

아크스프링의 이산화 모델을 사용한 DMF 성능 시뮬레이션

김태현¹⁾ · 김민성¹⁾ · 송한림²⁾ · 어순기³⁾ · 김현수^{*1)}

성균관대학교 기계공학부¹⁾ · 인산공과대학²⁾ · 현대자동차³⁾

Performance Simulation for a Dual Mass Flywheel using Discrete Model of Arcspring

Taehyun Kim¹⁾ · Minsung Kim¹⁾ · Hanlim Song²⁾ · Sunki Uh³⁾ · Hyunsoo Kim^{*1)}

¹⁾School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 440-746, Korea

²⁾Dept. of Computer Applied Mechanical Engineering, Ansan College of Technology, Gyeonggi-do 425-791, Korea

³⁾Hyundai Motor Company & Kia Motors Corporation, 772-1 Jangduk-dong, Whasung-si, Gyeonggi-do 445-855, Korea

(Received 12 April 2004 / Accepted 31 May 2004)

Abstract : This paper presents a discrete analysis approach to investigate the performance of dual mass flywheel (DMF). In the discrete analysis, arcspring installed between the flywheels is modeled as N- discrete elements. Each element consists of mass, spring and nonlinear friction element. LuGre friction model is used to describe nonlinear friction characteristic. Based on the dynamic models of the DMF, clutch, engine, manual transmission and vehicle, a DMF performance simulator is developed using MATLAB Simulink. Simulation results of the engine speed, driveshaft torque and vehicle velocity are compared with test results. It is found that the discrete DMF model describes the vehicle behavior closely, especially during the clutch actuation period.

Key words : DMF(이중질량 플라이휠), Manual transmission(수동변속기), Discrete model(이산화 모델), Arcspring(아크스프링)

1. 서론

최근 고성능 엔진의 개발로 인한 출력의 증가, 디젤엔진을 주로 사용하는 SUV의 증가로 인하여 변속시나 구동시 동력전달계로 전달되는 비틀림 진동에 대한 많은 관심이 집중되고 있다. 이 비틀림 진동은 차량의 각종 NVH현상의 원인이 되어 승차감을 저하시키는 원인이 된다.¹⁾

자동변속기차량이나 CVT차량의 경우에는 엔진과 변속기 사이에 토크컨버터가 장착되어 엔진의 토크진동과 충격을 상당히 효과적으로 줄여주는 역

할을 하지만, 효율이 좋지 않다는 단점이 있다. 반면 수동변속기 차량의 경우 건식 클러치에 장착된 비틀림댐퍼(torsional damper)가 그 역할을 담당하고 있다. 이것은 토크컨버터와 비교하여 효율은 좋지만 1개의 플라이휠(single mass flywheel:SMF)과 댐퍼스프링은 비틀림각의 변위가 작기 때문에 감쇠능력에 한계가 있다. 이와 같은 문제점을 극복하기 위하여 이중질량 플라이휠(dual mass flywheel : DMF)에 대한 많은 연구가 수행되고 있다. DMF에서 플라이휠 내부에 장착된 아크스프링은 스프링의 변위가 상대적으로 크지만 곡선 형태로 장착되어있기 때문에 압축시 원심력에 의하여 벽면과 마찰을 하게 되며, 마찰력은 스프링의 위치에 따라 달라지게 된다.

*To whom correspondence should be addressed.
hskim@me.skku.ac.kr

이 마찰력 때문에 아크스프링은 압축후 다시 확장 시 늘어나지 않고 마치 예하중이 작용하는 강체와 같은 특성을 보이게 된다.²⁾ 이러한 특성은 DMF의 성능에 큰 단점으로 작용하며 DMF 설계의 중요한 요소가 된다.

기존의 DMF에 관한 연구는 DMF 자체의 진동 감쇠특성을 다루거나, 일차(primary) 플라이휠과 이차(secondary) 플라이휠의 질량비 등을 설계인자로 연구한 것이 대부분이다.^{1,3)} 이러한 연구에서는 플라이휠 내부의 아크스프링을 1개 또는 2개의 스프링으로 모델링하여 DMF를 1, 2차 2개의 회전관성 및 스프링과 댐퍼로 모델링하는 방법을 주로 사용하고 있다.¹⁾ 또한 아크스프링을 여러개의 요소로 나누어 모델링한 연구가 있으나 일정한 차량속도와 기어비에서의 DMF 특성만 고려하였고,^{4,5)} DMF와 엔진 및 차량 동력 전달계 전체의 특성이 고려된 연구는 거의 없다.

