

세탁기의 진동 감소를 위한 밸런서 개발

Development of Balancer for Reduced Vibration of Washing Machine

폴 위즈바, 웨이지아 카오(ETI Inc.,Canada), 박 찬우*, 박 정수, 김 형균(삼성전자)

Paul Wierzba, Weijia Cao(ETI Inc.,Canada), C.W.Park, J.S.Park, H.K.Kim (Samsung Electronics Co.)

Ball balancers belong to a kind of automatic balancers often referred to as direct balancer or passive mass systems. In such systems the balancing is achieved with free masses.

One of the most prevalent problems encountered in washing machines is the vibration during spin cycle. The primary cause of this vibration is mass unbalance associated with non uniform distribution of clothes. Front loading type machine of European style, especially, has inherent unbalance mass due to its shape and this then makes the vibration worse than top loading type machine, which is more popular in Korea. Since the mass distribution of clothes is random and can not be predicted in advance, direct automatic balancers appear to be the only feasible alternative. The results from computer simulation and experimental testing will be presented together with stability implications.

Key Words : Rotordynamics(회전체역학), Vibration(진동), Washing Machine(세탁기), Stability(안정성)

1. 서론

현재 국내에서는 유럽형 세탁기(일명 드럼 세탁기)의 수요가 점점 증가하고 있다 (Fig. 1).

이 형식의 세탁기는 세탁 성능이 우수하고 물의 소비가 적은 장점을 갖고 있음에도 불구하고 탈수시 세탁물이 항상 불평형 질량(unbalance mass)으로서 작용하는 구조이므로 탈수시 진동과 소음이 기존의 세탁기에 비해서 과도한 단점을 갖고 있다⁽¹⁾.

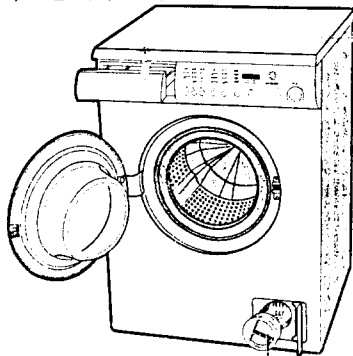


Fig. 1 Front loading washing machine

이런 단점을 개선하기 위해서 무게가 20 kg 정도되

는 중량물을 부착하여 진동을 억제하였으나 진동 감소효과는 크지 않다⁽¹⁾⁽²⁾.

그래서 불평형 질량의 발생량을 감소 시키려고 모터 제어에 중점을 두고있으나 이 경우에는 모터 제어장치가 추가되어 가격이 상승한다.

유럽형 세탁기가 가진 이런 단점을 극복하기 위해서는 불균형이 존재하는 회전축의 진동을 감소시키는 값싸고 구조가 단순한 밸런서의 개발이 필요하다.

지금까지 회전체의 진동 감소를 위해서 연구된 밸런서는 수동형(passive) 밸런서와 능동형(active) 밸런서가 있으나⁽³⁾ 세탁기는 불평형량의 크기와 위치가 항상 바뀌는 특성을 가지고 있으며 이 변화에 따른 밸런싱이 필요하므로 수동형 밸런서가 사용되어야 한다. 수동형 밸런서중에서 불밸런서는 액체 밸런서에 비교해서 밸런싱 효과가 가장 좋고 구조가 단순하다.

불 밸런서는 일반적으로 Fig. 2 와 같은 구조를 가지고 있다. 즉 자유롭게 구르면서 불평형량의 반대 방향에서 균형을 이루는 보상 질량과 이 불이 운동할 수 있는 홈 그리고 불의 운동에 윤활 작용을 하는 액체로 구성 되어있다. 불 밸런서에 관한 연구는 1932년 Thearl 에 의해 최초로 수행되었으며⁽⁴⁾ 1950 년대 이후 소련에서 많은 연구가 수행 되었다⁽⁵⁾.

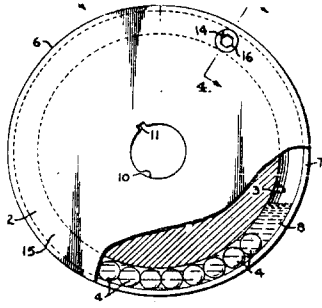


Fig. 2 Typical ball balancer

그리고 Lee에 의해서 볼밸런서의 거동 및 안정성 판정에 관한 연구가 수행되었으나⁽²⁾ 등방성지지 구조를 가진 회전축의 평면 운동해석에 국한되었다.

최근에는 비등방성 지지구조를 가진 회전축에 볼밸런서를 장착하여 안정성 판별 및 운동 해석을 수행하였다⁽³⁾.

