

< 논 문 >

볼 자동균형장치를 채용한 드럼세탁기의 모델링 및 동적 거동 해석

Modeling and Dynamic Analysis of a Front Loaded Washing Machine with Ball Type Automatic Balancer

이 준 영* · 조 성 오** · 김 태 식** · 박 윤 서**

Jun-Young Lee, Sung-O Jo, Tae-Sig Kim and Yoon-Ser Park

(1998년 3월 26일 접수 ; 1998년 6월 9일 심사완료)

Key Words : Ball(볼), Automatic Balancer(자동균형장치), Virtual Prototype(가상모형), Modeling(모델링) Equation of Motion(운동방정식), Phase Angle(위상각), Friction(마찰)

ABSTRACT

Ball type automatic balancer is used to reduce the vibration caused by unbalance of rotor. In this study, A analytic modeling of a front loaded washing machine with ball type automatic balancer has been suggested theoretically and ADAMS has been used to analyze the dynamic characteristics of automatic balancer. It is found from simulation and experimental results that the automatic balancer suppress the steady state vibration of washing machine effectively. The test results match with the simulation results of ADAMS, thereby the dynamic model of ADAMS can be used as virtual prototype to predict the vibration characteristics which could be changed by the modification of design variable and can reduce the design cycle sharply. To maximize the balancing effect of automatic balancer, the friction between balls and race and the deviation between geometric center and rotation center of drum need to be minimized and the optimum design for the stiffness of flange shaft and the angular acceleration of drum should be achieved.

기 호 설 명

M : 볼 및 불균형질량을 제외한 드럼세탁기
의 현가시스템 질량

m_0 : 불균형 질량

m_i : i 번째 볼의 질량

R : 볼의 회전 반경

r : 불균형질량의 회전 반경

c : 댐퍼의 점성 감쇠 계수

k : 스프링 상수

ϕ_i : i 번째 볼의 회전각

ψ : 불균형 질량의 회전각

n : 볼의 갯수

D : 볼에 작용하는 회전 점성감쇠계수 (rotational
viscous damping coefficient)

S : 드럼의 기하학적 중심

g : 중력 가속도

μ : 볼과 레이스 사이의 마찰계수

X, O, Y : 고정 좌표계

* 정회원, 삼성전자(주) 생활시스템연구소

** 삼성전자(주) 생활시스템연구소

1. 서 론

최근 소비자의 생활수준의 향상으로 안락하고 조용한 생활 환경에 대한 욕구가 높아짐에 따라 세탁기를 비롯한 가전제품의 저소음, 저진동에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

현재 사용되고 있는 세탁기는 크게 세탁물을 위에서 투입하는 탑 로딩(top loading) 방식의 펄세이더형(Pulsator type) 세탁기와 세탁물을 앞에서 투입시키는 프런트 로딩(front loading) 방식의 드럼세탁기로 나눌 수 있다.

현재 국내에 가장 많이 보급된 세탁기는 펄세이더형으로서 유럽에서 주종을 이루는 드럼세탁기에 비해 가격면에서는 싸지만, 물소비량이 훨씬 많기 때문에 최근에 문제가 되는 물 부족 현상을 악화시킬 뿐 아니라, 환경에 악영향을 끼치고 있다. 따라서 수도료의 인상과 더불어 환경에 대한 관심이 고조되면서 유럽형 드럼세탁기의 수요가 높아지고 있다.

그러나 드럼세탁기는 펄세이더형 세탁기에 비해 구조적으로 진동이 매우 심하기 때문에 그로 인한 소음이 소비자의 주요 불만사항으로 지적되어 왔다. 이러한 진동을 줄이기 위해 지금까지 균형추(balance weight)를 추가하여 중량을 높이거나, 스프링, 댐퍼 또는 방진고무의 최적 설계와 같은 수동적인 방법을 사용하였다. 그러나 최근 탈수도를 높이기 위해 세탁기의 회전속도가 높아짐에 따라 진동 문제는 더욱 심각하게 되었고, 기존의 수동적인 방법으로 진동 저감 효과를 높이는 데에는 한계가 있으며, 제품 경량화 추세에도 역행하기 때문에 보다 적극적인 저감 대책이 필요하게 되었다.

회전체의 진동을 유발시키는 가장 큰 원인은 회전체의 불균형(unbalance)이며, 이를 자동적으로 수정해 주는 장치로 불(ball)을 채용한 자동균형장치(automatic balancer)가 여러 논문^(1~3)에 의해 제안되었다.

자동균형장치는 축의 회전각속도 ω 가 축계의 고유진동수 ω_n 보다 낮을 경우, 편심량과 불의 위상각이 0에 가까워 불이 오히려 불균형을 증대시켜 심한 진동이 발생한다. 그러나 ω 가 ω_n 보다 높을 경우, 편심량과 불의 위상각이 180° 에 가까게 되어 불은 축계의 불균형을 상쇄시켜 진동을 줄이는 역할을 한다.

본 연구에서는 진동저감의 적극적인 방법으로 이러한 원리를 실제로 드럼세탁기에 적용하여 그 효과를 분석하기 위하여 수학적 모델링을 이용한 이론적 해석과 실험을 수행하였다.

또한 최근에는 신상품 출시 경쟁이 치열해지고 있고, 소비자의 욕구에 맞는 제품을 적절한 시기에 출시 해야 하기 때문에, 제품 개발기간의 단축에 대한 업계의 관심이 높아지고 있다. 그러나 기존 제품 개발 방식에선, 설계 후 진동 특성을 검증해 보기 위하여 실험용 모형(mock-up)을 제작한 후, 실험하여 문제가 발생할 경우, 다시 설계에 반영하여 재제작하기 때문에 이로 인한 인적, 물적 손실이 크고, 개발기간 지연의 주요 요인이 되어 왔다.

따라서 최근 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 제품이 생산되기 전에 제품 성능뿐만 아니라 진동특성을 실험하지 않고, 미리 예측할 수 있는 가상모형(virtual prototype) 도입을 적극 추진하고 있다.

이러한 가상모형 기법은 mock-up 제작을 하지 않고서도, 제품의 문제점을 사전에 예측하여, 제품 설계 단계에서 해결할 수 있기 때문에, 양산후 발생될 설계 변경에 따른 시간과 비용낭비의 문제점을 최소화하여 개발기간을 혁신적으로 단축할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 자동균형장치를 채용한 드럼세탁기의 최적 모델링(modeling)을 통해 가상모형을 구축하고, 동적 특성을 파악하기 위하여, 동적 거동 해석 전용 소프트웨어(software)인 ADAMS(Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)를 이용하였다. 또한 설계변수 변경에 따른 진동특성을 파악하여 자동균형장치의 진동저감 효과를 극대화시킬 수 있는 방안을 제시하였다.

2. 자동균형장치의 구조

기존 드럼세탁기의 구조는 Fig. 1과 같고, 앞에서 설명한 자동 균형장치를 채용한 드럼세탁기는 Fig. 2에 개략적으로 나타내었다. Fig. 1과 Fig. 2를 비교해 보면 자동균형장치를 채용한 드럼 세탁기는 상부 균형추(upper balance weight)를 제거하였고, 드럼(drum)에 내측 레이스(inner race)와 외측 레이스(outer race)를 설치하고, 그 레이스 안에 불(ball)과 기름(oil)을 충전한 것을 볼 수 있다. 이와 같은 구조 변경을 통해 제품 중량을 약 10 kg 가량 경량화시킬 수 있었다.

