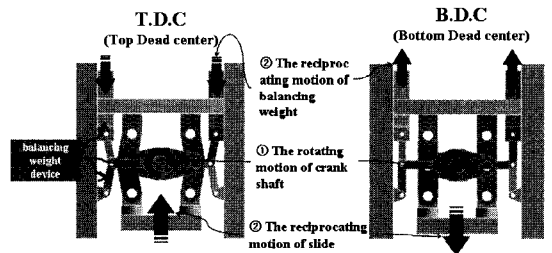


Fig.11 Motion of the press installed balance weight device

Fig. 11과 같이 무게균형장치의 무게추는 슬라이드의 무게와 같도록 설계되었다. 또한, 편심축이 회전하여 슬라이드가 상승하면 무게추는 반대방향으로 하강하고, 슬라이드가 하강할 때는 무게추

가 상승하도록 무게균형장치의 너클 기구를 설계하였다. 이와 같이 무게추와 슬라이드가 서로 반대되는 운동으로 인해 슬라이드의 속도 변화에 의한 관성을 최소화하도록 한 것이다.

이러한 효과를 확인하기 위해 해석을 통해 프레스 밀면의 반력을 산출하여 보았다. Fig. 12는 무게균형장치의 적용 전과 후의 프레임 밀면의 반력을 비교한 그래프이다. 무게균형장치를 적용한 결과가 적용하지 않았을 때보다 약 50%의 프레스 내부의 불균형 힘이 줄어들음을 알 수 있다.

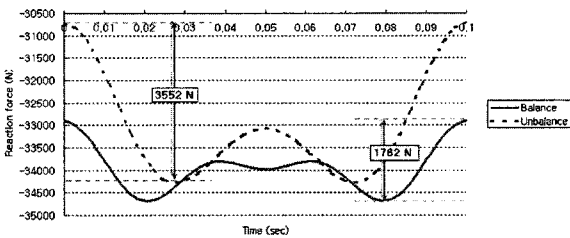


Fig.12 Comparison between frame base reaction forces of balancing and unbalancing at 600SPM

3.3 무게균형장치의 보완

상기의 결과에서 무게균형장치의 효과를 확인하였지만, 여전히 불균형 힘이 남아 있다. 이와 같은 불균형 힘을 최소화하기 위해 실험계획법을 통해 무게균형장치를 보완하였다. Fig. 13와 같이 무게균형장치에 연결된 너클 기구의 길이와 무게추의 길이를 변수로 하여 3인자 5수준의 실험계획법을 해석적으로 수행하였다. Table. 1은 실험계획법을 나타낸 표이다.

Fig. 14에 같이 통계 프로그램인 MINITAB을 이용하여 분석한 결과를 나타내었다. 너클 길이에 대한 민감도가 크다는 것을 알 수 있다. 이는 너클 길이의 변화로 인해 무게추의 모션이 달라져서 슬라이드의 모션과 불일치하기 때문이라고 판

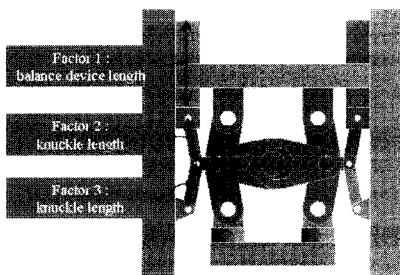


Fig.13 Factors of DOE

단된다. 실험계획법으로부터 무게추의 길이는 355 mm, 너클1의 길이는 162.5mm, 너클2의 길이는 155.5mm의 조합으로 초기 설계보다 약 4%의 불균형 힘 저감의 효과를 얻을 수 있었다. 이와 같은 미미한 효과는 초기 제안된 무게균형장치의 설계가 최적의 설계에 근접하였기 때문이라고 판단된다.

Table. 1 Design of experiments

	Length of balancing weight (mm)	Length of Kunckle 1 (mm)	Length of Kunckle 2 (mm)	Reaction force(N)
	Factor 1	Factor 2	Factor 3	
initial	355	152.5	152.5	1421
1	355	132.5	112.5	4809
2	365	132.5	122.5	3109
3	375	132.5	132.5	-
:	:	:	:	:
23	365	172.5	132.5	1915
24	375	172.5	142.5	1494
25	385	172.5	152.5	1368

Main Effects Plot (data means) for difference of reaction force(N)

