

고속프레스의 다이내믹 시스템 및 방진시스템 설계에 관한 연구

A Study on the Design of Dynamic System and Vibration Isolation System in a High-speed Press

서진성[†]·정철재^{*}·현기용^{**}·류민^{**}

Jin Sung Suh, Chel-Jea Jeong, Gi-Yong Hyeon and Min Ryoo

(Received October 27, 2015 ; Revised November 23, 2015 ; Accepted November 23, 2015)

Key Words : Dynamic Balancing(동적밸런싱), Constraint Equation(구속방정식), Vibration Isolation(방진), Transmissibility(전달률), Coil Spring(코일 스프링), Viscous Damper(점성 댐퍼), SPM(Strokes per Minute)

ABSTRACT

In a high-speed press, numerous moving links are interconnected and each link executes a constrained motion at high speed. As a consequence, high-level dynamic unbalance force and unbalance moment are transmitted to the main frame of the press, which results in unwanted vibration and significantly degrades manufacturing accuracy. Dynamic unbalance force and unbalance moment inevitably transmits high-level vibrational force to the foundation on which the press is installed. Minimizing the vibrational force transmitted to the foundation is critical for the protection of both the operators and the surrounding structures. The whole task should be carried out in two steps. The first step is to reduce dynamic unbalance based upon kinematic and dynamic analyses. The second step is to design and build an optimal vibration isolation system minimizing the vibrational force transmitted to the foundation. Firstly, the dynamic design method is presented to reduce dynamic unbalance force and moment. For this a 3D CAD software was utilized and a computer program was written to compute dynamic unbalance force and moment. Secondly, the design method for vibration isolation system is presented. The method for designing coil springs and viscous dampers are explained in detail.

1. 서론

고속프레스는 모터코어, 핸드폰 프레임, 전자공업의 핵심부품인 리드프레임, 다양한 커넥터 등 일상 생활에 필수적인 부품을 제조하는 핵심 산업기계이며 생산성을 높이기 위하여 고속으로 운전된다. 이 연구

는 1200 SPM으로 운전되는, 1분당 1200개의 제품을 펀칭(punching)하는, 링크 타입 고속프레스의 다이내믹 설계와 방진시스템(vibrational isolation system)의 설계에 관하여 논의한다. 1200 SPM의 운전속도에서 크랭크샤프트는 1200 r/min으로 회전한다.

22개의 움직이는 링크들이 구속조건을 만족하면서 고속운동을 수행할 때는 높은 레벨의 가진력과

[†] Corresponding Author ; Member, Department of Mechanical Engineering, Korea Polytechnic University
E-mail : jssuh@kpu.ac.kr

^{*} Production Dpt., SAMDO PRESS Co., Ltd.

^{**} Technical Research Center, SAMDO PRESS Co., Ltd

[‡] Recommended by Editor Heung Soo Kim

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

가진 모멘트를 메인프레임에 전달하며 프레스는 진동하게 된다. 이러한 가진력과 가진 모멘트를 다이나믹 언밸런스(dynamic unbalance)라고 한다. 다이나믹 언밸런스 레벨이 높으면 편차작업의 정밀도가 떨어져 불량품을 양산하게 된다. 그리고 링크프레스를 방진시스템 위에 설치하지 않으면 메인프레임에 전달된 가진력은 100% 바닥으로 전달되어 주변 구조물을 손상할 뿐만 아니라 작업자의 안전을 위협할 수 있다. 정확하게 튜닝(tuning)된 방진시스템을 설계/제작하는 것은 안전과 직결된 문제라고 할 수 있다. 그러나 잘못 튜닝(tuning)된 방진시스템은 설치하지 않았을 때보다 더 나쁜 결과를 초래한다. 방진시스템의 성능이 우수하더라도 메인프레임으로 전달되는 다이나믹 언밸런스가 근본적으로 크다면 방진시스템을 설치하는 의미가 사라질 수 있다. 이 연구는 다이나믹 언밸런스를 최소화 하는 다이나믹 시스템 설계와 낮은 힘 전달률을 가지는 방진시스템 설계에 목적을 둔다.

다이나믹 밸런싱의 핵심은 운동하는 전체 메커니즘의 질량중심 운동을 최소화하는 것이다⁽¹⁻⁵⁾. 이 연구에서는 카운터밸런스 웨이트(counterbalance weight)의 형상, 질량, 질량관성모멘트 및 운동 메커니즘을 최적화하여 다이나믹 밸런싱을 구현하였다.