따라서 본 연구에서는 DMF 아크스프링을 이산화(discrete) 모델링하고 플라이휠 벽면과의 마찰에 비선형 마찰을 적용한 DMF 모델을 제시하였다. 또한 DMF 모델을 이용한 수동변속기 차량 시뮬레이터를 개발하고, DMF 동력전달계의 특성을 실험결과와 비교 고찰하였다.

2. DMF의 모델링

2.1 아크스프링 모델

DMF는 제조회사별로 여러 가지 모델이 있다. 본 연구에서는 Fig. 1과 같은 DMF에 관하여 모델링하였다. Fig. 1의 DMF는 일차 플라이휠, 아크스프링, 이차 플라이휠과 플랜지로 구성되어 있다.

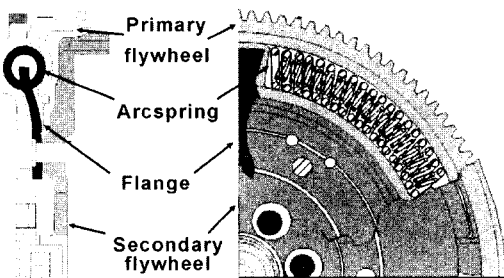


Fig. 1 DMF

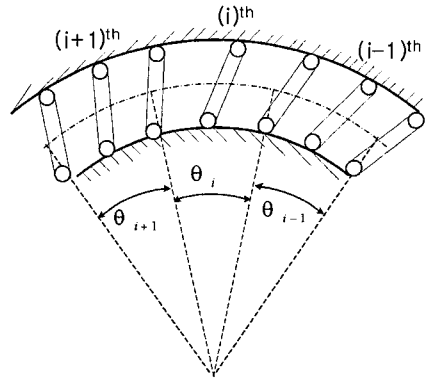


Fig. 2 Discrete model of arcspring element

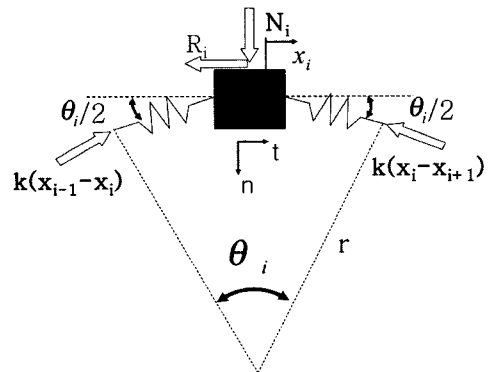


Fig. 3 FBD for *i*th arcspring element

DMF의 작동 원리는 다음과 같다. 일차 플라이휠의 운동은 아크스프링에 전달되며, 아크스프링은 이차 플라이휠의 플랜지를 통하여 전달된다. 이 과정에서 아크스프링과 일차 플라이휠 벽면사이에 마찰이 발생하게 된다. 아크스프링이 있는 공간에는 강한 점성을 지닌 그리스가 들어있다. 아크스프링의 위치는 170°를 이루고 있으며 두개가 장착되어 있다. 또한 아크스프링의 내부에는 지름이 작은 아크스프링이 추가로 장착되어 있다.

Fig. 2는 아크스프링의 이산화모델과 요소의 각도를 나타낸 그림이다.

Fig. 3은 *i*번째 스프링 요소에 대한 자유물체도이다. Fig. 3에서 x_i 는 *i*번째 스프링 요소의 변위, R_i 는 스프링 요소와 벽면사이의 마찰력, θ_i 는 요소의 변형 후 각도, k 는 각 스프링 요소의 탄성계수, r 은 DMF 아크스프링의 피치 반경, N_i 는 아크스프링력

과 플라이휠의 회전에 의한 원심력에 의해 반경방향으로 스프링 요소에 작용하는 수직력이며 다음과 같이 표시된다.

$$N_i = (x_{i-1} - x_{i+1})k \sin \frac{\theta_i}{2} + \frac{m(r\omega_p + \dot{x}_i)^2}{r} \quad (1)$$

Fig. 3을 기초로 i 번째 스프링 요소에 대한 동역학식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$m \ddot{x}_i = k(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) \cos \frac{\theta_i}{2} - R_i \quad (2)$$

식 (2)에서 R_i 는 아크스프링과 일차플라이휠의 마찰력으로 다음절에서 설명하기로 한다.