또한 과도상태의 진동을 줄이고, 뱀런싱 효과를

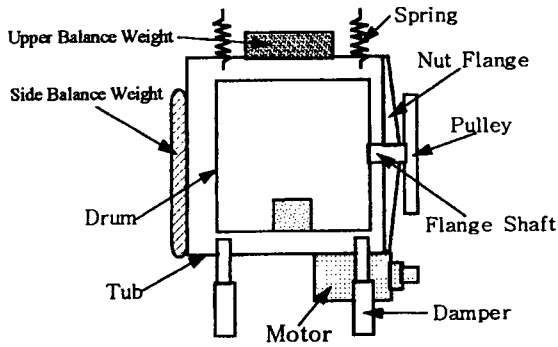


Fig. 1 Structure of existing front loaded washing machine

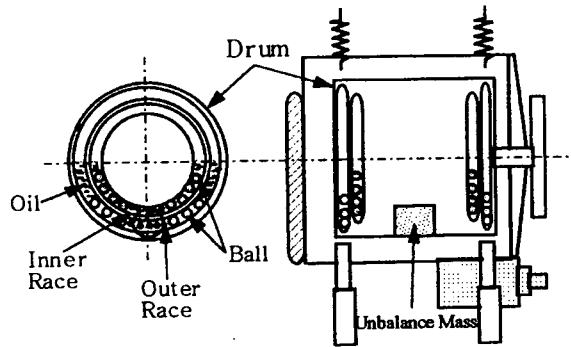


Fig. 2 Structure of new front loaded washing machine with ball type automatic balancer

높이기 위해 레이스를 2개로 하였고, 불균형 질량이 어느 위치에 있어도, 그에 따른 모멘트(moment) 영향에 의한 불균형을 잡아줄 수 있도록 드럼 양쪽에 레이스를 좌우 대칭적으로 설치 하였다. 레이스 안에 충전된 기름은 과도 상태 진동을 억제하기 위해 내측 및 외측 레이스의 점성 계수(viscous coefficient)를 다르게 주었다. 레이스 안의 볼 무게는 실제 세탁시에 평균적으로 발생할 수 있는 불균형을 충분히 잡아 줄 수 있도록 설계하였다.

자동균형장치를 채용한 드럼세탁기 현가시스템의 고유진동수는 약 2.7 Hz였다. 따라서 드럼이 162 rpm(2.7 Hz) 보다 높은 회전각속도를 가질 때, 진동저감효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

3. 이론적 해석

3.1 운동방정식

Fig. 3과 같은 드럼세탁기의 2차원 해석 모델에

대한 운동 방정식을 Lagrange^(5,6) 방법을 통해 유도한다. 해석의 간편성을 위해 이 계의 운동은 XY 평면상으로 한정되어 있고, 볼은 굴림(rolling) 운동을 하지 않고, 미끄럼(sliding) 운동만 하는 것으로 가정한다. 또한 드럼의 회전중심 및 볼과 불균형 질량을 제외한 전체 무게중심은 드럼의 기하학적 중심 S와 일치하고, 스프링과 댐퍼의 위치는 좌우 대칭 한다고 가정한다. 그리고 불균형질량 및 볼의 관성 모멘트 영향은 무시한다.

불균형 질량 m_0 의 질량중심에 대한 위치벡터는 다음과 같다.

$$\rho_0 = (X + r \cos \psi)i + (Y + r \sin \psi)j$$

그 속도벡터는 다음과 같다.

$$\dot{\rho}_0 = (\dot{X} - r\dot{\psi} \sin \psi)i + (\dot{Y} + r\dot{\psi} \cos \psi)j$$

i 번째 볼에 대한 위치벡터는 다음과 같다.

$$\rho_i = (X + R \cos \phi_i)i + (Y + R \sin \phi_i)j$$

그 속도벡터는 다음과 같다.

$$\dot{\rho}_i = (\dot{X} - R\dot{\phi}_i \sin \phi_i)i + (\dot{Y} + R\dot{\phi}_i \cos \phi_i)j$$

계의 운동에너지(kinetic energy)는 다음과 같다.

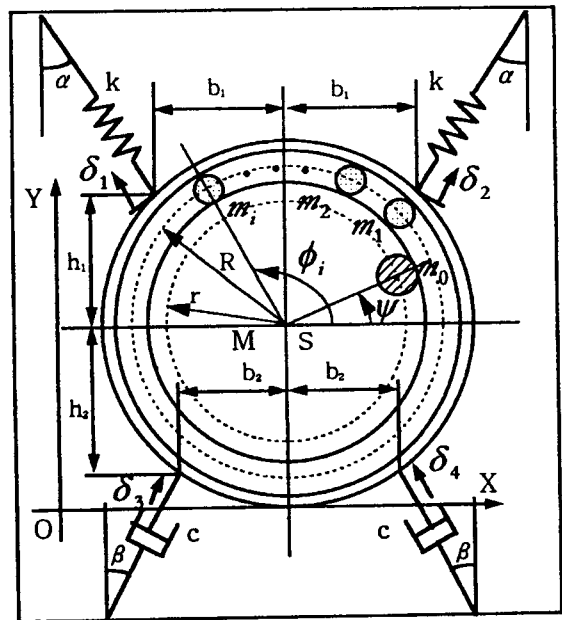


Fig. 3 Dynamic model of a front loaded washing machine to be analyzed

$$T = \frac{1}{2} M(\dot{X}^2 + \dot{Y}^2) + \frac{1}{2} m_0 [(\dot{X} - r\dot{\Psi} \sin \Psi)^2 + (\dot{Y} + r\dot{\Psi} \cos \Psi)^2] + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n m_i [(\dot{X} - R\dot{\phi}_i \sin \phi_i)^2 + (\dot{Y} + R\dot{\phi}_i \cos \phi_i)^2] \quad (1)$$

계의 위치에너지(potential energy)는 스프링에 의한 위치에너지(V_k)와 중력에 의한 위치에너지(V_g)의 합으로 다음과 같이 표현된다.

$$V = V_k + V_g$$

$$V_k = \frac{1}{2} k(\delta_1 - \delta_{st})^2 + \frac{1}{2} k(\delta_2 - \delta_{st})^2 \quad (2)$$

$$V_g = MgY + m_0g(Y + r \sin \Psi) + \sum_{i=1}^n m_i g(Y + R \sin \phi_i)$$

여기서,

$$\delta_{st}(\text{static deflection}) = \frac{(M + m_0 + \sum_{i=1}^n m_i)}{2k \cos \alpha}$$

$$\delta_1 = -X \sin \alpha + Y \cos \alpha$$

$$\delta_2 = X \sin \alpha + Y \cos \alpha$$

이 계에서 감쇠(damping)를 고려하기 위한 Rayleigh 소산함수는 다음과 같다.

$$R = \frac{1}{2} c \dot{\delta}_3^2 + \frac{1}{2} c \dot{\delta}_4^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n D(\dot{\phi}_i - \dot{\Psi})^2 \quad (3)$$

여기서,

$$\dot{\delta}_3 = \dot{X} \sin \beta + \dot{Y} \cos \beta$$

$$\dot{\delta}_4 = -\dot{X} \sin \beta + \dot{Y} \cos \beta$$

진동계에서 일반좌표 항으로 운동방정식을 유도할 수 있는 Lagrange 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_j} = Q_j \quad (4)$$

여기서 Q_j 는 일반화 좌표 q_j 에 대응하는 비보존 일반힘이다.