일반적인 중/저속 프레스의 방진시스템은 고무 매트 사용하거나 스프링과 고무 매트를 조합한 경우가 많다. 고무 매트는 수직방향 스프링 상수가 크고 수평방향 스프링 상수는 상당히 낮아서 락킹 모드(locking mode)가 발생할 확률이 존재한다. 이러한 단점을 보완하기 위하여 shape factor 개념을 도입하여 고무 매트의 방진성능을 향상시킨 사례가 있다⁽⁶⁾. 고무 매트는 스프링 특성과 댐핑 특성이 주위 온도에 영향을 받으며 시간이 경과함에 따라 방진 특성이 변하는 단점이 있다. 코일 스프링은 낮은 고유진동수와 낮은 정적/동적 크립(creep) 특성을 제공하며 방진 특성이 변하지 않고 내구성이 장기간 유지되는 큰 장점을 지닌다. 코일 스프링과 고무 매트가 동일한 수직방향 고유진동수를 지닌다면, 코일 스프링을 사용하면 고무 매트 보다 락킹 모드의 발생 확률이 낮아진다⁽⁷⁾. 락킹모드의 레벨이 높아지면 무거운 블록을 사용하여야 하며 추가적인 비용이 발생한다. 코일 스프링과 와이어-메쉬/케이블(wire-mesh/cable) 요소를 결합하여 높은 진폭의 진동과 가혹한 환경

하에서 사용하는 경우도 있다⁽⁸⁾. 운전 회전수를 변화시킬 필요가 있는 조건 하에서는 비선형(nonlinear) 하중-변형 특성을 지니는 금속성 스프링이나 고무를 사용하면 프리로드(preload)의 크기를 조절함으로써 스프링상수를 변화시킬 수 있다. 즉 방진시스템을 교체하지 않고 튜닝을 다시 수행할 수 있는 이점이 있다⁽⁹⁾. 코일 스프링의 경우는 내부 댐핑이 매우 작고 질량과 탄성이 분포되어 있으므로 고주파 영역에서 스프링 자체의 공진이 발생하여 전달률이 1보다 훨씬 커지는 현상이 발생할 수 있다. 고주파수 영역에서 전달률이 20정도 되거나 또한 소음도 발생할 수 있다. 대형 코일 스프링의 공진은 방진의 관심 주파수 영역인 저주파 영역에서도 충분히 발생할 수 있다. 이러한 부작용은 방진시스템 아래 면과 바닥면 사이에 고무 물성의 '사운드 패드'(sound pad)를 설치하면 관심 주파수 영역에서 방진 효과를 얻을 수 있다⁽¹⁰⁾. 흡수한 진동에너지를 열로 전환시키는 댐퍼의 설계 또한 매우 중요한 요소이다. 댐핑이 매우 낮은 경우 공진주파수 부근에서 운전할 경우 진동이 증가하여 방진시스템이나 기계가 손상될 우려가 있다. 댐퍼의 종류는 점성 댐퍼⁽¹¹⁻¹³⁾, 마찰 댐퍼⁽¹⁴⁾, 전자기 댐퍼⁽¹⁵⁾ 등이 있다. 이 연구에서는 정밀 튜닝이 가능하고 방진 특성이 오랜 기간 유지되는 압축 코일 스프링과 점성 댐퍼를 주요 구성요소로 하는 방진시스템을 설계/제작하였다.

2. 다이나믹 밸런싱

2.1 고속프레스의 기구학/동역학 모델

Fig. 1에 고속프레스의 기구학/동역학 모델을 제시하였다. Table 1에는 구성 링크들의 명칭과 길이를 나타내었다. 프레스는 1200 SPM으로 운전되고 있다. 따라서 크랭크샤프트는 일정한 각속도 1200 r/min으로 회전한다. Point ①은 크랭크샤프트의 회전 중심이고 또한 뉴턴관성좌표계(①XY)의 원점이다.

뉴턴관성좌표계는 메인프레임에 고정되어 있으며 메인프레임은 Fig. 1의 빗금친 부분이다. Point ④와 슬라이드(slide)의 질량중심인 point ⑬은 수직방향으로 운동하도록 구속되어 있다. Point ④에는 지면을 수직방향으로 관통하는 한 개의 원통형 링크가 있으며 이 링크는 메인프레임에서 수직방향으로 운동하도록 구속되어 있다. Fig. 1의 기구학 메커니즘은

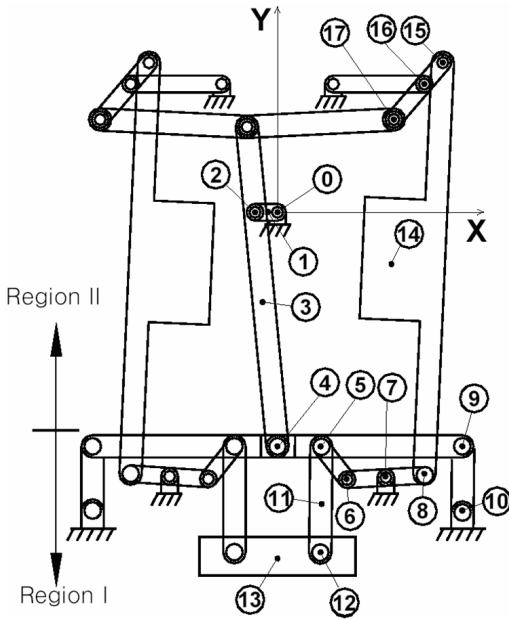


Fig. 1 Kinematic and dynamic model of the press

Table 1 Names of each link and location shown in Fig. 1. Numerical values for lengths given in parentheses are fixed

Symbol for each link and location	Name
Link _{0,2}	Crankshaft
①	Rotation center of Link _{0,2}
②	c.m. of Link _{0,2}
Link _{2,4}	Connecting rod(300 mm)
③	c.m. of Link _{2,4}
Link _{4,9}	Main lever(470 mm)
Link _{5,6}	Eccentric link
Link _{6,8}	Lifting lever(276 mm)
Link _{9,10}	Die-height adjust lever(130 mm)
Link _{8,15}	Counterbalance weight(614 mm)
Link _{15,17}	Pivoting lever
Link _{5,12}	Slide column(471 mm)
⑪	c.m. of slide column
⑬	c.m. of slide
⑭	c.m. of counterbalance weight

* c.m. : Center of mass

그라운드 링크(ground link)를 포함하여 모두 23개이며, 메인프레임은 그라운드 링크이다. 프레스의 총 질량은 23개의 링크와 메인프레임에 부착한 모터와

클러치 등을 포함하여 총 7500 kg이다.