본 연구에서는 밸런싱 효과가 좋고 구조가 단순한 볼밸런서를 개발하여 유럽형세탁기에 적용해서 진동 및 소음을 감소시켰다.

2. 이론

2.1. Lagrange 방정식

볼밸런서를 장착한 세탁기의 거동을 해석하기 위하여 다음과 같은 Lagrange 방정식을 이용하여 운동 방정식을 유도하였다.

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i \quad (1)$$

여기에서 T 는 운동 에너지 (kinetic energy) 그리고 q_i 는 일반 좌표 (generalized coordinate), Q_i 는 일반 힘 (generalized force) 이다.

1) 운동 에너지

운동 에너지는 세탁기를 구성하는 주요 부품인 세탁조 (tub), 탈수통 (spin basket), 그리고 불균형 질량, 부가 질량 (added mass), 보상 질량 (compensating mass : ball)에 대하여 각각 병진 운동에너지와 회전 운동 에너지를 구하였다. 각각의 운동에너지를 합친 전체

운동에너지는 다음과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \dot{q}^T B \dot{q} \quad (2)$$

일반화 좌표의 벡터 q^T 는 다음과 같이 표시된다.

$$q^T = [X_0, Y_0, Z_0, \phi_1, \phi_2, \phi_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \theta_1, \dots, \theta_n]$$

각각의 보상 질량의 좌표는 탈수통에 대하여 1 자유도를 갖는 θ_i 로 나타내었다. ϕ 는 세탁조를 제외한 다른 부품의 Bryant 각이며 φ 는 세탁조의 Bryant 각이다.

B 는 일반화 관성 행렬식이며 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} [B_{11}] & [B_{12}] & [B_{13}] & \dots & [B_{19}] & [B_{1,10}] & \dots & [B_{1,n+8}] \\ [B_{21}] & [B_{22}] & [0] & \dots & [0] & [0] & \dots & [0] \\ [B_{31}] & [0] & [B_{33}] & \dots & [B_{39}] & [B_{3,10}] & \dots & [B_{3,n+8}] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ [B_{91}] & [0] & [B_{93}] & \dots & [B_{99}] & [0] & \dots & [0] \\ [B_{10,1}] & [0] & [B_{10,3}] & \dots & [0] & [B_{10,10}] & \dots & [0] \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ [B_{n+8,1}] & [0] & [B_{n+8,3}] & \dots & [0] & [0] & \dots & [B_{n+8,n+8}] \end{bmatrix} \quad (3)$$

위 행렬식의 각각의 요소는 다음과 같다.

$$[B_{11}] = (M_t + M_b + M_{ib} + M_{ad} + \sum_{i=1}^n m_i) E_{3 \times 3}$$

$$[B_{22}] = \bar{A}^T (J_t + M_t \bar{u}_t^T \bar{u}_t + M_{ad} \bar{u}_{ad}^T \bar{u}_{ad}) \bar{A}$$

$$[B_{33}] = A^T (J_b + M_b \bar{u}_b^T \bar{u}_b + M_{ib} \bar{u}_{ib}^T \bar{u}_{ib} + \sum_{i=1}^n m_i (\bar{u}_i^T \bar{u}_i + \frac{\chi^2 d_i^2}{10} E_{3 \times 3})) A$$

$$[B_{12}] = [B_{21}]^T = -\bar{T} (M_t \bar{u}_t + M_{ad} \bar{u}_{ad}) \bar{A}$$

$$[B_{13}] = [B_{31}]^T = -T (M_b \bar{u}_b + M_{ib} \bar{u}_{ib} + \sum_{i=1}^n m_i \bar{u}_i) A$$

$$[B_{1k}] = [B_{1k}]^T = m_i T S_i$$

$$[B_{3k}] = [B_{1k}]^T = m_i A^T (\bar{u}_i^T S_i + \frac{\chi^2 d_i R_o}{5} I_z)$$

$$[B_{kk}] = m_i R_o^2 (1 + \frac{2\chi^2}{5}) E_{3 \times 3}$$

여기에서 T 와 A 는 Bryant 각으로 표현된 좌표변환 행렬식이며 \bar{u} 는 위치벡터에 해당하는 비례

칭 행렬식이다.

