

특성 시험 결과를 이용한 마찰 서스펜션의 비선형 특성 모델링

윤창규* · 장진석* · 진재훈* · 유완석**

* 부산대학교 기계공학부

Non-linear Characteristic Modeling of Frictional Suspension Using Measured Data

Chang Gyu Yoon*, Jin Seok Jang*, Jae Hoon Jin* and Wan Suk Yoo**

* Dept. of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.

(Received July 29, 2014 ; Revised October 21, 2014 ; Accepted October 21, 2014)

Key Words: Inertia Force Model(관성력 모델), Non-Linear Damping Model(비선형 감쇠 모델), Frequency-Dependent Characteristic(주파수에 따른 특성), Least Squares Solution(최소 자승 해)

초록: 세탁기의 용량이 커지면서 세탁 및 탈수 시의 세탁물에 의한 질량 불균형 문제가 심해지고 있으며, 이러한 문제를 해결하기 위하여 세탁기에서도 다양한 형태의 서스펜션이 장착되고 있다. 본 연구에서는 마찰 서스펜션에서 발생하는 힘을 측정 한 뒤, 물리적인 수식으로 마찰 서스펜션의 비선형 특성을 모델링 하였다. 최소 자승 해(least squares solution)를 구해 파라미터들을 추정하고, 시험과 동일한 조건의 시뮬레이션을 실시하여 개발된 마찰 서스펜션 모델링의 타당성을 검증하였다.

Abstract: Large-capacity of household washing machine can become unbalanced during the dehydration process. To solve this problem, several types of suspensions have been installed in a washing machine. In this study, physical tests were carried out on a frictional suspension, and the nonlinear characteristics were modeled by combining several simple physical models. The parameters were estimated based on the least squares solution. The simulation and test results were compared to verify the validity of the friction damper model.

- 기호설명 -

δ, d, f : 가진 변위, 진폭, 가진 주파수

$F_{spr,static}$: 정적 스프링 힘

v, a : 속도, 가속도

N_{max} : 최대 마찰력 크기

v_{stv} : 이동(slip) 거동이 시작하는 속도

L_{mass} : 피봇부터 추의 질량 중심까지의 거리

L_{bar} : 피봇부터 바의 질량 중심까지의 거리

T_{max} : 최대 마찰토크 크기

ω_{stv} : 이동(slip) 거동이 시작하는 각속도

δ_{spr} : 스프링 압축량

1. 서론

오늘날 세탁기는 모든 가정에서 사용되며 생활 필수품 중 하나가 되었다. 이에 따라 소비자의 요구 사항도 증가하게 되었으며 지속적으로 세탁기 개선이 이루어지고 있다. 대개 소비자들은 더 많은 양의 세탁물을 한 번에 세탁하고 싶어하며 점차 세탁기의 용량이 커지고 있다. 하지만 세탁물의 증가는 세탁 및 탈수 시에 진동 문제를 야기한다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 세탁기 개발 회사에서는 유체 밸런서(fluid balancer)와 마찰 서스펜션을 장착하고 있다. 또한, CAE(Computer Aided Engineering)기법을 이용한 연구를 통해 설계 시에 발생하는 시행착오를 줄이고 제품의 개선 및 개발 속도를 향상시키고 있다.

최근에는 다물체 동역학 해석(Multi-body dynamics analysis) 기술의 발전으로 이를 이용한 세탁기의

† Corresponding Author, wsyoo@pusan.ac.kr

© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

질량 불균형 문제를 해결하려는 시도가 이루어지고 있으며,⁽¹⁻³⁾ 정확한 해석을 위해서는 부품간의 동역학적 특성이 보다 잘 반영되도록 모델링 되어야 한다. 또한, 해석의 효율성과 모델링 수정이 용이하도록 하기 위하여 간단하게 모델링 되는 것이 바람직하다.

본 연구에서는 탑로더(top loader) 세탁기의 마찰 서스펜션의 특성을 수학적 모델로 구성하고자 하였다. 마찰 서스펜션은 Fig. 1 에서와 같이 캐비닛(cabinet)과 터브(tub) 사이에 위치하며 세탁이 진행되는 동안 발생하는 진동을 저감하는 역할을 한다. 따라서 마찰 서스펜션의 특성은 세탁기의 동역학 모델링에 있어서 중요한 부분이며 특성이 보다 잘 반영되도록 모델링해야 한다. Fig. 2 는 연구에서 사용된 마찰 서스펜션의 구조를 나타내고 있는데, 마찰 서스펜션은 피봇(pivot), 고무부싱(rubber bushing), 바(bar), 캡(cap), 스프링(spring) 등의 부품들로 구성되어 있다. 피봇과 고무부싱은 마찰 서스펜션의 상부에 위치하고 있으며 피봇의 형상에 의해 마찰 서스펜션이 캐비닛에 걸리게 된다. 피봇과 캐비닛의 접촉에 의한 마찰 특성은 터브의 좌우진동에 영향을 미친다. 고무부싱은 피봇 부의 진동 저감 및 충격을 완화하며 파손을 방지하는 역할을 한다. 하부에는 캡과 스프링이 위치하며 캡과 바 사이의 상대 운동에 의하여 스프링 압축과 마찰이 발생한다. 또한 캡의 오리피스 형상에 의하여 공압 뎀핑력이 추가적으로 발생한다. 이때에 발생하는 힘은 터브의 상하진동에 영향을 미친다.