이 계에서 볼이 접촉되는 면 사이에서 발생하는 마찰을 고려하고, (1), (2), (3)식을 (4)식에 대입하면 다음과 같은 운동방정식이 표현된다.

$$(M + m_0 + \sum_{i=1}^n m_i) \ddot{X} + 2c \sin^2 \beta \dot{X} + 2k \sin^2 \alpha X = m_0 r (\ddot{\Psi} \sin \Psi + \dot{\Psi}^2 \cos \Psi) + \sum_{i=1}^n m_i R (\ddot{\phi}_i \sin \phi_i + \dot{\phi}_i^2 \cos \phi_i) \quad (5)$$

$$(M + m_0 + \sum_{i=1}^n m_i) \ddot{Y} + 2c \cos^2 \beta \dot{Y} + 2k \cos^2 \alpha Y = m_0 r (-\ddot{\Psi} \cos \Psi + \dot{\Psi}^2 \sin \Psi) + \sum_{i=1}^n m_i R (-\ddot{\phi}_i \cos \phi_i + \dot{\phi}_i^2 \sin \phi_i) \quad (6)$$

$$m_i (R^2 \ddot{\phi}_i - R \ddot{X} \sin \phi_i + R \ddot{Y} \cos \phi_i) = -D(\dot{\phi}_i - \dot{\Psi}) - R \mu m_i (R \dot{\phi}_i^2 - \ddot{X} \cos \phi_i - \ddot{Y} \sin \phi_i) \text{sign}(\dot{\phi}_i - \dot{\Psi}) - m_i g R \cos \phi_i \quad (7)$$

여기서, $i = 1, 2, \dots, n$.

운동방정식 (5), (6), (7)로부터 자동균형장치 채용한 드럼세탁기에 대한 동적 거동 특성 파악이 가능하다. 이때 n 은 볼의 갯수를 나타내고 볼이 증가할수록 볼의 갯수만큼 자유도도 증가한다.

3.2 회전계의 균형 상태 해석

이 계가 균형(balancing) 상태가 되기 위해서는 회전계에 작용하는 모든 원심력의 합이 0이 되어야 한다. 따라서 그 상태를 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$m_0 r \dot{\Psi}^2 + \sum_{i=1}^n m_i R \dot{\phi}_i^2 \cos \phi_{i0} = 0 \quad (8)$$

$$\sum_{i=1}^n m_i R \dot{\phi}_i^2 \sin \phi_{i0} = 0 \quad (9)$$

여기서, ϕ_{i0} 는 불균형질량과 i 번째 볼과의 위상각 $\phi_i - \Psi$ 이다.

또한 위 식은 Fig. 4와 같이 회전계에 작용하는 볼의 원심력의 합을 하나의 벡터로 표현하여 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$F_n + F_b \cos \phi_{b0} = 0 \quad (10)$$

$$F_b \sin \phi_{b0} = 0 \quad (11)$$

여기서,

$$F_n = m_0 r \dot{\Psi}^2, F_b = \sqrt{(F_{bx}^2 + F_{by}^2)}$$

$$F_{bx} = \sum_{i=1}^n m_i R \dot{\phi}_i^2 \cos \phi_{i0} \quad (12)$$

$$F_{by} = \sum_{i=1}^n m_i R \dot{\phi}_i^2 \sin \phi_{i0}$$

$$\phi_{b0} = \cos^{-1} \left(\frac{F_{bx}}{F_b} \right)$$

위 식으로부터 회전계가 완벽한 균형 상태에선 불균형질량의 원심력과 볼에 의한 원심력의 합력

벡터 사이의 위상각 ϕ_{b0} 가 180° 가 되어야 합을 알 수 있다.

따라서 그 위상각을 시간에 따라 추적해감으로써 회전계의 균형 상태를 알 수 있다.

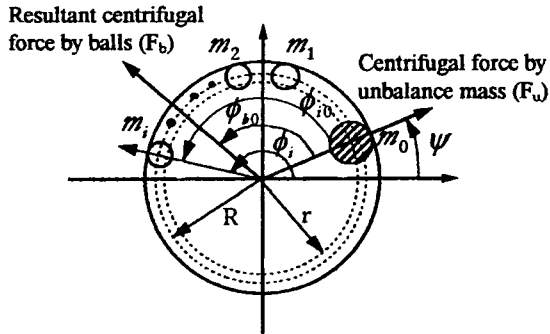


Fig. 4 Centrifugal forces acting on rotor system

4. ADAMS에 의한 해석

위에서 유도된 운동방정식은 2차원 평면상의 운동에 관한 것이고, 모멘트에 의한 영향을 무시하였기 때문에, 실제 드럼세탁기의 동적 특성을 정확히 표현할 수 없다. 따라서 드럼세탁기의 운동을 3차원적으로 유사하게 표현할 수 있고, 설계변수의 변경에 따른 진동 특성을 미리 예측하여, 설계단계에서 그 결과를 반영할 수 있는 가상모형을 구축하기 위해 동적 해석 전용 소프트웨어인 ADAMS를 이용하여 모델링한 후 해석을 수행하였다.

ADAMS의 해석 모델은 Fig. 5와 같다.

실제 드럼세탁기의 내측 레이스(inner race)에는 볼이 34개, 외측 레이스(outer race)에는 15개가 들어 있으나, 해석의 효율성을 높이고자 Fig. 5에서

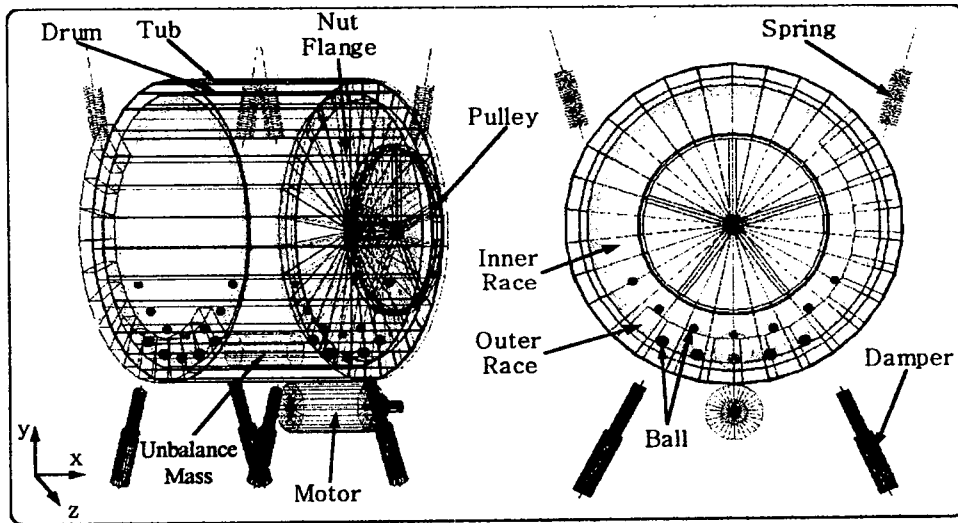


Fig. 5 ADAMS model of a front loaded washing machine

Table 1 Mass properties of parts of washing machine

항목 부품	중량	무게중심 (x,y,z)	Ixx (kg · mm ²)	Iyy (kg · mm ²)	Izz (kg · mm ²)	Ixy (kg · mm ²)	Iyz (kg · mm ²)	Izx (kg · mm ²)
Durm	9.768	53.0, 0.2, -0.2	361467	357807	357797	-2388.9	16.56	-9888.6
Tub	9.8	-23, -43.9, -13.4	651870	415847	506758	-6024.86	26497.8	-1791.1
Nut Flange	5.33	197.4, 0, 0	135564	68873.3	688565.9	5.66	-0.29	0.0
Motor	6.06	137.2, -341.2, 0	12429.9	19962.2	18560.5	-550.94	0	-0.25
측면 균형추	11.5	-201, -103.4, -74.3	399638	235216	165934	-309.22	-114383	-3.72
Pulley	0.367	246.3, 0, 32.0	4940.6	2505.14	2499.1	2.31	0	-2.03

보는 것처럼 내측에 7개, 외측에 5개로 모델링 하였다. 단 볼의 전체 무게는 실제 무게와 동일하게 볼의 무게를 균등화 했으며, 좌 우측 레이스는 서로 동일하다.