Fig. 1에서 region I 영역의 움직이는 링크들과 region II 영역의 크랭크샤프트와 커넥팅로드를 펀칭 작업을 수행하기 위해 필요한 링크들이다. 이들 링크들에 의해 발생하는 다이내믹 언밸런스를 상쇄시키기 위하여 region II에 속하는 2개의 카운터밸런스 웨이트와 이들을 구동하는 링크들이 필요하다.

2.2 다이내믹 밸런싱 이론

각각의 크랭크샤프트 각위치(angular position)에 대하여 구성 링크들의 선형 위치(linear position)와 각위치는 구속방정식(constraint equation) 벡터를 풀어 구할 수 있다⁽¹⁶⁾.

$$C(q,t) = [C_1(q,t) \ C_2(q,t) \ C_n(q,t)] = 0 \quad (1)$$

여기서 n 은 시스템 일반 좌표(system generalized coordinates) 벡터 q 의 갯수이고 q 는 아래의 벡터로 표시된다.

$$q = [q_1 \ q_2 \ \dots \ q_n] \quad (2)$$

식(1)을 시간에 대하여 두 번 미분하면 \ddot{q} 에 대한 아래의 관계식을 얻는다. \ddot{q} 는 일반 가속도 벡터(the generalized acceleration vector)이다.

$$C_q \ddot{q} = Q_d = -(C_q \dot{q})_q \dot{q} - 2C_{qt} \dot{q} - C_{tt} \quad (3)$$

C_q 는 구속 자코비언 행렬(constraint Jacobian matrix), C_t 는 구속방정식 벡터의 시간에 대한 편미분, C_{tt} 는 C_t 의 시간에 대한 편미분이다. C_{qt} 는 구속 자코비언 행렬의 시간에 대한 편미분이다. $(C_q \dot{q})_q$ 는 벡터 $C_q \dot{q}$ 의 자코비언 행렬이다.

\ddot{q} 와 라그랑지 멀티플라이어 벡터(the vector of Lagrange multipliers) λ 는 아래 식을 풀어 구한다⁽¹⁶⁾.

$$\begin{bmatrix} M & C_q^T \\ C_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_e \\ Q_c \end{bmatrix} \quad (4)$$

M 은 질량행렬, Q_e 는 일반 외부 가진력 벡터(vector of system generalized external forces) 이고 프레스의 경우 0이다. 모터 샤프트가 크랭크샤프트에

가하는 모멘트와 모터 프레임이 프레스의 메인프레임에 가하는 모멘트는 작용/반작용 모멘트이므로 크기는 같고 방향은 반대이다. 이들 2개의 모멘트를 더하면 0이다. 식 (4)의 \mathbf{Q}_d 는 식 (3)에 주어졌다. 식 (4)의 해는 아래와 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{q}} &= \mathbf{H}_{qq} \mathbf{Q}_e + \mathbf{H}_{q\lambda} \mathbf{Q}_d = \mathbf{H}_{q\lambda} \mathbf{Q}_d \\ \boldsymbol{\lambda} &= \mathbf{H}_{q\lambda} \mathbf{Q}_e + \mathbf{H}_{\lambda\lambda} \mathbf{Q}_d = \mathbf{H}_{\lambda\lambda} \mathbf{Q}_d \end{aligned} \quad (5)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \mathbf{H}_{\lambda\lambda} &= (\mathbf{C}_q \mathbf{M}^{-1} \mathbf{C}_q^T)^{-1} \\ \mathbf{H}_{qq} &= \mathbf{M}^{-1} + \mathbf{M}^{-1} \mathbf{C}_q^T \mathbf{H}_{\lambda\lambda} \mathbf{C}_q \mathbf{M}^{-1} \\ \mathbf{H}_{q\lambda} &= \mathbf{H}_{q\lambda}^T = -\mathbf{M}^{-1} \mathbf{C}_q^T \mathbf{H}_{\lambda\lambda} \end{aligned} \quad (6)$$

모든 운동하는 개별 링크에 각각 한 개의 지역 좌표계(local coordinate system)를 고정시키고, 각각의 지역 좌표계 원점과 링크의 질량중심을 일치시키자. 링크 i 가 구속조인트(constraint joint) k 에 의해 메인프레임에 연결되어 있다고 하자. 링크 i 에 고정된 지역 좌표계의 원점부터 구속조인트 k 까지의 위치벡터를 \mathbf{u}_p^i 라고 하자. 그러면 링크 i 에 작용하는 일반 구속력(the generalized constraint forces) (\mathbf{Q}_c^i) _{k} 는 아래와 같이 주어진다.