본 논문에서는 각 부분의 운동에 대하여 발생하는 힘에 대해 물리적 의미를 규정하고자 먼저

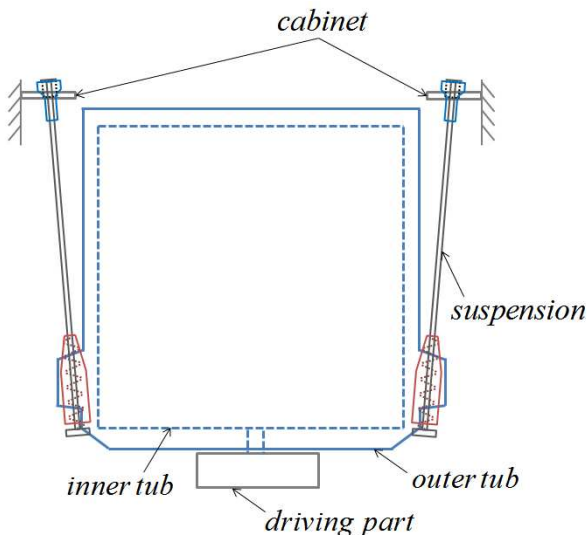


Fig. 1 Structure of a top loader washing machine

마찰 서스펜션의 특성 실험을 수행하였다. 다음으로, 마찰 서스펜션의 비선형 힘을 물리 모델의 조합으로 모델링 한 뒤, 시험 결과를 반영하여 선형 방정식화 하고 최소 자승 해(least squares solution)을 구해 파라미터들을 추정하였다. Fig. 3 에는 모델링 순서를 나타내었다. 다물체 동역학 해석 프로그램 ADAMS 를 이용하여 시험과 동일한 조건을 구성하고 시뮬레이션을 실시하였으며 시험과 비교를 통하여 개발된 마찰 서스펜션 모델의 타당성을 검증하였다.

2. 스프링 모델링

2.1 스프링 압축 시험

스프링의 정적 강성특성을 측정하기 위하여

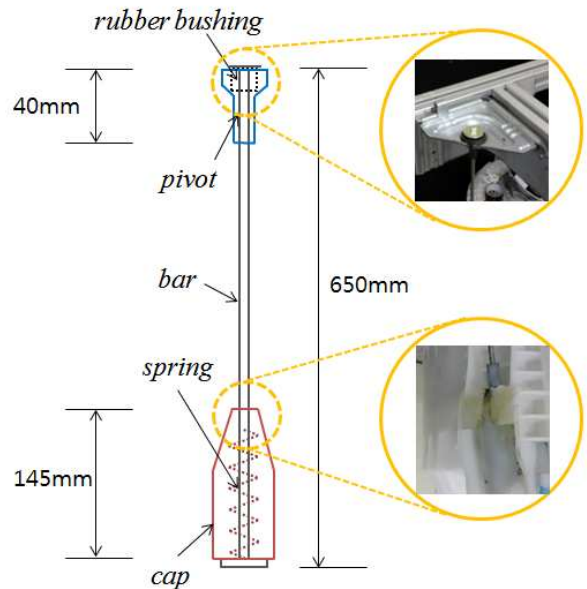


Fig. 2 Structure of a friction suspension

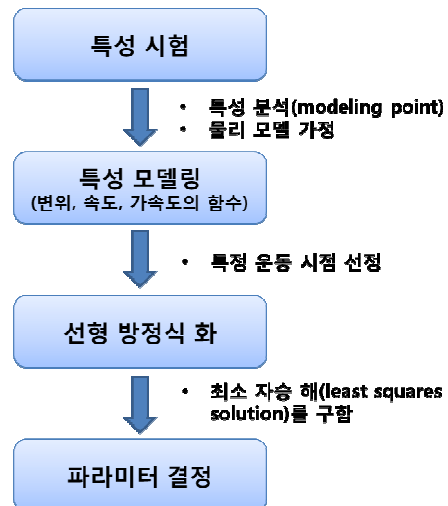


Fig. 3 Modeling process

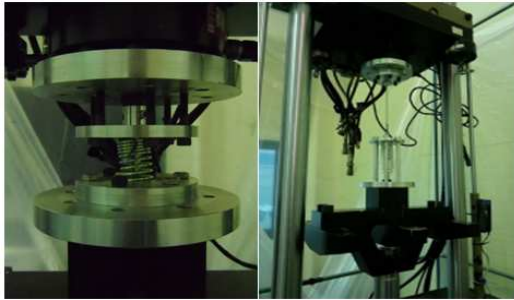


Fig. 4 Sinusoidal test using MTS machine

Fig. 4 에서와 같이 MTS 시험기에 스프링을 장착하여 압축 시험을 실시하였다. 아래 받침의 이동으로 스프링의 압축이 일어나고 위 받침에 설치된 로드셀(load cell)에서 압축에 의한 하중을 측정한다. 감쇠 영향이 발생하지 않도록 0.5mm/sec 의 속도로 천천히 압축하였다.