각 부품의 무게중심 및 관성모멘트를 구하기 위해 I-DEAS를 이용하여 모델링 하였다. 해석결과 드럼세탁기의 현가시스템을 구성하고 있는 부품에 대한 질량 특성값(mass properties)을 Table 1에 나타내었다. 또한 스프링 상수 및 댐퍼의 감쇠계수는 실험을 통해 구하였다.

자동균형장치를 구성하고 있는 볼을 모델링하기 위해 볼과 드럼을 Revolute Joint로 연결하였다.

즉 볼은 굴림운동을 하지 않고, 회전중심에 대해 미끄럼 회전 운동만 하는 1자유도계로 가정하였다. 이것은 실제 볼이 회전할 때 레이스안에 충진된 기름의 영향과 볼과 볼 사이의 마찰영향으로 굴림현상이 크게 발생되지 않았고, 볼의 자유도 증가에 따라 해석 시간이 길어지는 것을 방지하기 위해서 였다.

레이스안에 투입된 기름(oil)에 의해 볼에 작용하는 항력(drag force)을 볼의 회전중심이 되는 위치에 회전 점성감쇠로 모델링 하였다.

그러나 회전 점성감쇠계수를 수학적으로 구하기는 매우 어렵다. 왜냐하면 볼에 작용하는 항력은 레이스의 단면적, 기름의 점성계수등 많은 요인의 영향을 받기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 볼을 육안으로 볼 수 있는 실험장치를 Fig. 6과 같이 구성하여, 낮은 회전속도에서 내측 및 외측 레이스안에 있는 볼의 거동을 실험으로 파악한 후, 그 실험결과와 ADAMS에서 회전 점성감쇠계수를 변경시켜 가며 수행한 해석결과가 유사하도록 맞춰가는 방법을 택하였다.

볼과 볼 사이의 거리가 가까워지면 서로 충돌이 발생하도록 힘을 주었고, 볼과 레이스 사이의 마찰영향을 고려하기 위해 Coulomb 마찰 법칙을 이용하였다. 또한 마찰계수도 해석적으로 구하기 매우 어렵기 때문에 일정한 회전 속도 곡선으로 실험한 결과와 실험과 동일한 속도 곡선으로 해석한 결과를 서로 비교하여 마찰계수를 변경해가며 맞추어 가는 방법으로 마찰계수를 구하였다. 이때 마찰 계수는 내측,외측 레이스에서 모두 동일하다고 가정하였다.

드럼의 회전축 역할을 하는 flange shaft의 강성 영향을 보기 위해 드럼과 터브(tub)를 Spherical Joint로 연결하고 Bushing으로 고정하였다.

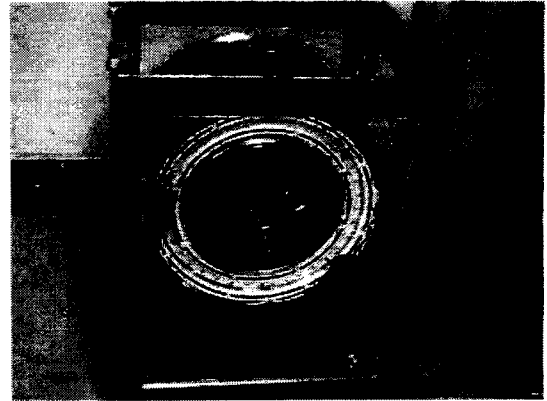


Fig. 6 Configuration of ball visualizing apparatus

5. 진동 실험

앞에서 수행한 이론적 해석 결과와 ADAMS에 의한 해석 결과를 검증하기 위해 진동 실험을 수행하였다. 실험은 Fig. 7과 같이 구성하여 회전속도의 제어가 가능하도록 3상 유도 모터를 조립하였다. 불균형 질량(m_0) 500 g을 반경(r) 233 mm 되는 위치의 드럼 중앙부 하측에 설치하여 회전이 시작되도록 하였다.

실험에 적용된 드럼의 회전 속도 곡선은 Fig. 8에 나타내었다. 여기서 t_1 은 500 rpm까지 도달하는 시간을 말하며, 실험에서는 10초에 500 rpm에 도달한 후 20초까지 일정하게 그 속도를 유지하도록 제어하였다. 그리고 실험결과를 이론적 해석 결과와 비교해 보기 위해 관성 모멘트에 의한 운동

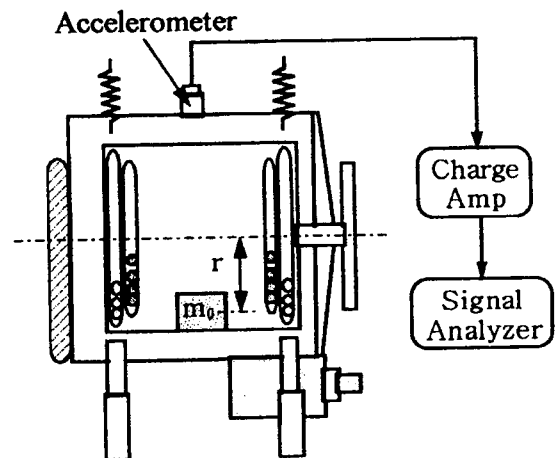


Fig. 7 Schematic diagram of experiment apparatus

효과가 적은 터브 상측 중앙부의 수직 방향의 변위를 측정하였다.

실험 결과는 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다.

Fig. 9는 레이스 안의 볼을 제거하여 자동균형효과가 없는 경우의 실험 결과이고, Fig. 10은 자동균형장치를 설치하여 실험한 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이 자동균형장치에 의해 정상상태 진동이 크게 줄어든 것을 알 수 있다.

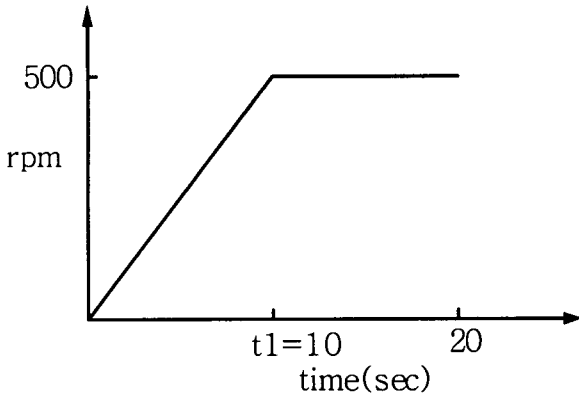


Fig. 8 Angular velocity curve of drum

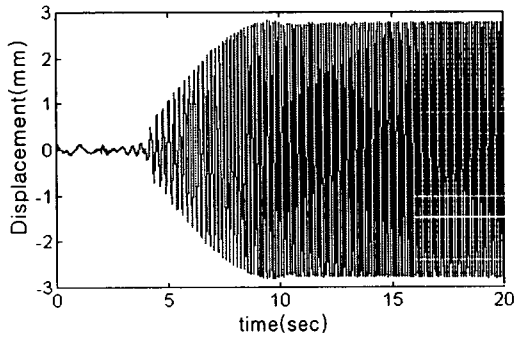


Fig. 9 Test result without automatic balancer

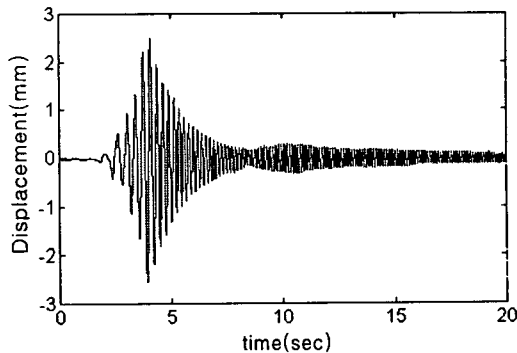


Fig. 10 Test result with automatic balancer

6. 해석 결과

6.1 이론적 해석 결과

앞에서 유도한 운동방정식 (5), (6), (7)으로부터 수치 적분법을 통한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 드럼세탁기의 진동 특성을 파악하였다. 수치적분은 다자유도계 해석에 많이 사용되는 Runge Kutta^(5,6)법을 이용하였다.