2.2 마찰력 모델

아크스프링에 작용하는 비선형 마찰을 묘사하기 위해 LuGre의 마찰모델을 사용하였다.⁶⁾ LuGre의 마찰모델은 Fig. 4와 같이 마찰면 사이의 거칠기 정도를 강모의 굽힘으로 모델링하여 마찰의 동역학을 묘사한 모델이다.

Fig. 5는 LuGre 모델에서 마찰력의 특성을 보여주는 그림이다. 마찰면이 움직여 일정한 속도에 도달

할 때까지 마찰력은 빠르게 증가하며, 이 구간은 정마찰 영역이라 한다. 다음으로 원안에서와 같이 특정 속도영역을 지나면서 마찰력이 갑자기 감소하는 구간이 발생하는데 이 구간을 경계 윤활 영역이라 하며 이때 마찰력이 감소하는 것을 Stribeck 효과라고 한다. 또한 여기서 마찰력이 감소하기 시작하는 지점의 속도를 Stribeck 속도라고 한다. 마찰력이 지속적으로 증가하는 구간을 완전 유체 윤활영역이라 하며, 이 구간에서는 마찰면 사이의 속도차로 인하여 윤활제가 마찰면을 완전히 분리할 수 있는 충분한 두께가 됨을 의미한다. 이 구간에서 쿨롱마찰과 비스코스 마찰이 존재하게 된다.⁷⁾

LuGre의 마찰 모델에서 마찰력은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$R_i = \sigma_0 z_i + \sigma_1 \dot{z}_i + \sigma_2 v_i \quad (3)$$

$$\dot{z}_i = v_i - \frac{|v_i|}{g(v_i)} z_i \quad (4)$$

$$g(v_i) = F_{c_i} + (F_{s_i} - F_{c_i}) e^{-\left(\frac{v_i}{v_c}\right)^2} \quad (5)$$

$$F_{c_i} = \mu_c \times N_i \quad (6)$$

$$F_{s_i} = \mu_s \times N_i \quad (7)$$

여기서 $g(v_i)$ 는 비선형마찰을 묘사하기 위한 함수이다. z_i 는 마찰표면 돌기의 평균 굽힘변위, \dot{z}_i 은 마찰표면 돌기의 굽힘 속도, v_i 는 마찰면의 상대 속도, v_c 는 Stribeck 속도, σ_0 는 강성계수, σ_1 는 감쇠계수, σ_2 는 비스코스댐핑계수, F_{c_i} 는 쿨롱 마찰력, F_{s_i} 는 정상상태 마찰력, μ_c 는 동마찰계수, μ_s 는 정마찰 계수를 의미한다.

LuGre모델에서 각 계수는 실험을 통하여 구하여야 하나, 본 연구에서는 Fig. 6과 같이 제조사에서 제공한 DMF 아크스프링 특성곡선의 히스테리시스를 표현할 수 있도록 시뮬레이션을 수행하여 각 계수의 값을 결정하였다.

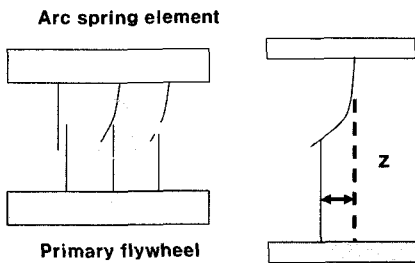


Fig. 4 LuGre friction model

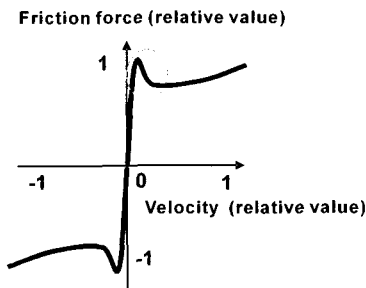


Fig. 5 LuGre friction model

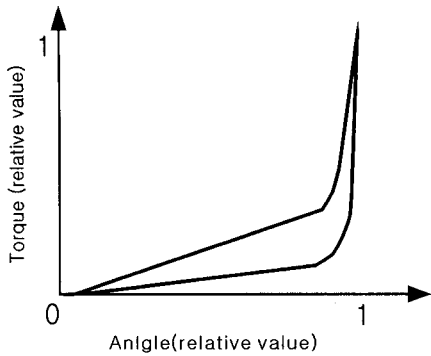


Fig. 6 Torsional characteristic of arcspring

2.3 DMF 모델

Fig. 7은 Fig. 3의 자유물체도로 부터 구한 이산화 요소 1개의 Bondgraph 모델이다.