또 $M_i, M_b, M_{at}, M_{ib}, m_i$ 는 각각 세탁조, 달수통, 불평형질량, 부가질량, 보상 질량의 무게이다.

$$T = \begin{bmatrix} c\phi_2 c\phi_3 & -c\phi_2 s\phi_3 & s\phi_2 \\ c\phi_1 s\phi_3 + s\phi_1 s\phi_2 c\phi_3 & c\phi_1 c\phi_3 - s\phi_1 s\phi_2 s\phi_3 & -s\phi_1 c\phi_2 \\ s\phi_1 s\phi_3 - c\phi_1 s\phi_2 c\phi_3 & s\phi_1 c\phi_3 + c\phi_1 s\phi_2 s\phi_3 & c\phi_1 c\phi_2 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$A = \begin{bmatrix} c\phi_2 c\phi_3 & s\phi_3 & 0 \\ c\phi_2 s\phi_3 & c\phi_3 & 0 \\ s\phi_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

이 때 $c\phi_1 = \cos\phi_1$ $s\phi_1 = \sin\phi_1$ 이다
그리고 \bar{T} 와 \bar{A} 는 다음과 같다.

$$\bar{T} = \begin{bmatrix} \alpha\phi_2 \alpha\phi_3 & -\alpha\phi_2 s\phi_3 & s\phi_2 \\ \alpha\phi_1 s\phi_3 + s\phi_1 s\phi_2 \alpha\phi_3 & \alpha\phi_1 c\phi_3 - s\phi_1 s\phi_2 s\phi_3 & -s\phi_1 \alpha\phi_2 \\ s\phi_1 s\phi_3 - \alpha\phi_1 s\phi_2 \alpha\phi_3 & s\phi_1 c\phi_3 + \alpha\phi_1 s\phi_2 s\phi_3 & \alpha\phi_1 \alpha\phi_2 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} c\phi_2 c\phi_3 & s\phi_3 & 0 \\ c\phi_2 s\phi_3 & c\phi_3 & 0 \\ s\phi_2 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

이 때 $c\phi_1 = \cos\phi_1$ $s\phi_1 = \sin\phi_1$ 이다
또 \bar{u} 는 다음과 같다.

$$\bar{u} = \begin{bmatrix} 0 & -z & y \\ z & 0 & -x \\ -y & x & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기서 x, y, z 는 상대 좌표에서 무게 중심의 위치이다.
그리고 J_x 와 J_y 는 세탁조와 달수통의 관성 텐서이다.

$$J = \begin{bmatrix} J_{xx} & -J_{xy} & -J_{xz} \\ -J_{yx} & J_{yy} & -J_{yz} \\ -J_{zx} & -J_{zy} & J_{zz} \end{bmatrix} \quad (9)$$

S_i^T 는 다음과 같이 정의된 벡터이다.

$$S_i^T = [-R_o \sin\theta_i, R_o \cos\theta_i, 0] \quad (10)$$

R_o 는 불이 운동하는 축의 반경이고, θ_i 는 불의 위치이다.

2) 위치 에너지

세탁조를 지지하고 있는 스프링의 위치에너지는 다음과 같다.

$$V_s = \sum_i \frac{1}{2} k_i [\sqrt{r_{i1} \cdot r_{i1}} - l_o^2] \quad (11)$$

여기에서 k_i 는 i 번째 스프링의 강성계수이고
 l_o 는 이 스프링의 초기 길이이다.

중력에 의한 위치에너지는 다음과 같다.

$$V_G = (M_i + M_b + M_{at} + M_{ib} + \sum_{i=1}^n m_i)(r + Tu)I_z' \quad (12)$$

3) 소산 함수 (Dissipation Function)

세탁기 완충장치의 소산 함수는 다음과 같다

$$F_{ab} = \frac{1}{2} C \dot{q}_i^T D \dot{q}_i \quad (13)$$

여기에서 C 는 완충 장치의 감쇄계수이다.
보상 질량의 소산 함수는 다음과 같다.

$$F_b = \frac{1}{2} \sum (\alpha\pi \frac{d_j^2}{4})(R\dot{\theta}_j)^2 \quad (14)$$

2.2 운동 방정식

Lagrange 방정식에서 식(1)에 운동 에너지에 관한 식(2)를 대입하면 다음과 같은 운동 방정식을 얻는다.

$$b_y \ddot{q}_j + c_y \dot{q}_j = Q_j \quad (15)$$

윗식에서 c_y 는 다음과 같다.

$$c_y = \frac{\partial b_y}{\partial q_k} \dot{q}_k - \frac{1}{2} \frac{\partial b_y}{\partial q_i}$$

식(14)의 우변 Q 는 다음과 같다.

$$Q_i = -\frac{\partial V}{\partial q_i} - \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_i} \quad (16)$$