볼의 갯수 및 레이스의 수를 ADAMS 해석시와 동일하게 했다. 따라서 볼은 모두 24개(7개(inner race)×2+5개(outer race)×2)이기 때문에 해석 모델은 26개의 자유도를 가진 운동방정식이 된다.

이 운동방정식을 MATLAB을 이용하여 시뮬레이션 하였다. 초기 조건은 실험 조건과 같게 하였으며 레이스 안에서 볼에 작용하는 항력과 마찰계수는 4절에서 설명한 방법으로 구한 값을 이용하였다. 불균형질량은 드럼에 고정되어 있으므로 불균형질량의 각속도는 Fig. 8과 같이 드럼의 회전속도와 같도록 하였다. 그리고 볼과 볼이 서로 겹치지 않도록 볼 사이의 각도가 일정 각도보다 작아질 때 서로 반발력이 작용하도록 조건을 주었다.

Y 방향 변위에 대한 해석 결과를 Fig. 11~Fig. 13에 나타내었다.

볼을 제거한 경우의 해석 결과(Fig. 11)와 실험한 결과(Fig. 9)를 비교하면 정상상태 진동이 약간 작은 것을 볼 수 있는데, 이것은 해석에서 모멘트 영향을 고려하지 않았기 때문이고, 5초 이전의 진동값의 차이는 주파수에 따라 변하는 마찰 댐퍼(friction damper)를 해석에서 주파수에 관계 없이 일정한 등가 점성감쇠계수로 모델링하여 발생한

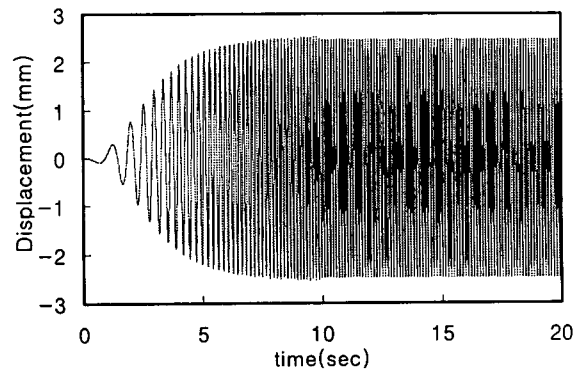


Fig. 11 Theoretical simulation result without automatic balancer

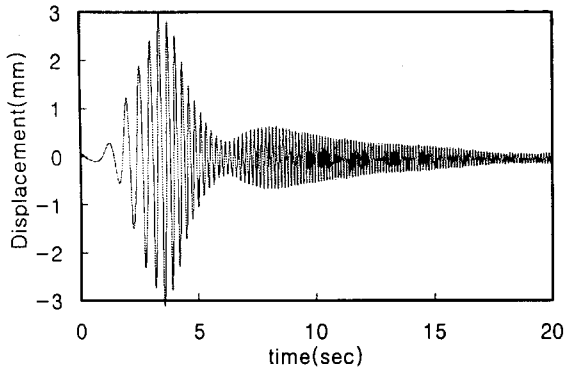


Fig. 12 Theoretical simulation result with automatic balancer (friction)

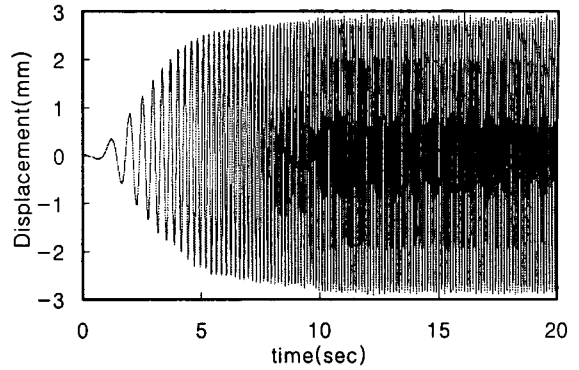


Fig. 14 ADAMS simulation result without automatic balancer

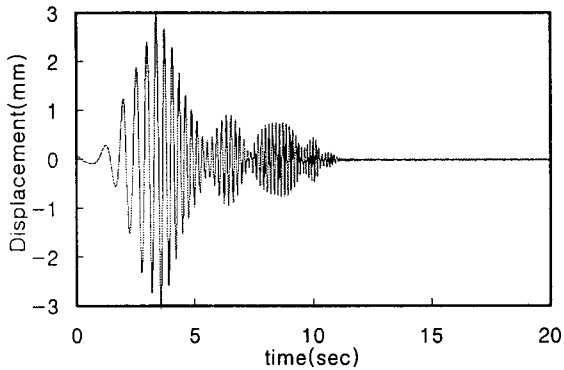


Fig. 13 Theoretical simulation result with automatic balancer (no friction)

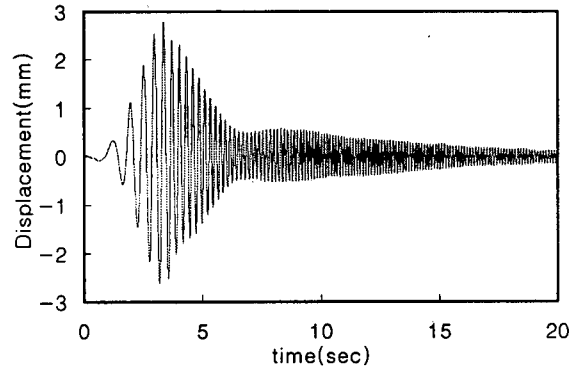


Fig. 15 ADAMS simulation result with automatic balancer (friction)

오차와 저주파 영역에서 감도(sensitivity) 특성이 좋지 않은 가속도계의 영향에 의한 것이다. 따라서 전체적인 거동은 서로 유사함을 알 수 있다. 또한 자동균형장치를 고려한 경우, 마찰을 고려한 해석 결과(Fig. 12)와 실험 결과(Fig. 10)도 과도 및 정상상태 진동이 매우 유사한 것을 알 수 있다. 마찰을 무시한 경우의 해석 결과(Fig. 13)를 살펴 보면 과도기에 2차, 3차 피크(peak)가 나타나지만 10초 이후엔 진동이 거의 없는 상태가 된다. 따라서 볼과 레이스 사이의 마찰이 과도기에 발생하는 2차, 3차 피크값을 상쇄시켜 주는 역할을 하지만 정상상태 진동을 증가시키는 역할을 하는 것을 알 수 있다.

6.2 ADAMS에 의한 해석 결과

실험과 같은 초기 조건과 Fig. 8과 같은 회전속도로 드럼이 회전한다는 가정 하에서 실험과 동일한 측정위치의 수직방향 변위를 ADAMS에 의해 해석하였다. 해석 결과는 Figs. 14~16에 나

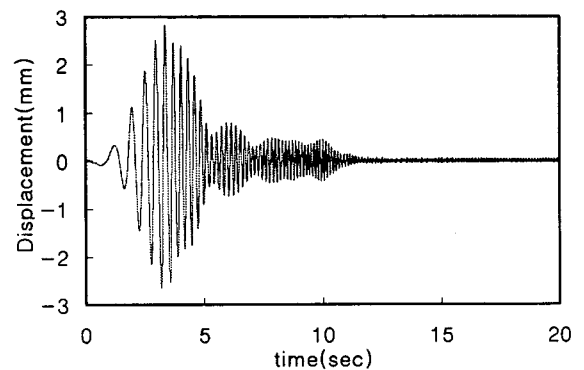


Fig. 16 ADAMS simulation result with automatic balancer (no friction)

타내었다.