$$(\mathbf{Q}_c^i)_k = -(\mathbf{C}_k)_q^T \boldsymbol{\lambda}_k = [F_{xk}^i \ F_{yk}^i \ M_k^i]^T \quad (7)$$

\mathbf{C}_k 는 구속조인트 k 의 구속방정식 벡터이다. $\boldsymbol{\lambda}_k$ 는 \mathbf{C}_k 와 연관된 라그랑지 멀티플라이어 벡터이다. 구속조인트 k 가 링크 i 에 가하는 힘과 모멘트 \mathbf{F}^i 는 아래 식으로 주어진다.

$$\mathbf{F}^i = [F_{xk}^i \ F_{yk}^i \ (\mathbf{u}_p^i \times \mathbf{F}_k^i) \cdot \mathbf{k}]^T \quad (8)$$

여기서 $\mathbf{F}^i = [F_{xk}^i \ F_{yk}^i]^T$ 고, \mathbf{k} 는 회전축 방향의 단위 벡터이다. 고정점인 크랭크샤프트의 회전 중심에 대한 모멘트 (M_k^i) _{o} 는 아래 식으로 주어진다.

$$(M_k^i)_o = M_k^i - (\mathbf{u}_p^i \times \mathbf{F}_k^i) \cdot \mathbf{k} + (\mathbf{R}_k \times \mathbf{F}_k^i) \cdot \mathbf{k} \quad (9)$$

\mathbf{R}_k 는 크랭크샤프트의 회전 중심에서 구속조인트 k 까지의 위치벡터이다. 메인프레임으로 전달되는

Table 2 Design parameters before and after dynamic balancing. Refer to Fig. 1

	Before balancing	After balancing
Crankshaft eccentricity : ϵ_{crank}	20.90 mm	20.87 mm
$l_{4,5}$	188.20 mm	188.00 mm
$l_{5,6}$	15.60 mm	16.00 mm
Position of ⑦ (in mm)	(325.0, -314.0, 0.0)	(325.0, -313.0, 0.0)
Position of ⑩ (in mm)	(460.0, -348.9, 0.0)	(460.0, -427.1, 0.0)
Stroke*	25.00 mm	25.04 mm
Mass of a single CBW**	421 kg	344 kg
I_G^{***} of a single CBW**	10.6 kg × m ²	9.4 kg × m ²
c.m. of the LH CBW(in mm)	(-432.1, -32.5, 0.0)	(-428.4, 8.6, 0.0)
c.m. of the RH CBW(in mm)	(441.4, -33.3, 0.0)	(437.5, 9.4, 0.0)
$l_{15,17}$	128 mm	129 mm
$l_{15,16} : l_{16,17}$	28 mm : 100 mm	27 mm : 102 mm

* Stroke : Distance between top dead center and bottom dead center of the slide

** CBW : Counterbalance weight

*** I_G : Centroidal mass moment of inertia about an axis passing through mass center

다이내믹 언밸런스 힘과 모멘트는 아래 식과 같다.

$$\mathbf{F}_{U.B.} = -\sum_{k,i} \mathbf{F}_k^i \quad (10)$$

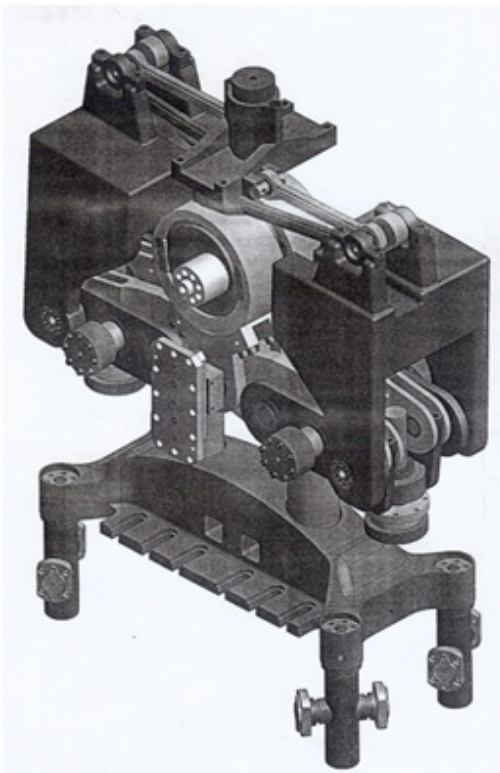
$$\mathbf{M}_{U.B.} = -\sum_{k,i} (M_k^i)_o \mathbf{k} \quad (11)$$

2.3 다이내믹 밸런싱 결과

다이내믹 밸런싱 작업 전과 후의 디자인 파라미터들을 Table 2에 비교하였다. Fig. 2에 다이내믹 밸런싱 작업 후 제작한 프레스의 3D CAD 모델을 제시하였다. Fig. 3에는 다이내믹 밸런싱 작업 전과 후의 다이내믹 언밸런스를 비교하였다. Fig. 3(b)를 관찰하면, 수직방향의 다이내믹 언밸런스 힘의 1차 하모닉 성분(first harmonic component)은 거의 제거되었고 2차 하모닉 성분만 잔존함을 알 수 있다. Table 3에는 다이내믹 밸런싱 작업 전과 후의 최대 다이내믹 언밸런스를 비교하였으며 다이내믹 언밸런스를 크게