2.2 스프링 변위 가진 시험

스프링의 동적 특성을 파악하기 위하여 식 (1) 과 같은 정현파의 가진을 주었다. 처음에 스프링은 8kgf 에 상응하는 22.6mm 만큼의 변위 압축 후 Table 1 에 나타난 정현파의 주파수를 바꾸어 가면서 시험 하였다.

$$\delta = d \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot time) \tag{1}$$

Fig. 5 는 스프링 변위 가진 시험의 결과를 보여준다. 스프링은 주파수가 커짐에 따라 강성이 작아지는 경향을 보인다. 가진 주파수가 16Hz 에서는 고속에 의한 힘의 변동이 발생한다.

2.3 스프링 힘 모델링

스프링의 힘은 일반적으로 변형량의 함수로 간단히 표현하지만 동적 상태에서는 강성이 변하기 때문에 변형량의 함수만으로 표현하는데 한계가 있다. 동적 시스템에서 힘의 특성을 표현하기 위해서는 순간의 상태로 측정되는 변위, 속도, 가속도의 함수로 구성하는 것이 바람직하므로 변위 항, 속도 항, 가속도 항의 결합으로 힘을 표현 하였다. 물리적으로 변위 항은 강성력, 속도 항은 감쇠력, 가속도 항은 관성력의 의미를 가진다.

시험결과로부터 얻은 스프링의 두 가지 특성에 대하여 모델링 하였다. 첫 번째 특성은 스프링의 정적 강성특성이고 두 번째 특성은 가진 주파수가 커짐에 따라 강성이 작아지는 특성이다. 모델링의 단순화를 위해 감쇠 특성과 고속에서의 힘의 변동 특성은 모델링 하지 않았다.

Table 1 Sinusoidal test condition

주파수 (Hz)	진폭(mm)
1, 4, 8, 16	5

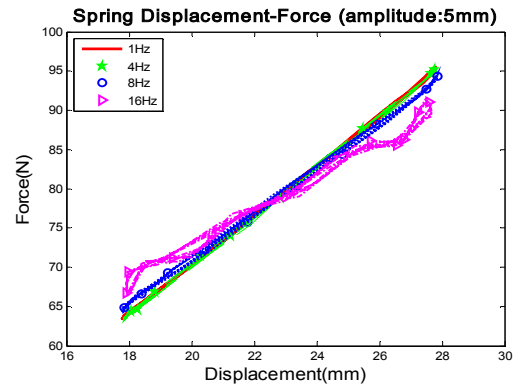


Fig. 5 Sinusoidal test results of spring

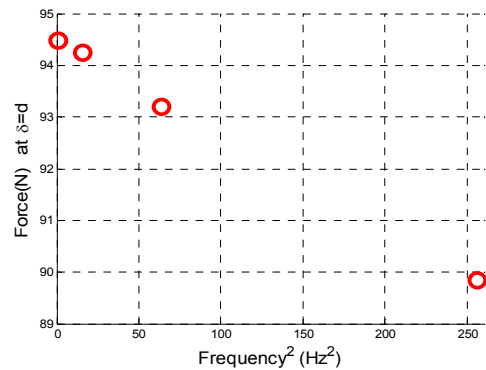


Fig. 6 Force at maximum displacement with respect to the square of frequency

첫 번째 특성 모델링은 변위의 함수로 표현이 가능하며 스프링 압축 시험을 통한 변위, 힘 데이터를 입력하여 시험 결과가 반영된 스프링의 정적 강성 특성이 나타나도록 모델링 하였다.

두 번째 특성 모델링은 정현파의 변위가 최대인 지점의 힘을 수식적으로 파악하여 모델링 하였다. 정현파의 변위가 최대일 때에는 스프링 압축에 상응하는 정적 스프링 힘의 항과 가속도 항만이 남으며 이는 가진 주파수 제곱의 함수가 된다.

Fig. 6 은 가진 주파수 제곱에 대하여 시험결과로부터 얻은 정현파 변위 최대 지점의 힘을 나타낸 그래프이다. 가진 주파수 제곱에 대하여 선형적이라고 볼 수 있으므로 정현파 변위 최대에서의 힘은 식 (2)와 같이 c1 을 기울기로 가지는 가속도 제곱에 대한 선형 함수 가정하였다.

$$F_{\delta=d} = F_{spr,static} + c_1 \cdot (4\pi^2) \cdot f^2 \tag{2}$$

2.3.1 최소 자승 해

최소 자승 해⁽⁴⁾는 선형시스템에서 변수에 비하여 수식이 많을 때 사용되며 유일해(unique solution)이 존재하지 않아도 가장 가까운 근사해를 구한다. 만약 시스템에 유일해가 있다면 유일해를 구해준다. 식 (3) 과 같이 해를 구하며 $pinv(A)$ pseudo-inverse 이다.

$$A_{n \times m} x = b \quad (n \geq m)$$

$$x = \left[(A^T A)^{-1} A^T \right] \cdot b \quad (3)$$

$$= pinv(A) \cdot b$$

2.3.2 파라미터 결정

1, 4, 8, 16Hz 가진 주파수에 따른 4 개의 시험 데이터로 최소 자승 해를 구하여 가속도 항의 계수 $c1$ 을 추정하였다. 최종적으로 스프링 힘 모델은 변위와 가속도의 함수로 식 (4)와 같다.

$$F_{spring} = F_{spr,static} + (-9.16E - 05) \cdot a \quad (4)$$

2.4 시험과 비교를 통한 모델 검증

다물체 동역학 해석 프로그램 MSC.ADAMS⁽⁵⁾를 이용하여 스프링 시험과 동일한 조건으로 구성하고 시뮬레이션 하여 시험과 결과를 비교하였다.