Fig. 8은 Fig. 7을 기초로 일차 플라이휠과 이차 플라이휠의 관성을 포함하고 n개의 아크스프링을 반영한 DMF의 Bondgraph 모델이다. 플라이휠의 회전 운동은 TF(transformer)에서 아크스프링 반경 r이 곱해져 이산화 요소의 직선운동으로 변환된다. 플라이휠과 연결되는 이산화 요소는 플라이휠축으로 한 개의 스프링만 있기 때문에 스프링 상수는 2배가 되어 2k로 표시된다.

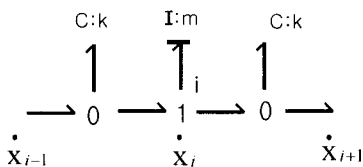


Fig. 7 Bondgraph model of arcspring element

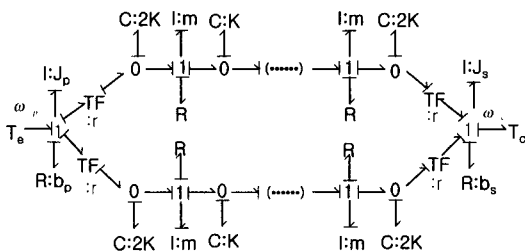


Fig. 8 Bondgraph model of DMF

위의 Bondgraph 모델에서 DMF의 동역학식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$J_p \dot{\omega}_p = Te - 4rk(x_p - x_1) \cos \frac{\theta_1}{2} - b_p \omega_p \quad (8)$$

$$m \ddot{x}_1 = k(2x_p - 3x_1 + x_2) \cos \frac{\theta_1}{2} - R_1 \quad (9)$$

$$m \ddot{x}_i = k(x_{i-1} - 2x_i + x_{i+1}) \cos \frac{\theta_i}{2} - R_i \quad (10)$$

$$m \ddot{x}_n = k(x_{n-1} - 3x_n + 2x_s) \cos \frac{\theta_n}{2} - R_n \quad (11)$$

$$J_s \dot{\omega}_s = 4rk(x_n - x_s) \cos \frac{\theta_n}{2} - T_c - b_s \omega_s \quad (12)$$

여기서 J_p 는 일차 플라이휠의 회전관성, J_s 는 이차 플라이휠의 회전관성, T_e 는 엔진 토크, T_c 는 클러치로 전달되는 토크, ω_p 는 일차 플라이휠의 각속도, ω_s 는 이차 플라이휠의 각속도이다. 식 (8)과 식 (12)는 각각 일차 플라이휠과 이차 플라이휠의 동역학 식이며 식 (9)-(11)은 각 스프링 요소에 대한 동역학 식이다.

위 식을 풀기 위하여는 아크스프링 이산화 요소의 아크각도 θ 를 알아야 한다. Fig. 9는 일차 플라이휠에 접촉해 있는 이산화 스프링 요소의 변형시 기하학적 구조도이다. Fig. 9로부터 이산화 요소의 각도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\theta_1 = \theta_0 + \frac{x_1 + x_2}{2r} - \theta_p \quad (13)$$

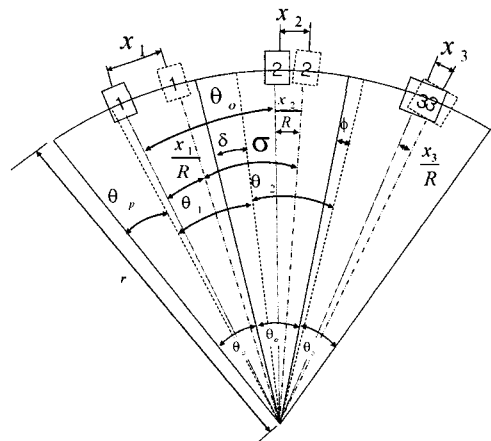


Fig. 9 Spring position at primary flywheel

$$\theta_i = \theta_0 + \frac{x_{i+1} - x_{i-1}}{2r} \quad (14)$$

$$\vdots$$

$$\theta_n = \theta_0 - \frac{x_{n-1} + x_n}{2r} \quad (15)$$

여기서 θ_0 는 아크스프링 각 요소의 초기 각도, θ_p 는 일차 플라이휠의 회전각이다.