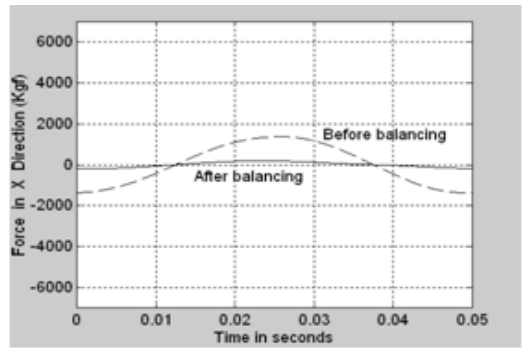


(a) 3D assembly drawing

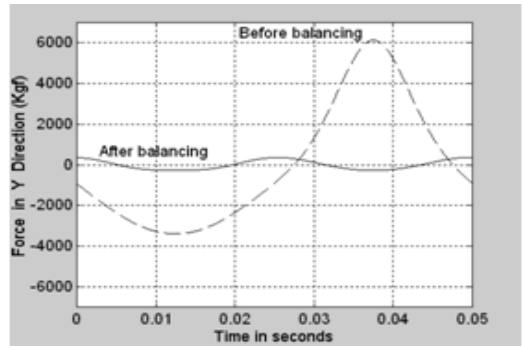


(b) 3D full model

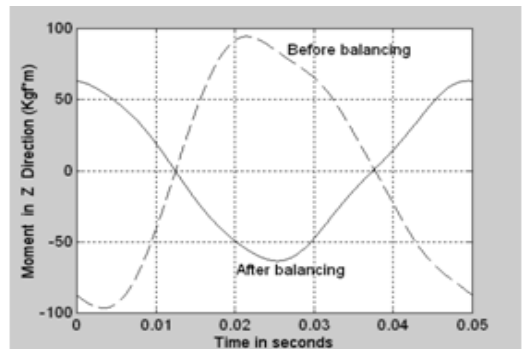
Fig. 2 3D CAD model of the manufactured link press after dynamic balancing



(a) Dynamic unbalance force in X direction



(b) Dynamic unbalance force in Y direction



(c) Dynamic unbalance moment in Z direction

Fig. 3 Dynamic unbalance force and moment before and after dynamic balancing

Table 3 Maximum dynamic unbalance force and moment before, after balancing

	Before balancing	After balancing
Max. unbalance force in X direction	1370 kgf	186 kgf
Max. unbalance force in Y direction	6142 kgf	356 kgf
Max. unbalance moment in Z direction	96 kgf·m	63 kgf·m



Fig. 4 Manufactured connecting rod after dynamic balancing. Mass is 50.5 kg. Two identical connecting rods are used. Refer to Fig. 2(a)



Fig. 5 Manufactured counterbalance weight after dynamic balancing. Mass is 344 kg

줄일 수 있음을 증명하고 있다. 다이나믹 밸런싱 작업 후 제작한 커넥팅로드와 카운터밸런스 웨이트를 Fig. 4와 Fig. 5에 제시하였다.

링크 타입 프레스는 크랭크 타입 프레스와 비교할 때 우수한 특성들을 지닌다. Fig. 6에는 두 타입의 프레스가, 동일한 크랭크샤프트 회전속도와 동일한

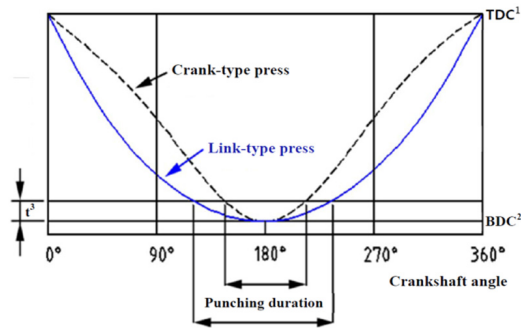


Fig. 6 Comparison between link-type press and crank-type press

- ¹ TDC : top dead center of the slide
- ² BDC : bottom dead center of the slide
- ³ t : Thickness of the metal sheet

스트로크(stroke)로 운전될 때, 크랭크샤프트 회전 각도에 대한 슬라이드(slide) 위치를 비교하였다. 링크 타입 프레스는 하사점 전후에서 속도가 더 느려지고 성형시간이 더 길어짐을 알 수 있다. 따라서 성형 정밀도가 크랭크 타입 프레스 보다 더 우수하다. 또한 제품 성형부 발열저하, 가공소음 감소, 금형 내구성 향상, 프레스 및 주변의 진동 저감 등 여러 가지 장점들을 가진다.