Fig. 7 은 스프링 압축 시험과 시뮬레이션을 비교한

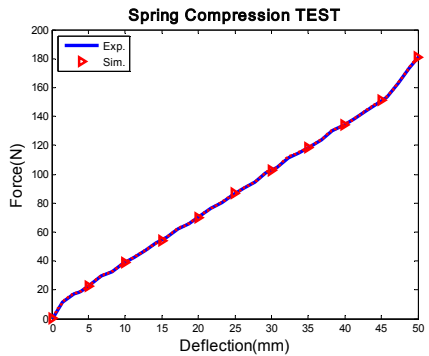


Fig. 7 Spring compression simulation

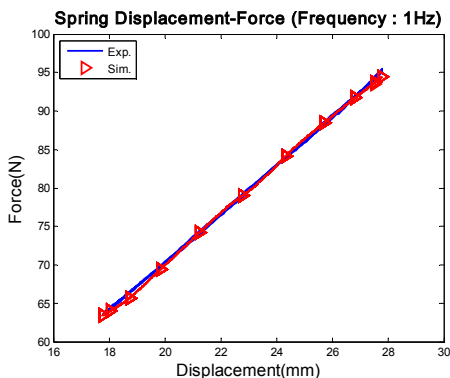


Fig. 8 Test and simulation (1Hz)

결과이며, Fig. 8~11 은 주파수가 각각 1Hz, 4Hz, 8Hz, 및 16Hz 인 정현파 가진에 의한 시험과 시뮬레이션의 비교 결과이다. 주파수가 높아질수록, 변통 폭은 점점 커지고는 있으나, 전반적으로 강성 특성이 잘 반영된 결과를 보인다.

3. 마찰 - 감식 모델링

3.1 캡 변위 가진 시험

캡과 바 사이의 운동에 의한 동적 특성을 파악하기 위하여 캡의 변위 가진 시험을 실시하였다. 스프링 변위 가진 시험과 동일한 조건의 정현파의 가진을 주었다.

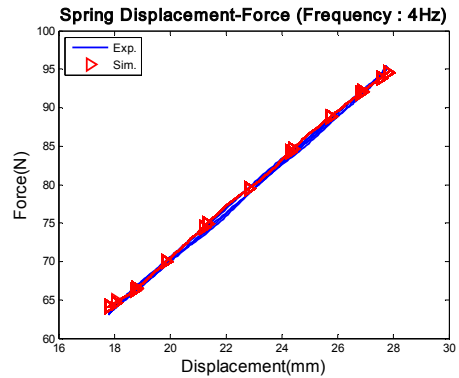


Fig. 9 Test and simulation (4Hz)

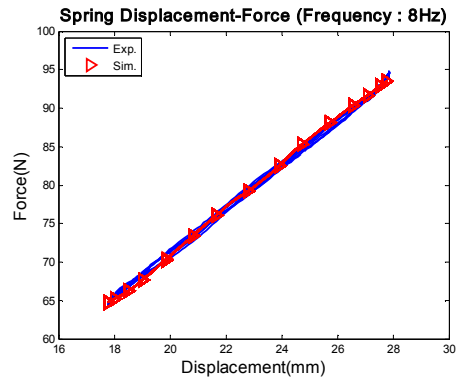


Fig. 10 Test and simulation (8Hz)

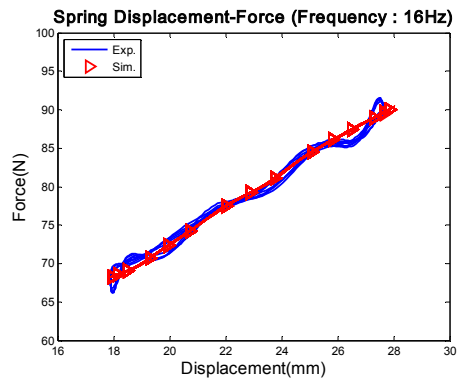


Fig. 11 Test and simulation (16Hz)

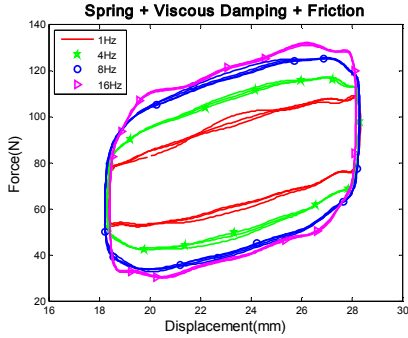


Fig. 12 Sinusoidal test results of cap

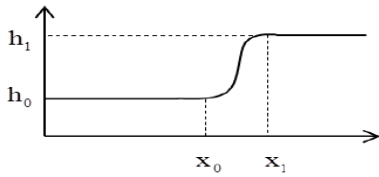


Fig. 13 ADAMS STEP function

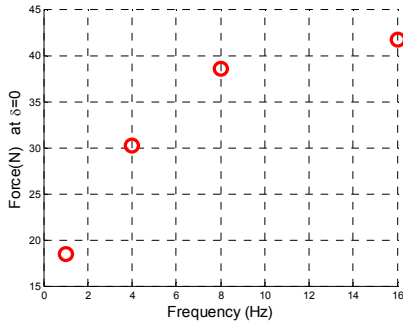


Fig. 14 Force respect to frequency

시험 결과 Fig. 12 와 같이 나타났다. 캡이 진행 방향을 바꾸면서 가진 주파수에 따라 힘의 변화 폭이 커지는 경향을 보인다.