볼을 제거한 경우의 해석 결과(Fig. 14)는 실험 결과(Fig. 9)뿐만 아니라 이론적 해석 결과(Fig. 11)와도 매우 유사한 것을 알 수 있다. 자동균형장

치를 채용한 경우, 마찰을 고려한 해석 결과(Fig. 15)와 실험 결과(Fig. 10)를 서로 비교해 보면 이론 해석 결과처럼 과도 및 정상상태 진동이 매우 유사한 것을 알 수 있다. 마찰을 무시한 경우의 해석 결과(Fig. 16)는 이론 해석 결과(Fig. 13)와 비교할 때, 과도기에서 2차, 3차 피크영역이 뚜렷하지 않은 것을 볼 수 있는데, 이것은 ADAMS에서는 관성 모멘트 영향을 고려한 3차원 해석을 수행했기 때문에 발생한 것으로 보여진다.

이와 같은 해석 결과를 놓고 볼 때, ADAMS에 의한 해석 모델은 실제 드럼 세탁기와 유사한 동적 특성을 나타내고 있기 때문에 제품 개발 및 모델 변경시에 가상모형으로서의 활용이 가능함을 알 수 있다.

7. 설계변수 변경 해석

위에서 마찰을 고려하여 해석한 결과(Fig. 15)를 기본 해석 모델로 하여 설계변수 변경에 따라 진동 특성에 미치는 영향을 ADAMS 해석을 통해 분석하였다. 또한 이 결과는 향후 진동저감 설계에 반영하고자 한다.

7.1 마찰 영향 분석

앞에서 레이스와 볼 사이의 마찰이 진동에 큰 영향을 준다는 사실을 알았다. 따라서 내측 및 외측 레이스의 마찰계수를 50%, 100% 증가시켜 해석하였다. 해석결과는 Fig. 17과 Fig. 18에 나타내었다.

마찰이 증가할수록 정상상태 진동이 기본 해석 모델에 비해 증가한 것을 알 수 있다.

이러한 마찰 영향을 이론적인 해석을 통해 파악하기 위해 회전계의 균형 상태를 파악할 수 있는 불균형질량의 원심력과 볼에 의한 원심력의 합력 벡터 사이의 위상각(phase angle)을 추적해 보았다. 각각의 볼에 대한 ADAMS 해석 결과를 식(12)에 적용하여 시간에 따라 위상각을 추적 해석했으며, 해석 결과는 Fig. 19에 나타내었다.

마찰을 무시한 경우는 그림에서 보는 것처럼 위상각이 정상상태에서 180°에 가깝기 때문에 완벽한 균형 상태에 도달한 것을 알 수 있다. 그러나 마찰이 있는 경우는 180°보다 커져 정상상태 진동을 유발시키는 것을 알 수 있다. 또한 마찰이 커질수록 그 위상각도 커져 진동이 심해짐을 알 수 있다. 즉 마찰은 볼에 의한 원심력의 합력 벡터가

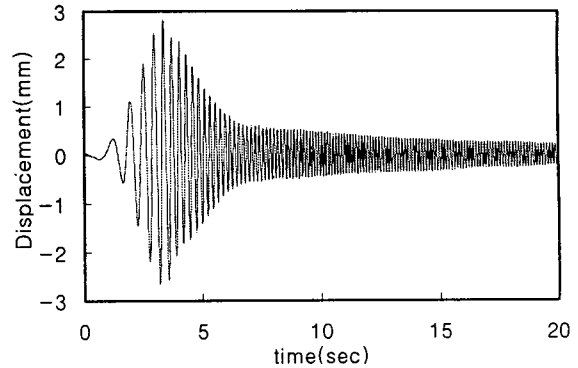


Fig. 17 Increasing friction coefficient(50%)

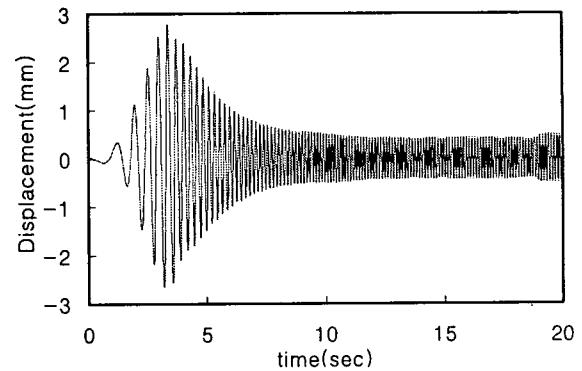


Fig. 18 Increasing friction coefficient(100%)

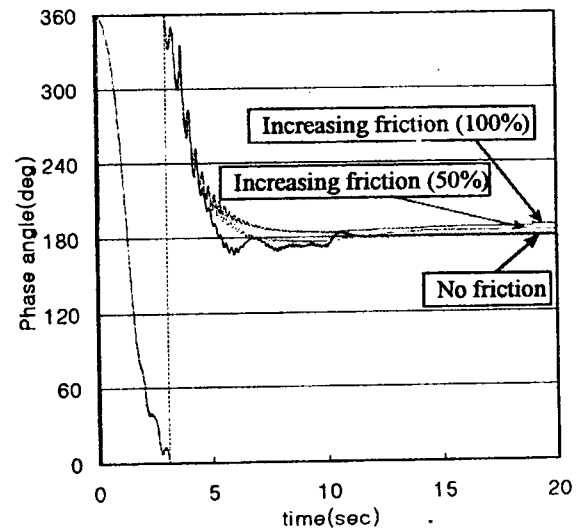


Fig. 19 Trace of phase angle changed by friction

불균형 질량의 원심력과 위상각이 180° 되는 위치에 도달하는 것을 억제해 주는 역할을 하기 때문에 자동균형장치의 효과를 떨어뜨리는 역할을 하는 것을 알 수 있다. 따라서 레이스와 볼 사이의 마

찰을 최소화함으로써 자동균형장치의 효과를 극대화시킬 수 있다.

7.2 회전중심의 편차 영향 분석

Fig. 20과 같이 드럼의 회전중심이 Flange Shaft를 조립할 때 발생하는 오차로 인해 기하학적 중심 S와 δ 만큼의 편차가 발생할 경우를 ADAMS를 통해 해석하기 위하여 임의의 편차 0.3 mm를 주어 시뮬레이션 하였다.

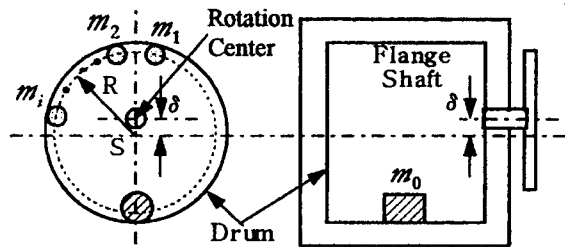


Fig. 20 Deviation of rotation center

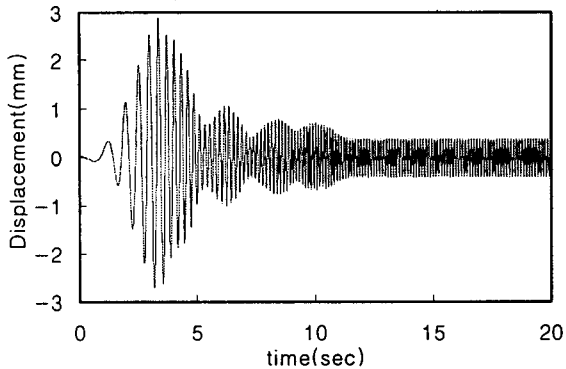


Fig. 21 Effect of deviation of rotation center (no friction)

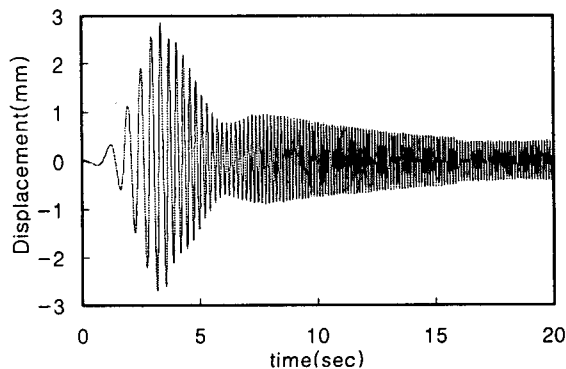


Fig. 22 Effect of deviation of rotation center (friction)

해석 결과는 Fig. 21과 Fig. 22에 나타내었다.