3. 방진시스템 설계

3.1 방진 성능 목표

코일 스프링과 점성 댐퍼를 사용하는 방진시스템의 경우, 힘 전달률(transmissibility) TR과 주파수비(frequency ratio) r 사이에는 Fig. 7과 같은 관계가 성립하며 아래 관계식으로 나타낼 수 있다⁽¹⁷⁾.

$$TR = \frac{\sqrt{1+(2\zeta r)^2}}{\sqrt{\{1-r^2\}^2 + (2\zeta r)^2}}$$

$$r = \frac{f}{f_n}$$

$$\zeta = \frac{C_{tot}}{2\sqrt{MK_{tot}}}$$
(12)

f_n 은 고유 진동수, f 는 가진 주파수, ζ 는 댐핑계수(damping ratio)이다. M 은 프레스의 질량, K_{tot} 는 방진시스템의 총 스프링 상수, C_{tot} 는 방진시스템의 총 댐핑 상수(damping constant)이다. 전달률이 1보다

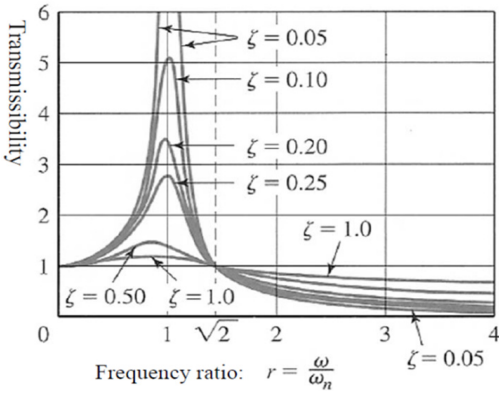


Fig. 7 Relationship between transmissibility and frequency ratio

작아야 방진작용을 하므로 주파수비 r 은 $\sqrt{2}$ 보다 커야 한다. 즉 가진 주파수는 고유 진동수의 $\sqrt{2}$ 배 보다 커야 한다. 프레스의 경우 크랭크샤프트의 1초당 회전수는 고유 진동수의 $\sqrt{2}$ 배 보다 커야 한다.

프레스의 질량은 $M = 7500 \text{ kg}$ 이다. 크랭크샤프트의 회전속도는 1200 r/min 이므로 가진 주파수는 $f = 20 \text{ Hz}$ 이다.

댐핑계수는 $\zeta = 0.1$ 이고 전달률 $TR = 0.03$ 인 방진 시스템을 설계하고자 한다. 식 (12)를 이용하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$0.03 = \frac{\sqrt{1+(2 \times 0.1 \times r)^2}}{\sqrt{\{1-r^2\}^2 + (2 \times 0.1 \times r)^2}}, \quad r = 8$$

3.2 코일 스프링의 설계

주파수비는 $r = 8$ 이므로, 식 (12)를 이용하면

$$r = \frac{f}{f_n}, \quad 8 = \frac{20}{f_n}, \quad f_n = 2.5 \text{ Hz}$$

$f_n = 2.5 \text{ Hz}$ 로부터 방진시스템의 총 스프링상수 K_{tot} 를 구할 수 있다. 프레스의 질량 $M = 7500 \text{ kg}$ 을 이용한다.

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{tot}}{M}}, \quad 2.5 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{tot}}{7500}}$$

방진시스템의 총 스프링상수가 $K_{tot} = 1.851 \times 10^6 \text{ N/m}$ 이 되도록 코일 스프링을 설계한다. Fig. 8에 코 스프링의 치수에 대한 정의를 표시하였다⁽¹⁸⁾. 코일 스프링

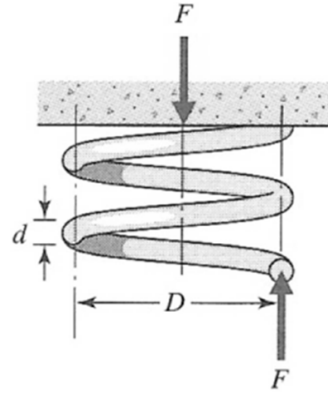


Fig. 8 Definitions for coil spring dimension

1개의 스프링 상수 k 는 다음 식으로 주어진다.

$$k = \frac{Gd^4}{8N_a D^3} \tag{13}$$

여기서, N_a 는 유효 턴수(number of effective turns)이고 G 는 스프링강의 shear modulus로서 보통 $G = 7.9 \times 10^4 \text{ N/mm}^2$ 이다. 제작한 방진시스템은 Fig. 9에 제시하였다. Fig. 9에는 4개의 프레스 다리(leg) 아래에 각각 설치되는 방진시스템 1개와 단위 스프링 2개를 제시하였다. Fig. 9(b)에 제시된 큰 스프링의 경우 $d = \phi 8$, $D = \phi 63$, $N_a = 7$ 이다. 큰 스프링 1개의 스프링상수 k_l 는 $23\,109 \text{ N/m}$ 이다. 작은 스프링의 경우 $d = \phi 6.5$, $D = \phi 40$, $N_a = 9$ 이다. 작은 스프링 1개의 스프링상수 k_s 는 $30\,603 \text{ N/m}$ 이다.

작은 스프링 1개와 큰 스프링 1개를 병렬 조합한 스프링 1쌍의 스프링상수는 $k_{pair} = 53\,712 \text{ N/m}$ 이다. Fig. 9(a)에 제시된 1개의 방진시스템에는 8쌍의 스프링이 설치된다. 4개 방진시스템의 실제 총 스프링상수는 $K_{tot} = 1.718 \times 10^6 \text{ N/m}$ 이므로 목표료 한 $K_{tot} = 1.851 \times 10^6 \text{ N/m}$ 보다 7% 정도 작다. 이것은 고유 진동수를 낮추고 주파수비를 증가시키므로 전달률은 더 낮아진다. 프레스의 정적처짐량 δ_{st} 는 다음과 같이 계산된다.

$$\delta_{st} = \frac{Mg}{K_{tot}} = \frac{7500 \times 9.8}{1.718 \times 10^6} = 0.043 \text{ m} = 43 \text{ mm}$$

3.3 점성 댐퍼의 설계

댐핑계수 $\zeta = 0.1$ 인 점성 댐퍼를 설계/제작한다. 제작한 점성 댐퍼의 구조를 Fig. 10에 제시하였다.