3.2 마찰 - 감쇠 힘 모델링

캡과 바 사이의 운동에는 마찰, 점성, 공기 저항, 스프링이 영향을 미친다. 따라서 점성과 공기 저항을 표현하는 감쇠력과 마찰력의 모델링이 필요하다.

3.2.1 마찰 모델

변형과 이동(stick and slip)이 고려된 모델을 사용하였다. 최대 마찰력에 도달하기까지의 과도 구간의 운동을 변형(stick) 운동이라고 하고 최대 마찰력 도달 후 운동을 이동(slip) 운동이라고 한다.⁽⁶⁾ ADAMS⁽⁵⁾ 프로그램의 STEP⁽⁶⁾함수를 이용하여 마찰 모델을 속도에 대한 함수로 표현하였으며, 이는 식 (5)와 같다. N_{max} 로 최대 마찰력의 크기를 결정하고 v_{stv} 를 바꾸어 최대 마찰력이 발생하기

시작하는 속도를 결정한다. ADAMS 의 STEP 함수는 식 (6)과 같으며, Fig. 13 과 같이 다항식을 사용하여 두 지점을 보간 하는 함수로써 두 지점을 완만한 곡선으로 잇고자 할 경우에 사용된다.

$$F_{friction} = N_{max} \cdot STEP(v, -1, -v_{stv}, 1, v_{stv}) \quad (5)$$

$$\begin{aligned} STEP(x, x_0, h_0, x_1, h_1) &= h_0, & x \leq x_0 \\ &= h_0 + (h_1 - h_0) \left[\frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \right]^4 \left\{ 3 - 2 \left(\frac{x - x_0}{x_1 - x_0} \right) \right\}, & x_0 \leq x \leq x_1 \\ &= h_1, & x \geq x_0 \end{aligned} \quad (6)$$

3.2.2 비선형 감쇠 모델

비선형 감쇠 모델은 속도에 대한 지수 함수이며 식 (6)과 같이 표현된다. c 는 점성감쇠 계수를 의미하고 n 의 영향으로 비선형성이 표현된다. $n=1$ 일 때 감쇠력이 속도에 따라 선형적으로 변한다.

$$F_{damping} = c \cdot \text{sgn}(v) \cdot (v)^n \quad (7)$$

3.2.3 마찰 - 감쇠 힘 모델링

감쇠력과 마찰력은 속도의 함수로 표현하였으며 정현파의 변위가 0 인 지점의 힘을 파악하여 모델링 하였다. 이 때에는 가진 주파수에 대한 함수가 되며 시험에서의 값을 주파수에 따라 나타내면 Fig. 14 와 같다. 비선형 감쇠 모델을 적용하여 비선형적으로 증가하는 경향 모델링 하였으며 이는 식 (8)과 같이 감쇠력들의 결합으로 표현된다.

$$F_{\delta=0} = N_{max} + c_1 \cdot (v_{max})^{n_1} + c_2 \cdot (v_{max})^{n_2} + \dots \quad (8)$$

$$v_{max} = 2\pi \cdot d \cdot f$$

$$F_{\delta=0} = N_{max} + c_1 \cdot (v_{max})^{n_1} + c_2 \cdot (v_{max})^{n_2} + c_3 \cdot (v_{max})^{n_3} \quad (9)$$

이 방정식에서는 N_{max} , c , n 이 변수이다. N_{max} 와 c 만을 변수로 두어 선형 연립방정식화 하였으며, 시험데이터의 수만큼 변수를 선정하였다. 변수는 N_{max} , c_1 , c_2 , c_3 이고 식 (9)와 같이 나타내었다. n_1 , n_2 , n_3 의 값에 따라 A 가 singular 일 수 있으며 이러한 경우 변수를 줄여 해결해야 한다. 하지만 A 가 non-singular 인 n_1 , n_2 , n_3 를 적절히 선정할 수 있었고 N_{max} , c_1 , c_2 , c_3 값을 추정하였다. 최종적인 마찰 - 감쇠 모델은 식 (10)과 같다.

$$\begin{aligned} F_{fric-damp} &= (9.97) \cdot STEP(v, -1, -v_{stv}, 1, v_{stv}) \\ &+ (0.88) \cdot (v)^{0.5} + (0.14) \cdot (v)^1 + (-0.0052) \cdot (v)^{1.5} \end{aligned} \quad (10)$$