3. DMF 시뮬레이터

위의 DMF 운동방정식을 이용하여 MATLAB Simulink를 기반으로 DMF 성능 시뮬레이터를 개발하였다.

Fig. 10은 DMF 시뮬레이터를 나타낸다. 시뮬레이터에서 아크스프링은 10개의 요소로 분할되었으며, 아크스프링 요소의 개수는 간단하게 늘이거나 줄일 수 있게 구성되었다.

일차 플라이휠로 엔진의 토크와 RPM이 입력되면 아크스프링력과 마찰력을 통해 이차 플라이휠로 토크와 RPM이 출력된다. 시뮬레이터에서는 입력 토크와 RPM에 따라 스프링 요소의 변위와 속도, 각도가 계산된다.

엔진은 다른 각도에 있는 여러개의 피스톤이 폭발하며 토크를 만들어내기 때문에 엔진의 출력 토크는 진동하게 된다.⁸⁾ 이때 엔진 피스톤의 폭발력에 의한 토크 진동은 다음 식으로 묘사하였다.

$$T_e = T_m + A \sin \omega t \quad (16)$$

여기서 T_m 은 엔진의 평균 토크, ω 는 엔진의 진동주기, A는 토크 진폭을 나타낸다. 본 시뮬레이션에서 A의 값은 평균 토크의 10%를 사용하였다.⁹⁾

Fig. 11은 시뮬레이터를 이용하여 구한 DMF의 특성곡선이다. 그림에서와 같이 제조사의 특성과 시뮬레이션 값이 거의 같은 경향을 보이는 것을 볼 수 있다. 이것으로 제시된 DMF 모델이 연구 대상 DMF의 특성을 잘 반영하고 있음을 알 수 있다. Fig. 11에서 시뮬레이션 결과는 일차 플라이휠에 200Nm의 토크를 단위 계단 입력으로 주었을 때의 특성이다. 그림에서 히스테리시스 폭이 넓은 부분은 과도 상태의 특성이고 정상상태로 갈수록 히스테리시스 폭이 좁아진다. 시뮬레이션을 통하여 과도상태에서

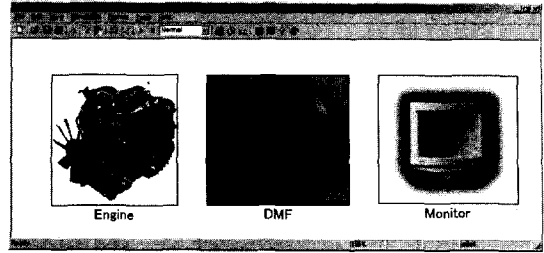


Fig. 10 DMF simulator

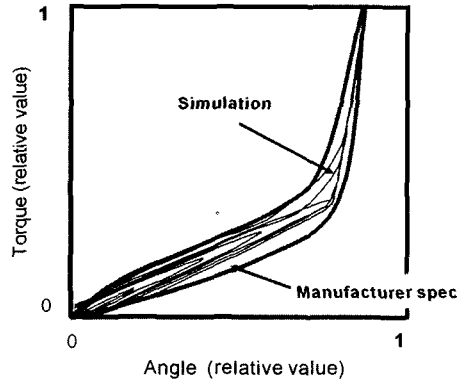


Fig. 11 Torsional characteristic of arcspring

아크스프링의 압축(늘어나는)속도가 빠를수록 히스테리시스 폭은 넓어짐을 확인하였다. 업체에서 제시한 곡선과 시뮬레이션 결과가 차이를 보이는 데, 이것은 업체에서 제시한 특성곡선의 실험조건을 반영한다면 좀더 유사한 결과를 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

Fig. 12는 엔진에서 100Nm의 평균 토크가 전달되고 10%의 토크진동이 200rad/sec(950rpm, 4기통차량 기준)의 진동주기로 발생할 때 일차 플라이휠 토크(a), 이차 플라이휠 토크(b), 일차 플라이휠 각가속도(c), 이차 플라이휠의 각가속도(d) 결과이다. Fig. 12에서 볼 수 있듯이 DMF에 의하여 이차 플라이휠의 토크 및 각가속도가 감소된 것을 알 수 있다.