마찰을 무시한 해석결과(Fig. 21)를 살펴보면, 정상상태 진동이 마찰영향을 고려한 경우(Fig. 22)와 마찬가지로 크게 나타났다. 따라서 볼의 회전중심이 되는 드럼의 기하학적 중심(S)이 회전중심과 일치하지 않을 경우엔 편심에 의한 진동을 자동균형장치가 억제해 주지 못하는 것을 알 수 있다.

따라서 자동균형장치의 효과를 극대화 하기 위해서는 드럼 조립체 양산시 이러한 편차를 줄이기 위한 철저한 관리가 필요하다.

7.3 Flange Shaft의 강성 영향 분석

Flange Shaft의 강성(stiffness)이 진동에 미치는 영향을 파악하였다. 해석 결과는 Fig. 23과 Fig. 24에 나타내었다. 강성을 17%감소한 결과 (Fig. 23)는 정상상태 진동이 기본 해석 모델(Fig. 15)에 비해 크게 증가한 것을 알 수 있다. 그러나 강성을 25% 증가하여 해석한 결과(Fig. 24)는 기본 해석 모델과 거의 차이가 없음을 알 수 있다.

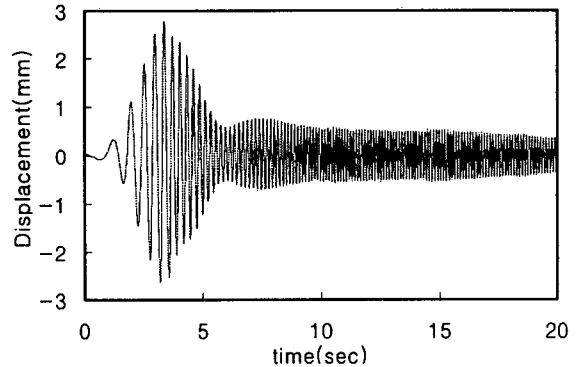


Fig. 23 Decreasing stiffness of flange shaft (17%)

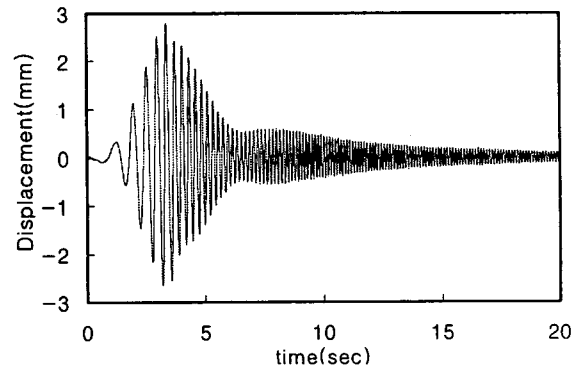


Fig. 24 Increasing stiffness of flange shaft (25%)

따라서 Flange Shaft의 강성이 어느 수준 이상이 되면 강성을 증가 시키더라도 진동에 거의 영향을 주지 않기 때문에 Flange Shaft에 대한 최적 강성 설계가 필요함을 알 수 있다.

7.4 드럼의 각가속도 영향 분석

드럼의 각가속도(angular acceleration)의 영향을 분석하기 위해 각가속도가 일정한 경우에 대해 해석하였다. 해석 결과는 Figs. 25~28에 나타내었다. 실험과 비교한 기본 해석 모델은 Fig. 8에서 보는 바와 같이 10초까지 50 rpm/sec의 각가속도를 가진다. 본 해석에서는 Fig. 8과 같은 회전속도 곡선에서 회전속도가 일정해지는 시간 t_1 을 5초, 15초인 경우로 나누어 각가속도를 각각 100 rpm/sec, 33.3 rpm/sec가 되게 하여 해석 하였다.

회전속도가 급격히 변화한 경우의 해석 결과를 살펴보면(Fig. 25, Fig. 26), 마찰이 없는 경우(Fig. 25)엔 50 rpm/sec로 가속시킨 결과(Fig. 16)에서 나타난 2, 3차 피크들이 사라지고 5초 이후에 볼이 빨리 안정화 되어 회전체의 불균형을 잡

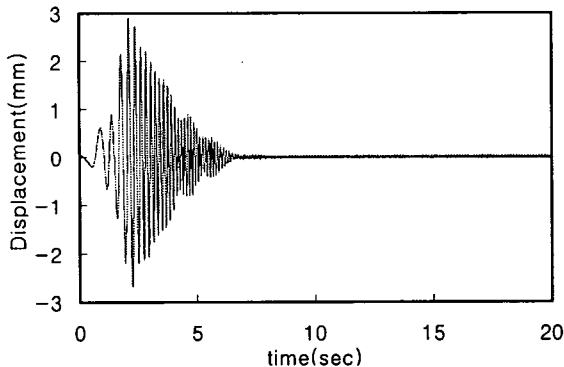


Fig. 25 Effect of angular acceleration (no friction, $d\omega/dt = 100$ rpm/sec)

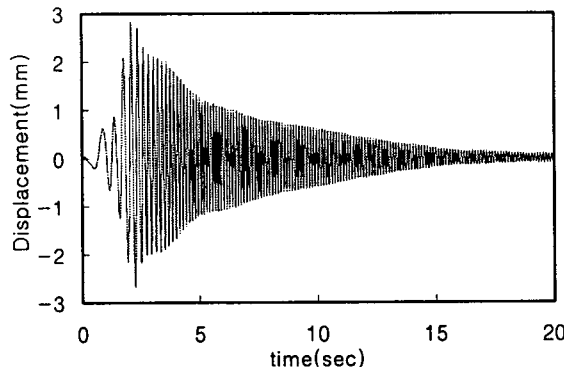


Fig. 26 Effect of angular acceleration (friction, $d\omega/dt = 100$ rpm/sec)

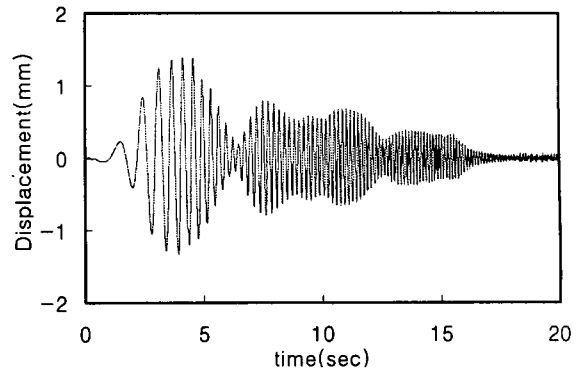


Fig. 27 Effect of angular acceleration (no friction, $d\omega/dt = 33.3$ rpm/sec)