여기에서 V 는 위치 에너지 (potential energy)이며 식(11), (12)를 그리고 F 는 소산 함수 (dissipation function)이며 식(13) (14)를 대입한다. 식(15)를 행렬식 형태로 쓰면 다음과 같다.

$$B \ddot{q} + C \dot{q} = Q \quad (17)$$

윗 식을 다시쓰면 다음과 같다.

$$\ddot{q} = B^{-1}(Q - C\dot{q}) \quad (18)$$

이 식을 다음과 같이 변형하여 수치 해석으로 해를 얻는다.

$$\begin{aligned} \dot{p} &= -B^{-1}Cp + B^{-1}Q \\ \dot{q} &= p \end{aligned} \quad (19)$$

본 논문에서는 Runge-Kutta 법을 이용하여 윗식의 해를 구하였다.

Fig. 3은 탈수통에서 정의된 좌표축을 보여주고 있다.

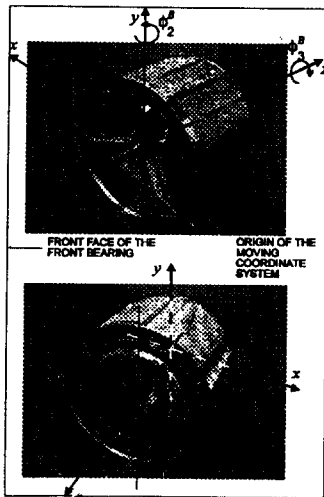


Fig. 3 Definition of generalized coordinate for the spin basket

3. Simulation

앞에서 유도한 운동 방정식을 이용하여 세탁기의 거동을 해석 하였다.

Fig. 4는 볼 밸런서가 없는 세탁기의 터브의 진동을 보여 주고 있다. 초기 상태의 진동이 정상 상태에도 계속 유지되는 것을 알 수 있다.

Fig. 5는 볼 밸런서가 장착된 세탁기의 터브의 진동을 보여 주고 있다. 초기에는 약간의 진동이 있으나 정상 상태에서는 거의 진동이 없다. 그래서 이 경과들을 비교하면 비교 하면 볼밸런서에 의한 진동 감소 효과를 알 수 있다.

이와 같은 시뮬레이션은 세탁기의 진동계를 구성하는 부품의 특성과 맞는 밸런서를 최적 설계하는데 이용된다.

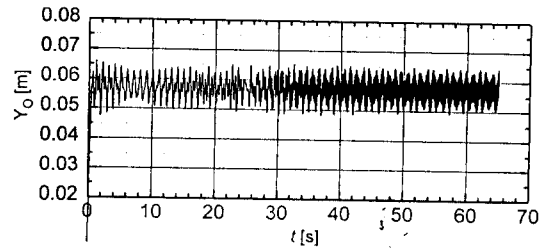


Fig. 4 Vibration of original machine

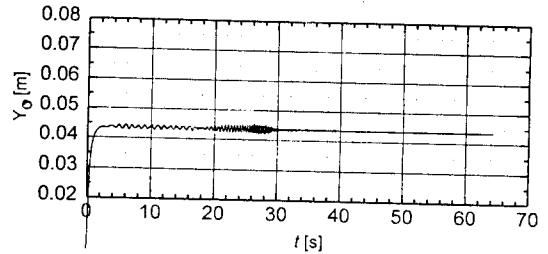


Fig. 5 Vibration of machine with ball balancer

4. 안정성 판별

비 대칭성 지지구조를 갖는 회전축의 안정성을 판별하기 위하여 다음과 같은 식을 이용하였다⁽⁶⁾.

$$\begin{aligned} \omega &\in (0, \omega_1), \quad \omega \in (\omega_{I-II}, \omega_{II}) \\ \omega &\in (0, \omega_1), \quad \omega \in (\omega_{1-2}, \omega_2) \end{aligned} \quad (20)$$

회전수 ω 가 식(20)을 만족할 때 이 시스템은 불안정한 거동을 보인다.

식(20)에서 회전축의 임계 회전수는 다음과 같다.

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2k_x}{M}}, \omega_2 = \sqrt{\frac{2k_y}{M}}, \omega_I = \sqrt{\frac{k_x l^2}{2I}}, \omega_{II} = \sqrt{\frac{k_y l^2}{2I}} \quad (21)$$

여기에서 ω_1, ω_2 는 cylindrical whirl의 임계회전수이고 ω_I, ω_{II} 는 conical whirl의 임계회전수이다.

그리고 k, M, I, l 은 각각 강성, 질량, 관성모멘트 및 지지점간 거리이다.