(a) One of 4 isolation systems installed underneath the 4 legs of the press. A viscous damper is located at the center and using silicone oil

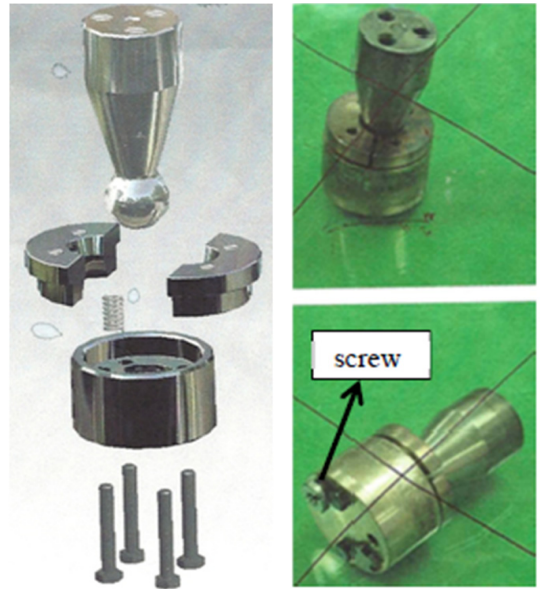


(b) Unit springs

Fig. 9 Vibration isolation system

점성이 있는 실리콘 오일 내에서 작동한다. Fig. 10(a)에 제시하였듯이 구형조인트(spherical joint)는 반드시 필요하다. 프레스는 수직방향의 직선 운동뿐만 아니라 회전운동과 수평방향의 직선 운동도 동시에 수행하기 때문이다. Fig. 10(b)에 표시된 스크류(screw)를 시계방향으로 돌리면 내부에 있는 오리피스(orifice)의 직경이 감소하여 댐퍼의 댐핑상수 C 는 증가한다. 스크류를 반시계방향으로 돌리면 오리피스의 직경이 증가하여 댐핑상수 C 는 감소한다. 댐핑상수 C 의 조절이 용이하므로 댐핑계수 ζ 의 조절 또한 용이하도록 설계되었다. 식 (12)로부터 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\zeta = \frac{C_{tot}}{2\sqrt{MK_{tot}}}, \quad 0.1 = \frac{C_{tot}}{2\sqrt{(7500)(1.718 \times 10^6)}}$$



(a) 3D CAD model

(b) Manufactured viscous damper

Fig. 10 Viscous damper

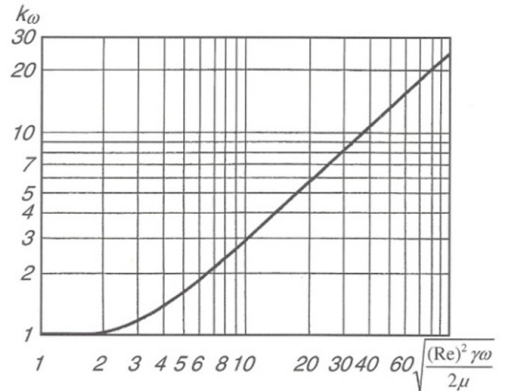


Fig. 11 Frequency-dependent coefficient k_w

r : Specific weight of the fluid

μ : Dynamic viscosity

Re : Reynolds number

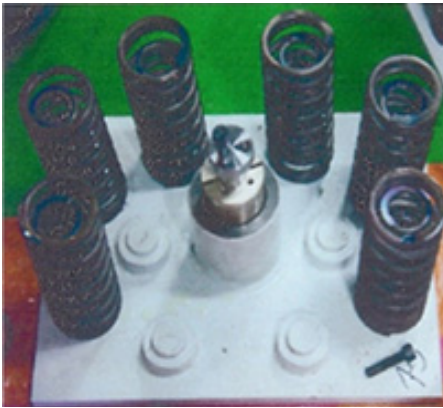
ω : Frequency in rad/s

$C_{tot} = 22\,702 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 가 되도록 Fig. 10(b)에 표시된 스크류를 돌려서 오리피스의 면적을 조절하여야 한다. C_{tot} 는 방진시스템 4개의 전체 댐핑상수이다. 방진시스템 1개의 댐핑상수 C 는 $C = C_{tot}/4 = 5676 \text{ N}\cdot\text{s/m}$ 의 값을 가져야 한다.

오리피스를 통과하는 유체의 저항력을 결정하는



(a) High-speed press system



(b) Vibration isolation system

Fig. 12 Manufactured system

댐핑상수 C 는 레이놀즈수(Reynolds number)가 2000 이하일 때 다음 식으로 주어진다⁽¹⁵⁾.

$$C = \frac{8\pi k_w l}{A} \tag{14}$$

l 과 A 는 각각 오리피스 길이와 단면적이다. k_w 는 주파수에 의존하는 상수이며 Fig. 11에 제시하였다. 식 (14)를 적용하면 $\zeta = 0.1$ 을 만족하는 오리피스의 단면적을 결정할 수 있다.