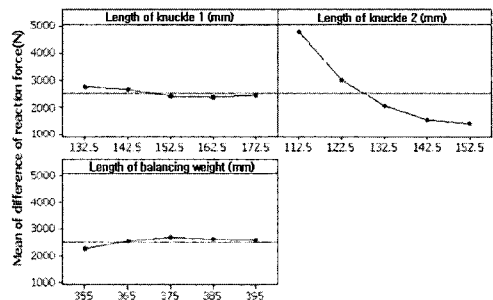
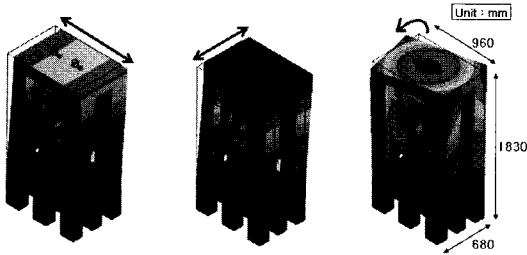


Fig.14 Relation of design factor and difference of reaction force

4. 모달 해석

상기의 결과들로부터 너클 기구, 이중 편심 축, 먼 가이드, 무게균형장치를 적용하여 프레스의 프레임을 설계하였고, 이에 대한 모달 해석을 수행하였다. 슬라이드와 연결된 가이드 접촉 부, 너클과 너클 기구 사이 등에 자유로운 슬라이딩 접촉

조건을 부여하고 나머지 부품간의 접촉조건은 볼트로 체결됐다는 가정하에 부품간 구속을 하여 해석을 진행하였다.



(a)1st Mode shape (b)2nd Mode shape (c)3rd Mode shape

Fig.15 Mode shape

Fig. 15는 왼쪽부터 차례대로 1차, 2차, 3차 프레스 고유진동수에 의한 모드형상을 나타내고 있다.

1차 고유진동수는 약 69Hz에서 발생하며 좌우로 흔들리는 모드이고, 2차 고유진동수는 약 71Hz에서 발생하며 전후로 흔들리는 모드이다. 3차 고유진동수는 약 123Hz에서 발생하며 중심을 기준으로 비틀리는 모드이다. 본 연구의 목표 프레스 속도는 600SPM으로 프레스는 10Hz의 반복되는 부하를 받게 된다. 따라서 목표 가공 속도에서 공진 가능성은 없을 것으로 판단된다.

5. 결론

본 연구는 제안된 프레스 설계 안의 진동특성을 해석적으로 평가하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 크랭크 기구에 비해서 너클 기구를 적용하였을 때가 보다 적은 충격량이 예측되었다.
- (2) 이중 편심축의 경우가 단일 편심축 보다 프레임에 전달되는 반력의 차이가 적게 예측되어 편심 축의 회전진동이 적을 것으로 판단된다.
- (3) 4주형 가이드방식보다 먼 가이드방식의 경우가 슬라이드의 무게 감소로 인해 충격량이 적게

예측되었다.

(4) 무게균형장치를 적용하여 프레스 내부의 불균형 힘을 적용 전보다 약 50% 줄일 수 있었고, 실험계획법을 통해 약 4%의 불균형 힘을 더 줄일 수 있다.

(5) 모달 해석을 통하여 목표 가공 속도에서는 공진 가능성은 없을 것으로 예측되었다.

후 기

본 연구는 2010 생산기반혁신기술개발사업의 일환으로 수행되었으며, 이에 해당 사업을 지원하여 주신 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- [1] H. J. Lee, N. K. Lee, H. W. Lee, 2007, Development of Micro Press for Forming the Micro Thin Foil Valve, Transactions of the Korean Society of Machine Tool Engineers, Vol. 16 No.5, pp. 166~171.
- [2] S. Y. Jeon, J. H. Byun, J. H. Hahm, S. Y. Hyoun, K. H. Kim, 2000, Design of a High Precision Press with Hydrostatic Bearings, Proceeding of the KSME Fall Conference, pp. 712~717.
- [3] K. H. KIM, S. Y. Jeon, J. K. Lee, S. I. Oh, 2001, Development of a High Precision Press for Micro-Stamping, Proceeding of the KSTP Spring Conference, pp. 225~230.
- [4] Beer, Johntson, 2000, Vector Mechanics for Engineers-DYNAMICS Third SI Metric Edition, McGraw-Hill, p. 216.
- [5] Charles E. Wilson, J. Peter Sadler, 1993, Kinematics and Dynamics of Machinery 2nd ed., Harper Collins College Publishers, pp. 680~663.
- [6] C. J. Jeong, 2004, Dynamic Balancing and Optimal Design of Vibration Isolation System in a High Speed Press, Master's Thesis, Graduate School of Korea Polytechnic University, pp. 1~16.