그리고 평균 임계 회전수 ω_{I-2} 과 ω_{I-II} 는 각각 다음과 같이 정의 된다.

$$\omega_{I-2} = \sqrt{\frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{2}}, \quad \omega_{I-II} = \sqrt{\frac{\omega_I^2 + \omega_{II}^2}{2}} \quad (22)$$

Fig. 6 은 불밸런서를 장착한 로터의 변위를 보여준다. 이 로터는 (0-380), (500-600), (910-1250) rpm 에서 불안정한 영역을 갖고 있으며 식(20)에서 예상한 불안정 영역인 (0-350), (460-600), (890-1200) rpm 과 거의 일치 한다.

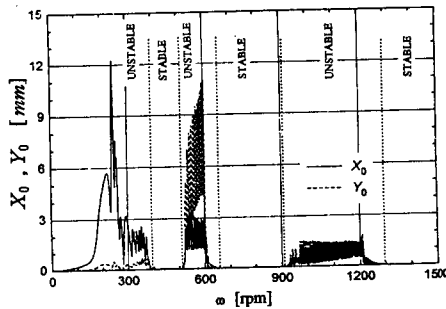
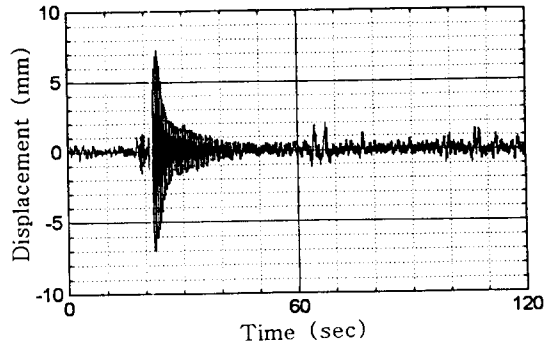


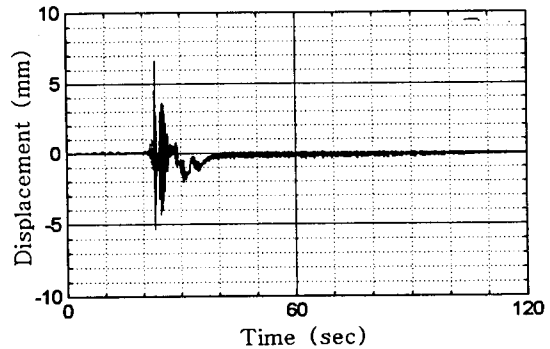
Fig. 6 Displacement of rotor with 2 balancers

5. 실험

불밸런서를 적용한 세탁기의 진동 해석 결과와 실험 결과를 Fig.7 에서 볼 수 있다. 해석 결과와 실험 결과는 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 그리고 소음을 측정 한 결과 기존 세탁기는 62 dB이고 불밸런서를 적용한 세탁기는 53 dB이다.



(a) Computed result



(b) Measured result

Fig. 7 Comparison of computed and measured response of washing machine

6. 결론

유럽형 드럼세탁기의 진동과 소음을 감소시키기 위하여 불밸런서를 적용한 세탁기의 운동을 해석하고 이 결과를 이용해서 최적 설계된 불밸런서를 적용하여 다음과 같은 효과를 얻었다.

- 1) 불밸런서를 적용한 세탁기는 기존 세탁기에 비해서 진동이 9 mm에서 0.8mm 로 90% 이상 감소하였으며 소음도 62 dB에서 53 dB로 감소하였다.
- 2) 세탁기의 진동을 억제하기 위하여 장착되었던 증량물을 제거하여 세탁기의 무게가 18kg 정도 감소하였다

7. Reference

1. D.C. Conrad, " On the Problem of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machines," J. of Sound and Vib.,pp. 301-314, 1995.
2. P.Wierzba,W.Cao,J.S.Park, "Automatic Balancing of a Three Dimensional Rigid Rotor System; Application to Washing Machine," Proc. 15 th Machinery Vibration Seminar, pp.163-172, Canadian Machinery Vibration Association, 1996.
3. J.K. Lee, "Theoretical and Experimental Analysis of Self-Compensating Dynamic Balancer in a Rotating Mechanism," Ph.D Thesis, Univ. of Utah, 1993.
4. E.L. Thearl, " A New Type of Dynamic Balancing Machine," Trans. ASME, Vol.53, p.131, 1932
5. Y.V.Agafonov, "Study of Ball-Type Automatic Balancer of Rotor System on Anisotropic Flexible Supports," Mashinovedenie, Vol. 5, pp.111-113, 1985.