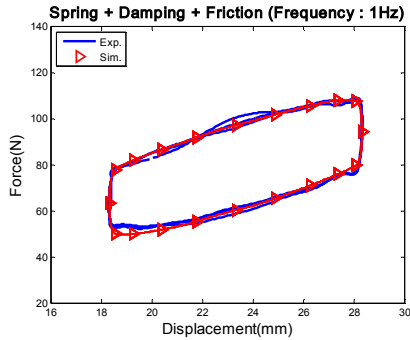


Fig. 15 Comparison with test and simulation at 1Hz

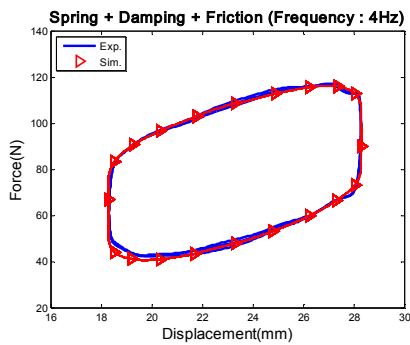


Fig. 16 Comparison with test and simulation at 4Hz

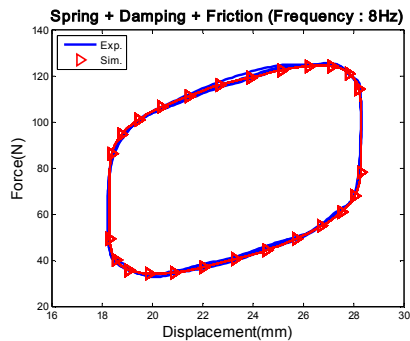


Fig. 17 Comparison with test and simulation at 8Hz

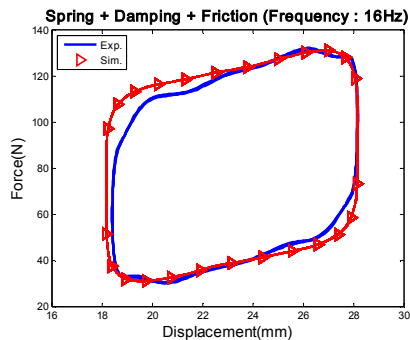


Fig. 18 Comparison with test and simulation at 16Hz

3.3 시험과 비교를 통한 모델 검증

스프링 힘, 감쇠력, 마찰력을 포함하여 힘을 모델링하고 주파수 별로 시뮬레이션 하여 시험과 결

Table 2 Pivot friction test condition

기준 하중 (kgf)	초기 각(deg)
8, 16, 24	8



Fig. 19 Pivot friction test

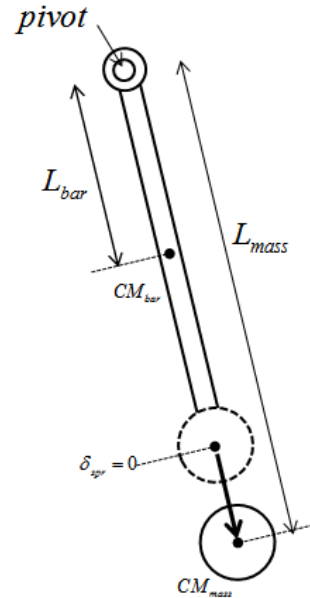


Fig. 20 The schematic of a pendulum

과와 비교하였다. Fig. 15~18로부터 시험과 시뮬레이션이 전반적으로 거의 일치하는 경향을 보이는 것을 알 수 있다.

4. 피벗 마찰 모델

4.1 피벗 마찰 시험

피벗이 캐비닛에 걸리면서 접촉에 의한 마찰력이 발생한다. 이 때의 마찰력은 터브의 좌우 진동에 영향을 미치므로 마찰 시험을 통하여 특성을 파악하고

모델링하는 것이 필요하다. 마찰 특성을 파악하기 위하여 Fig. 19와 같이 캐비닛에 피봇이 걸리도록 설치하고 마찰 서스펜션을 8도 기울인 상태에서 놓아 자유 진자 운동을 하도록 하였다. 캡에 추를 부착하여 하중에 따른 마찰 특성을 파악하고자 하였으며 이 때의 기준 하중은 Table 2와 같다.

시간에 따른 각도 변화를 파악하기 위하여 고속 카메라를 이용하였다. 정확한 계측을 위해 카메라는 초당 100 프레임 찍을 수 있도록 설정하였으며 30 초간 촬영하였다.

피봇 마찰 시험은 Fig. 20과 같이 간략하게 나타낼 수 있다. 자유 진자 운동의 주기는 시스템의 무게에 관계가 없으며 피봇으로부터 각 바디의 질량 중심점까지의 길이에 따라 변할 수 있다. 실험에 사용된 마찰 서스펜션의 경우 캡에 추를 달면서 추의 무게에 따라 스프링 압축량이 달라지게 되고 이에 따라 피봇으로부터 추의 질량 중심(center of mass)까지의 거리인 L_{mass} 가 달라지게 된다. 또한 추의 무게를 바꿀 때 발생하는 질량 중심의 위치 변화 역시 L_{mass} 를 달라지게 한다. 이러한 이유로 마찰 서스펜션의 피봇 마찰 시험은 추의 무게에 따라 주기가 변하게 된다.