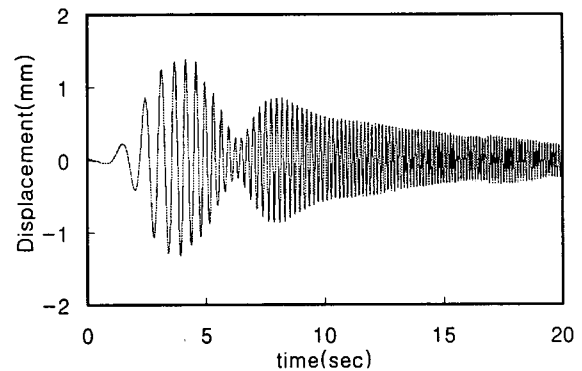


Fig. 28 Effect of angular acceleration (friction, $d\omega/dt = 33.3$ rpm/sec)

아 주는 것을 알 수 있다. 그러나 마찰을 고려한 경우(Fig. 26)엔 5초 이후에 볼이 안정화 되는데 걸리는 수렴시간이 길어지고 진동도 증가하는 것을 볼 수 있다. 회전속도가 완만히 변화한 해석결과(Fig. 27, Fig. 28)에서는, 마찰이 없는 경우(Fig. 27), 2,3차 피크가 더욱 명확히 나타나며 과도 진동은 감소하고, 15초 이후에 볼이 빨리 안정화 되어 회전체의 불균형을 잡아 주는 것을 알 수 있다. 반면 마찰을 고려한 경우(Fig. 28)엔 정상상태 진동이 기본해석 모델에 비해 증가한 것을 알 수 있다. 따라서 진동을 최소화 하기 위한 최적 회전 각속도가 존재함을 알 수 있으며 이는 모터의 특성 및 탈수도등을 고려하여 결정해야 한다.

7.5 현가 시스템 영향 분석

현가 시스템의 영향을 분석하기 위해 댐퍼의 감쇠계수 및 스프링의 스프링 상수를 기본 해석 모델(Fig. 15)에 대비하여 25%씩 증가, 감소시켜 보았다.

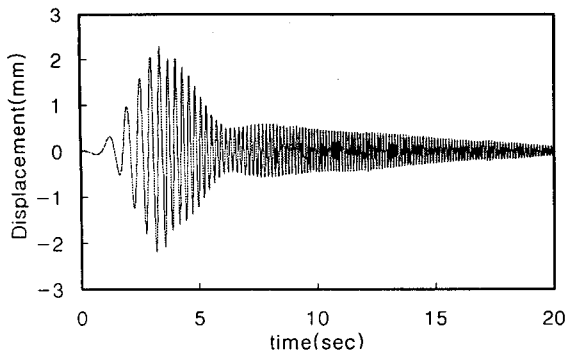


Fig. 29 Increasing damping coefficient(25%)

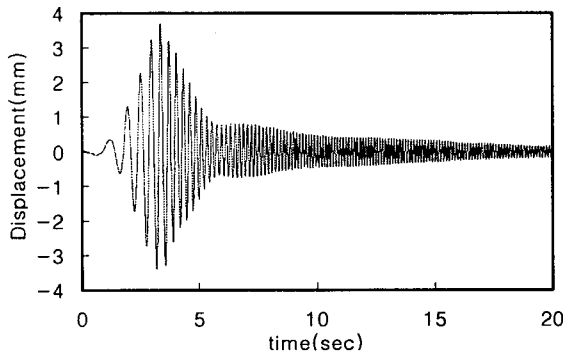


Fig. 30 Decreasing damping coefficient(25%)

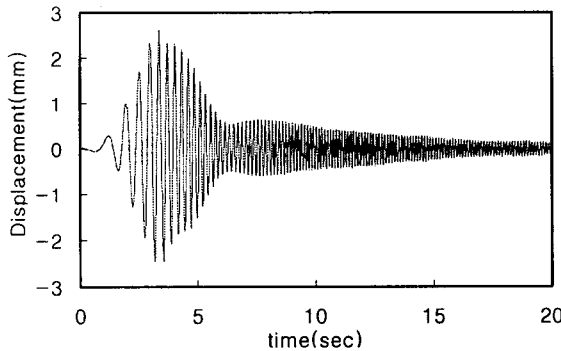


Fig. 31 Increasing spring constant(25%)

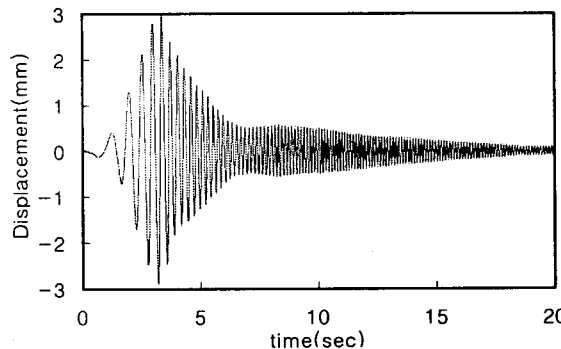


Fig. 32 Decreasing spring constant(25%)

해석 결과는 Figs. 29~32에 나타내었다. 감쇠 계수를 증가 시킨 결과(Fig. 29)와 스프링상수를 증가 시킨 결과(Fig. 31)에서 보는 바와 같이, 과도진동은 감소하고 정상상태 진동엔 큰 영향을 미치지 않는다. 그리고 감쇠계수를 감소 시킨 결과(Fig. 30)와 스프링상수를 감소 시킨 결과(Fig. 32)에서 과도진동은 증가하고 정상상태 진동엔 큰 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있다.

따라서 현가 시스템은 볼의 거동에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

8. 결 론

본 연구에서는 자동균형장치를 드럼세탁기에 적용함으로써 제품을 경량화 시키고 진동을 혁신적으로 저감시킬 수 있었으며, 그 효과를 이론적 해석 및 실험을 통해 확인할 수 있었다.

본 연구에서 얻어진 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 자동균형장치 채용한 드럼세탁기에 대한 동적 거동 특성 파악이 가능한 이론적 수학 모델링을 제시하였다.

(2) 실제 드럼세탁기와 유사한 동적 특성을 나타내는 최적 가상모형을 ADAMS를 통해 구축함으로써, 설계변수 변경에 따라 진동특성에 미치는 영향을 미리 예측할 수 있기 때문에 제품 개발 기간을 단축하고, 설계 변경에 따른 인적 물적 손실을 최소화할 수 있게 되었다.

(3) 드럼세탁기에서 자동균형장치의 진동 저감 효과를 극대화 시키기 위해서는 다음과 같은 사항을 고려해야 한다.

- ① 레이스와 볼 사이의 마찰 최소화
- ② 드럼의 회전중심과 기하학적 중심 사이의 편차 최소화
- ③ Flange Shaft의 강성 최적화
- ④ 드럼의 각가속도 최적화

참 고 문 헌

- (1) 이종길, 1994, "An Investigation of Dynamic Stability of Self-Compensating Dynamic Balancer", 한국소음진동공학회지, 제 4 권 제 4 호, pp. 435~442.

- (2) 김유신, 양보석, 전상범, 이장우, 김성진, “불을 이용한 자동평형장치의 실험적 연구”, 한국소음진동공학회 1996년도 추계학술대회 논문집, pp. 53~59.
- (3) Yasusuke Jinnouchi, Yoshiaki Araki, Junkichi Inoue, Yoshiomi Ohtsuka, Chin Tan, "Static Balancing and Transient Response of Multiball-Type Automatic Balancer", Paper Presented at Asia-Pacific Vibration Conference, Kitakyushu, November 1993, Session : Rotor Dynamics.
- (4) Mark S. Darlow, 1989, Balancing of High-Speed Machinery, Springer-Verlag New York Inc.
- (5) 박영필, 이종원, 이장우, 1990, 기계진동, 회중당.
- (6) Singiresu S. Rao, 1992, Mechanical Vibration, Addison Wesley.