4. DMF 수동변속기 차량 시뮬레이터

DMF 수동변속기 차량 성능 시뮬레이터를 제작하기 위하여는 앞의 DMF 모델외에 운전자 모델, 수동변속기 모델, 엔진 및 구동계 차량모델이 요구된다. Fig. 13은 본 연구에서 사용한 DMF 차량의 개략

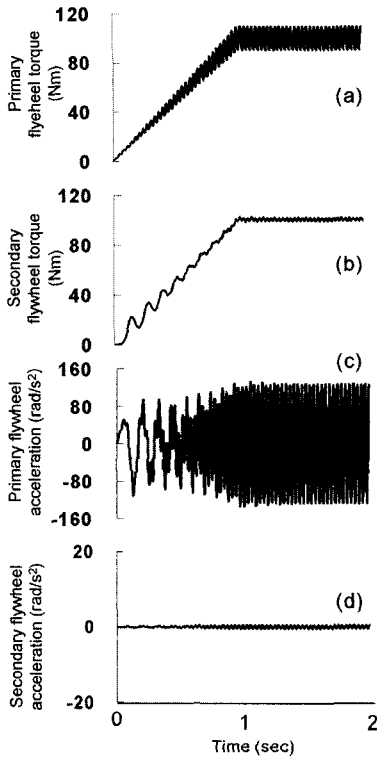


Fig. 12 Simulation results of DMF

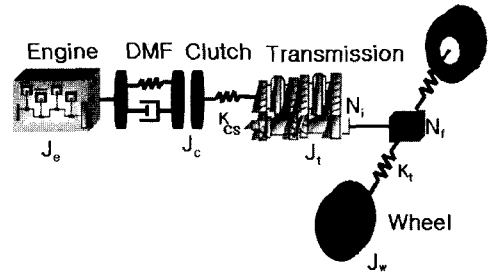


Fig. 13 Powertrain of DMF vehicle

도이다. 이 모델에서는 휠과 변속기 사이의 구동축을 강성을 갖는 스프링으로 모델링하여 토크 전달 시 비틀림 특성을 고려하였다.

Fig. 13의 모델을 바탕으로 MATLAB Simulink를 이용하여 Fig. 14와 같은 DMF 차량 성능 시뮬레이터를 개발하였다.

운전자 모델은 드로틀과 브레이크력, 클러치의 페달 스트로크를 제어한다. 드로틀 값은 개도량(%)으로 입력되어 엔진모델 들어가 엔진 토크를 출력하게 하고, 브레이크력은 차량의 속도를 감속 시키는데 사용된다. 클러치 페달 스트로크는 클러치 콘트롤계로 입력되어 차량의 발진과 변속 시에 클