Fig. 12에는 제작한 고속프레스와 방진시스템을 제시하였다.

4. 결 론

라그랑지 기구학 및 동역학 이론을 이용하여 복잡한 메커니즘으로 이루어진 고속프레스의 다이나믹 언밸런스를 최소화하였다. 고속프레스의 메인프레임으로 전달되는 다이나믹 언밸런스를 수식화한 후, 컴퓨터프로그램을 작성하여 계산하였다. 프레스의 기구학 메커니즘을 분석하여 효율적인 다이나믹 밸런싱을 진행하였다. 다이나믹 밸런싱 결과를 토대로 도면을 설계하였으며 저진동 고속프레스를 제작하였다.

개별 링크들은 0.005 mm 미만의 정밀도로 가공하였으며 누적공차를 최소화하는 가공기술을 적용하여 우수한 성능의 링크 타입 고속프레스를 제작하였다.

고속으로 운전하는 프레스에서 바닥으로 전달되는 진동력을 최소화하기 위하여 방진시스템을 제작하였다. 코일 스프링과 점성 댐퍼를 최적 설계함으로써 바닥으로 전달되는 진동력의 97%를 흡수하는 방진 시스템 제작이 가능함을 증명하였다.

References

- (1) Kochev, I., 2007, General Method for Full Force Balancing of Spatial and Planar Linkages by Internal Mass Redistribution, Mechanism and Machine Theory, Vol. 22, No. 4, pp. 333~341.
- (2) Berkof, R. S. and Lowen, G. G., 1971, Theory of Shaking Moment Optimization of Force-Balanced 4-Bar Linkages, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 93, No. 1, Series B, pp. 53~60.
- (3) Bagci, C., 1979, Shaking Force Balancing of Planar Linkages with Force Transmission Irregularities Using Balancing Idler Loops, Mechanism and Machine Theory, Vol. 14, No. 4, pp. 267~284.
- (4) Lowen, G. G., Tepper, F. R. and Berkof, R. S., 1983, Balancing of Linkages - An Update, Mechanism and Machine Theory, Vol. 18, No. 3, pp. 213~220.
- (5) Kim, C., Lee, B., Kim, D. and Jung, I., 2005, Element Design of Balancing Shaft for Reducing the Vibration in Engine Module, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 11, pp. 1268~1275.

(6) Rivin, E. I., 1995, New Designs of Vibration Isolating Mountings and Carpets, Russian Engrg. Journal No. 2, pp. 48~53.

(7) DeBra, D. B., 1992, Vibration Isolation of Precision Machine Tools and Instrument, Annals of the CIRP, Vol. 41, No. 2, pp. 711~718.

(8) Crede, C. E. and Ruzicka, J. E., 2002, Harris' Shock and Vibration Handbook, McGraw Hill.

(9) Vibration Control, 2000, Newport Corp. Catalog.

(10) Bulletin KDC/2, 2000, Korfund Dynamics Co.

(11) DeBra, D. B., 1984, Design of Liminar Flow Restrictors for Damping Pneumatic Vibration Isolators, Annals of the CIRP, Vol. 33, No. 1, pp. 533~541.

(12) De Gaspari, J., 2002, Hot Stuff, Mechanical Engineering, No. 12, pp. 32~35.

(13) Crede, C. E., 1961, Application and Design of Isolators, Shock and Vibration Handbook, Vol. 2, McGraw Hill, N.Y.

(14) Harris, B., 1980, Little Known Facts Affecting Teflon Fabric Bearing Life, SAE Paper 800676.

(15) Rivin, E. I., 2003, Passive Vibration Isolation, ASME Press, N.Y.

(16) Shabana, A. A., 2001, Computational Dynamics, 2nd Ed., John Wiley & Sons, Inc., New York.

(17) Rao, S. S., 2011, Mechanical Vibrations, 5th Ed., Prentice Hall, Inc.

(18) Juvinal, R. C. and Marshek, K. M., 2000, Fundamentals of Machine Component Design, 3rd Ed., John Wiley & Sons, Inc., New York.



Chel-Jea Jeong received B.S. degree from Soong-sil University in 2001. He then received his M.S degree from Korea Polytechnic University in 2004. He is currently a general manager at Production Dpt., SAMDO PRESS Co., Ltd.. His research interests are structural and dynamic analyses for various types of presses.



Gi-Yong Hyeon received B.S. degree from Korea Polytechnic University in 2004. He is currently a general manager at Technical Research Center, SAMDO PRESS Co., Ltd.. His research interests are precision manufacturing technology.



Min Ryoo received B.S. degree from Korea Polytechnic University in 2003. He is currently a manager at Technical Research Center, SAMDO PRESS Co., Ltd.. His research interests are material technology and precision machine design techniques.



Jin Sung Suh received B.S. degree from Seoul National University in 1985. He then received his M.Sc. and Ph.D. degrees in 1987 and 1998 from University of Southampton, U.K. In 2000, he started his academic professional career in the department of mechanical engineering, Korea Polytechnic University. His research interests are noise control, vibration measurement technique, vibration isolation, and machinery dynamics.