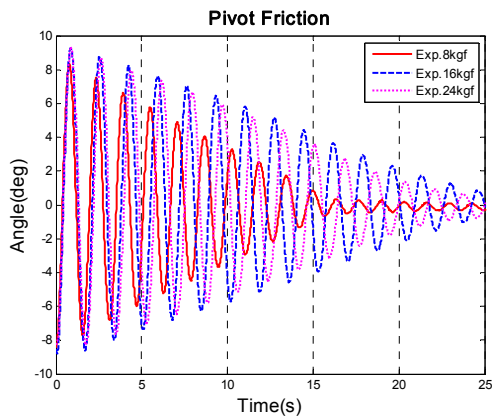


Fig. 21 Pivot friction test results

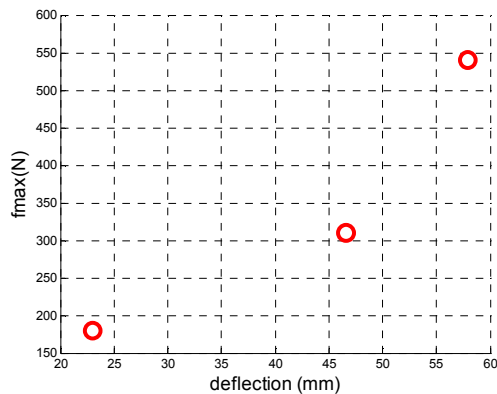


Fig. 22 Magnitude of T_{max} with respect to spring deflection

Fig. 21은 무게에 따른 피봇 마찰 시험의 결과이며, 시간에 따른 각도 변화를 보여준다. 실험 결과를 통하여 무게에 따라 주기가 달라지고 감쇠하는 기울기가 달라지는 것을 알 수 있다.

4.2 피봇 마찰 특성 모델링

피봇의 마찰력은 각도를 변화시키며 각속도의 함수로 모델링 할 수 있다. 이는 식 (11)과 같이 ADAMS의 STEP 함수를 활용하여 나타냈다. T_{max} 은 최대 마찰력의 크기를 나타내며 시간에 따라 최대 각이 감쇠하는 기울기를 결정한다. T_{max} 의 크기를

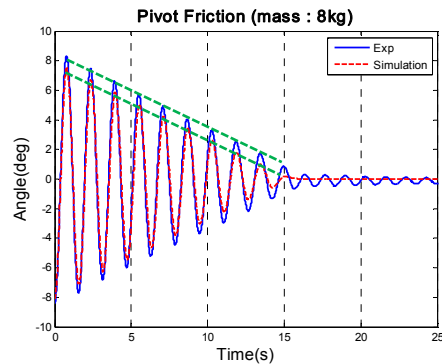


Fig. 23 Comparison with pivot friction test and simulation results (mass : 8kgf)

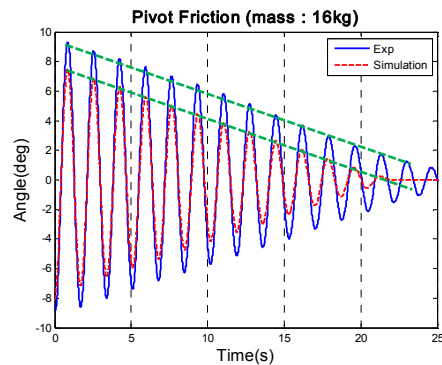


Fig. 24 Comparison with pivot friction test and simulation results (mass : 16kgf)

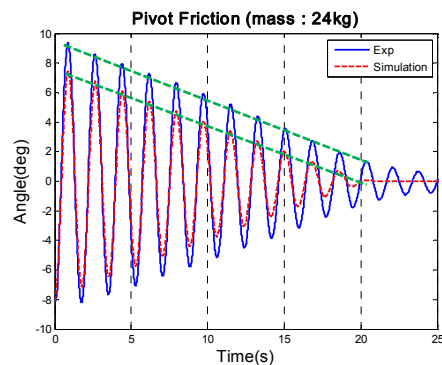


Fig. 25 Comparison with pivot friction test and simulation results (mass : 24kgf)

추정하기 위해서는 우선적으로 시뮬레이션과 실험이 동일한 주기를 가지도록 맞추어야 한다. 이 후 실험에서와 동일한 감쇠 기울기를 가지게 하는 T_{max} 의 크기를 찾는다. Fig. 22에서는 추의 무게에 의해 스프링 압축된 길이에 따라 T_{max} 의 크기를 나타내었다. 결과를 통하여 T_{max} 의 크기는 일정한 값을 가지지 않고 비선형적으로 증가하는 것을 확인할 수 있다. T_{max} 의 크기를 모델링 하기 위하여 비선형성을 고려한 지수 함수의 결합으로 표현하였고 이는 식 (12)와 같다.

$$F_{fric,pivot} = T_{max} \cdot STEP(\omega, -1, -\omega_{stv}, 1, \omega_{stv}) \quad (11)$$

$$T_{max} = T_1 + T_2 \cdot \delta_{spr}^{n1} + T_3 \cdot \delta_{spr}^{n2} \quad (12)$$

$n1$ 과 $n2$ 를 적절히 두어 선형 방정식화 하고 $T1, T2, T3$ 를 추정하였다. 최종적으로 T_{max} 은 식 (13)과 같다.

$$f_{max,pivot} = 155.71 + (0.91) \cdot \delta_{spr} + (5.08E-07) \cdot \delta_{spr}^5 \quad (13)$$

4.3 시험과 비교를 통한 모델 검증

시뮬레이션의 결과와 시험을 비교하였다. Fig. 23~25 로부터 시험과 감쇠하는 기울기가 동일한 것을 확인할 수 있다. T_{max} 의 크기는 초기 각도에 관계없이 감쇠하는 기울기를 결정하는 것이므로 시험과 시뮬레이션에서 기울기가 같은지를 확인하여 모델링이 잘 되었는지를 판단할 수 있다. 녹색 선을 그어 기울기를 비교한 결과 거의 동일한 것을 알 수 있으며 이는 T_{max} 가 잘 모델링 되었음을 의미한다.