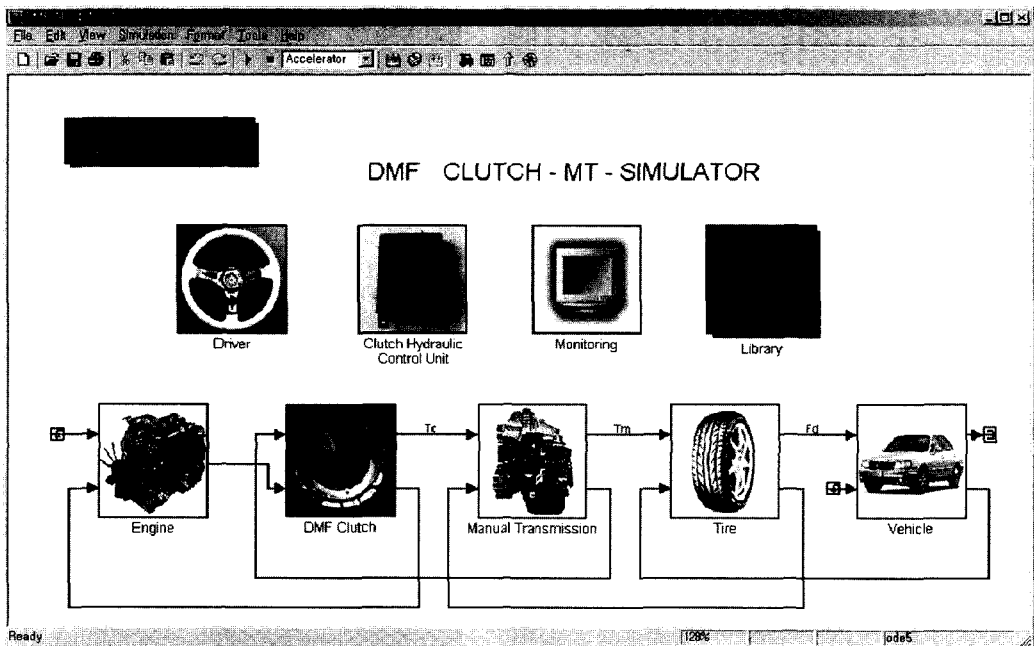


Fig. 14 DMF vehicle simulator

러치를 접속(engage), 단절(disengage) 하는데 사용된다.

5. 시뮬레이션 결과

Fig. 15는 앞에서 개발된 DMF 차량 시뮬레이터를 이용한 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교한 그림이다. Fig. 15의 (a)는 실험과 시뮬레이션에 사용된 클러치와 드로틀 개도량이다. 그림에서 클러치 페달량 100%는 클러치가 완전히 단절, 0%는 완전히 접속된 상태를 의미한다. Fig. 15에서 점선은 변속이 이루어지는 시점을 표시한 것이다. 차량속도 (b)는 드로틀 개도가 감소하면 감소하고 변속이 완료되어 클러치가 접속되고 드로틀 개도가 증가하면 다시 증가한다. 차량속도의 시뮬레이션 결과는 실험결과와 잘 일치한다.

엔진속도(c)는 드로틀 개도가 0이 되면 감소하고 클러치가 접속되어 반클러치 상태가 되면 증가하며 이후 드로틀 개도가 증가함에 따라 증가한다.

엔진속도 (c)는 전 영역에서 실험값과 시뮬레이션 값이 거의 일치하는 경향을 보인다.

구동축 토크의 시뮬레이션 결과(d)는 전체적으로 각 단 접속시와 단절시의 토크 진동을 근사하게 묘사하고 있다. Fig. 16은 Fig. 15의 구동축 토크(d)를 각 단 별로 확대한 그림이다. 1, 2단 그리고 3단으로 증속될수록 토크의 진동주파수가 빨라지는 것을 볼 수 있는데 이것은 변속기 드라이브 트레인의 전체 등가회전관성이 상향변속이 진행됨에 따라 더 작

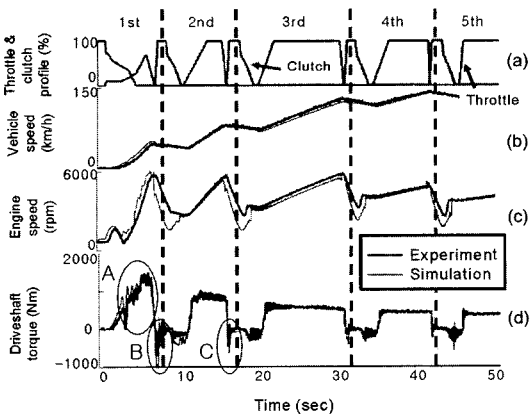


Fig. 15 DMF vehicle simulation results

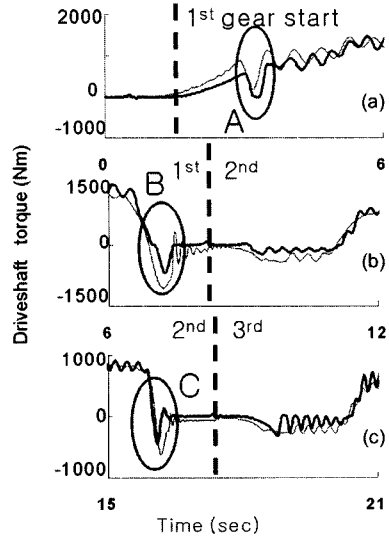
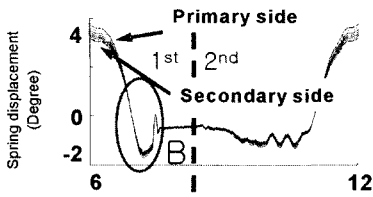


Fig. 16 DMF vehicle simulation results

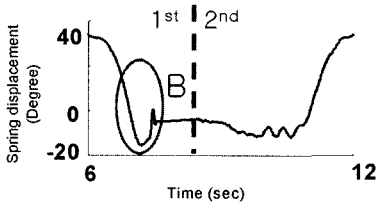
은 크기로 기어물림이 구성되기 때문이다. 따라서 고단으로 갈수록 구동축의 토크 진동 주파수는 커지게 된다. 1속 초기 출발시 클러치가 접속됨에 따라 구동축 토크는 감소하였다가 증가하며(원A) 시뮬레이션은 실험결과를 잘 묘사하고 있다. 드로틀 값이 0%로 감소(Fig. 15)하여 엔진에서의 출력 토크가 급격하게 감소할 때 Fig. 15와 Fig. 16의 B, C에서 볼 수 있듯이 구동축에는 음(-)의 토크가 작용하고 엔진브레이크가 걸리는 것을 볼 수 있다. 이때 DMF 아크스프링은 반대방향으로 압축된다. 그림에서와 같이 이 부분의 시뮬레이션 결과가 실험결과와 거의 일치하는 것을 알 수 있다.

Fig. 17은 1단에서 2단으로 변속시 아크스프링 각 이산 요소와 스프링 전체의 변위에 대한 시뮬레이션 결과이다. Fig. 17(a)에서 볼 수 있듯이 일차 플라이휠에 접촉해 있는 스프링 요소의 변위가 이차 플라이휠에 접촉해 있는 스프링 요소의 변위보다 크지만 각 이산요소의 스프링 변위는 거의 같은 경향을 보인다.

Fig. 17(b)는 아크스프링 전체의 변위를 나타낸 그림이다. 1단에서 스프링의 변위는 최대 약 40°로서 구동축 토크 1500Nm(Fig. 16(b))와 대응하여 압축된다. 드로틀이 0이 되는 순간 아크스프링 변위는 음(-)의 값을 보이고 반대방향으로 압축된다(원 B). 스



(a) Displacement of spring element



(b) Total spring displacement

Fig. 17 DMF spring displacement

프링의 변위가 음의 값을 가지는 것은 이차 플라이휠이 역방향으로 회전함을 의미한다.

6. 결론

DMF 아크스프링을 이산화모델링하고 플라이휠 채널과의 마찰에 비선형 마찰을 적용한 DMF 모델을 제시하였다. 제시된 모델을 이용하여 DMF 단품에 대한 시뮬레이터를 개발하고, DMF 히스테리시스 특성 및 감쇠특성을 실험결과와 비교하여 제시된 모델의 타당성을 검증하였다. 개발된 DMF 시뮬레이터를 적용하여 차량 시뮬레이터를 개발하고, DMF 동력전달계의 특성을 실험결과와 비교 고찰하였다.

개발된 DMF 성능 시뮬레이터는 차속, 엔진속도, 구동축 토크거동을 실험결과와 근사하게 묘사하고 있으며 특히 변속이 이루어지는 클러치 단절 및 접

속 구간에서 엔진속도와 토크거동을 실제와 유사하게 예측함을 확인하였다. 개발된 DMF 시뮬레이터는 DMF의 설계와 DMF차량 개발시 성능 예측, 평가 시뮬레이터로 사용이 기대된다.

References

- 1) K. Yamamoto, "Consideration of a New Type Two-Mass Flywheel," SAE 911059, 1991.
- 2) A. Kooy, "DMFW - Nothing New?," Luk Symposium, www.luk.de 2002.
- 3) J. Song, "A Study on Design Parameters of Dual Mass Flywheel System," KSME, Vol.6, No.1, pp.90-98, 1998.
- 4) A. Albers, "Advanced Development of Dual Mass Flywheel Design," Luk Symposium, www.luk.de, 1994.
- 5) K. H. Ahn, "Clutch Damper Characteristics Analysis using Discrete Model," Spring Conf. KSME, pp.903-908, 2002.
- 6) P. Dupont, V. Hayward, "Single State Elasto-Plastic Models for Friction Compensation," IEEE Trans. on Automatic Control, 2000.
- 7) H. Olsson "Friction Models and Friction Compensation," European Journal of Control, 1998.
- 8) A. Laschet, "Computer Simulation of Torsional Vibrations in Vehicle Powertrains," International Conference on Vehicle NVH and Refinement, 1994.
- 9) Y. M. Wang "Transmission Modeling for Gear Rattle Analysis," Vehicle Noise and Vibration, European Conference, London, 1998.