5. 결 론

본 논문에서는 마찰 서스펜션의 운동에 의한 물리적 의미를 규정하고 물리 모델의 조합으로 서스펜션의 힘을 구성하여 마찰 서스펜션의 특성을 모델링 하였다. 마찰 서스펜션의 스프링 힘, 캡과 바 사이의 마찰 - 감쇠력, 피봇의 마찰력을 모델링 하였다.

(1) 마찰 서스펜션에 사용된 스프링의 힘은 정적 강성 힘과 주파수 영향에 따라 강성이 달라지도록 관성력 항을 추가하여 모델링 하였다.

(2) 캡과 바 사이의 상대운동으로 발생하는 감쇠력, 마찰력은 비선형 감쇠모델과 변형-이동이 고려된 마찰 모델로 모델링 하였다.

(3) 캐비닛과 피봇 사이의 마찰 특성은 하중에 따라 최대 마찰력의 크기를 변화되도록 모델링 하였다.

각 모델의 파라미터는 최소 자승 해를 구하여 추정하였으며 적절한 값을 구할 수 있었다. ADAMS 프로그램을 통한 시뮬레이션과 시험 결과와의 비교를 통해 전반적으로 일치함을 보였으며 마찰 서스펜션의 비선형 특성이 비교적 정확하게 반영된 것을 확인하였다.

향 후 마찰 서스펜션의 비선형 특성을 반영한 세탁기 full model 을 구성하여 불균형질량(Unbalance mass)에 의해 발생하는 터브의 진동을 예측하는데 활용될 것이다. 또한 마찰 서스펜션의 강성, 감쇠, 마찰 및 위치에 따른 진동 저감 영향을 분석하고 진동저감을 위한 설계변경에 활용할 수 있다.

본 연구에서 동역학 모델 개발 시 비선형 힘을 간단한 물리 모델의 조합으로 모델링이 가능하며, 최소 자승 해를 구하여 파라미터를 효과적으로 추정할 수 있었다. 이는 실험 기반 계측 데이터를 이용하여 효과적으로 단품 모델을 구성하게 하고 더불어 다물체 동역학 모델 개발 프로세스 시간을 단축할 수 있는데 그 의의가 있다. 또한, 연구자가 직관적으로 모델의 물리적 의미를 파악함과 동시에 쉽게 변경할 수 있어 연구 편리를 가져다 줄 뿐만 아니라 해석의 효율성을 가져다 줄 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유 과제 학술 연구비 (2년)와 LG 전자(주)의 지원에 의하여 연구되었으므로, 지원기관에 감사 드립니다.

참고문헌 (References)

- (1) Lyu, J. C., Nho, G. H., Chung, B. S., Lee, J. H., Jung, S. W. and Yoo, W. S., 2008, "Suggestion of MSTV(Modified-Stick-Transition-Velocity) Model for Hysteretic Damping Mechanism," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 33, No. 12, pp. 1417~1426.
- (2) Ku, H. C., Lee, J. W. and Yoo, W. S., 2009, "A Study on the Dynamic Characteristics of Free-Friction Stroke Damper by Finite Element Method," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 33, No. 12, pp. 1417~1426.
- (3) Park, J. H., Lee, J. H., Yoo, W. S., Nho, G. H., Chung, B. S., 2009, "Dynamic Modeling and Analysis of a Friction Damper in Drum-type Washing Machine with a Magic Formula Model," *Transaction of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 10, pp. 1034~1042.

- (4) Gareth Williams, 2011, *Viscous Fluid Flow Linear Algebra with Applications 7th edition*, Jones and Bartlett Publishers, Massachusetts, pp. 334~343.
- (5) ADAMS User's Guide, MSC Software Corporation, 2005
- (6) Olsson, H., Astrom, K. J., Canudas de Wit, C., Gafvert, M., Lischinsky, P., 1998, "Friction Models and Friction Compensation," *European Journal of Control*, Vol. 4, No. 3, pp. 176~195.
- (7) Yang, B. S., Lee, J. M., Ha, J. H. and Ahn, B. H., 1994, "Optimal Design of Air Dampers Applied on Wash Machines," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng.*, Vol. 18, No. 9, pp. 2477~2485.
- (8) Bae, S., Lee, J. M., Kang, Y. J., Kang, J. S. and Yun, J. R., 2002, "Dynamic Analysis of an Automatic Washing Machine with a Hydraulic Balancer," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 257, No. 1, pp. 3~18.
- (8) Oh, H. J. and Lee, U. S., 2004, "Dynamic Modeling and Analysis of the Washing Machine System with an Automatic Balancer," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 28, No. 8, pp. 1212~1220.
- (9) Nygard, Tomas, and Berbyuk, Viktor, 2012, "Multibody Modeling and Vibration Dynamics Analysis of Washing Machines," *Multibody System Dynamics*, Vol. 27, pp. 197~238.
- (10) Nikravesh, P. E., 1988, *Computer Aided Analysis of Mechanical system*, Prentice-Hall, New Jersey.