

구동계 비틀림진동저감을 위한 이중질량플라이휠의 파라미터해석

Parametric Study of DMFW to Reduce Torsional Vibration of Power Train System

이강우^{*} · 정재훈^{**} · 송영래^{**} · 지태한^{**}

K.W.Lee, J.H.Jung, Y.R.Song and T.H.Jee

Key Words : DMFW(이중질량플라이휠), Power Train System(구동계), Tip-in/Tip-out, Idle, FEM(유한요소법), ANSYS, Parameter, Inertia(관성), Hysteresis(이력현상), Stiffness(강성)

ABSTRACT

In this paper, numerical method of evaluating the influence of Dual Mass Flywheel(DMFW) to the torsional vibration of the automotive power train system is developed. And we applied the procedure to the currently being developed HMC's DMFW attached to an FF car to find out the best performance characteristics during the Tip-in/Tip-out operating condition. In doing this we compared the numerical results with the experimental results and performed parametric studies. We find out that the torsional vibrational characteristics of power train system can be significantly improved when we optimally choose DMFW, and the developed numerical procedure could be used as valuable tools in developing new DMFW.

1. 서론

현대의 자동차메이커들은 연비의 향상과 승차감 향상이라는 상반된 두 가지 목표를 만족시키기 위하여 노력하고 있다. 일반적으로 연비향상을 위하여 수행되는 부품의 경량화는 엔진의 고출력화와 더불어 구동계의 진동을 더 심하게 유발하므로 이에 대한 적절한 해결방법이 요구된다. 특히, 자동차의 핵심부품들로 구성되는 구동계에서 발생하는 비틀림진동은 소음진동의 원인이 될 뿐만 아니라 탑승자의 승차감에도 큰 영향을 주므로 이에 대한 적절한 대책이 필요하다. 이중질량플라이휠은 구동계의 진동소음을 저감하고 차량의 승차감향상을 위하여 연구되어온 방법 중의 하나로, 본 논문에서는 이중질량플라이휠의 효과를 평가할 수 있는 수치적 해석방법을 개발하고 이를 현재 HMC에서 개발중인 이중질량플라이휠의 Tip-in/Tip-out해석에 적용하였다. 또한, 이중질량플라이휠의 성능에 영향을 미칠 수 있는 몇 가지의 주요변수에 대해 파라미터해석을 행하여 가장 효과적인 이중질량플라이휠을 선정할 수 있도록 하였다.

2. 본론

2.1 이중질량플라이휠의 설계 개념

이중질량플라이휠의 설계개념은 그림 1에서 보는 바와 같이, 기존 플라이휠의 관성을 2개로 분리하여 이를 비틀림 스프링과 댐퍼의 양쪽에 배치함으로써 구동계의 진동특성을 변화/조절하는 것이다. 이중질량플라이휠은 엔진 아이들시의 기어래틀과 차량의 부밍, 가속페달의 급조작시 발생하는 Shock-Jerk등에 효과적인 것으로 알려져 있으나, 관성의 분배와 스프링 및 댐퍼를 적절히 선택함으로써 엔진회전수가 아주 낮은 영역을 제외한 전 엔진영역에서 우수한 진동특성을 얻을 수 있는 것으로 보고되고 있다. 2개로 분리된 이중질량플라이휠의 관성중 엔진측의 관성을 주관성이라고 하고, 트랜스미션측의 관성을 부관성이라고 한다.

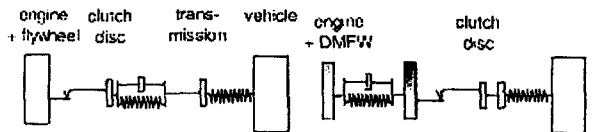


그림 1. DMFW의 개념도

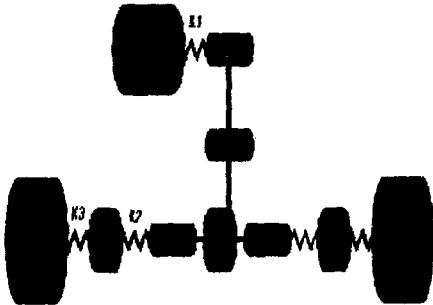
* 프리즘(주)
E-mail : lkw@prism21.co.kr
Tel : (031) 716-9578, Fax : (031) 713-8507

** 현대자동차(주)

2.2 구동계의 진동해석

(1) 해석프로그램 및 해석모델

구동계의 비틀림 진동해석에는 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS를 사용하였으며, 다양한 모델을 손쉽게 작성할 수 있도록 해석의 모든 과정을 APDL (ANSYS Parametric Design Language)로 작성하여 프로그램화하였다. 본 연구에서는 구동계의 비틀림진동만을 평가하므로 집중질량과 스프링/댐퍼들로 구성된 1차원 해석모델을 사용하였으며, 스프링의 비선형성, 감쇠, 이력현상, Drag Torque 등의 이중질량 플라이휠과 클러치의 특성을 표현할 수 있도록 하였다. 구동계의 비틀림진동은 300Hz이상의 고유진동수를 갖는 엔진의 비틀림진동과는 그 주파수영역이 확연히 구별되므로 엔진과 플라이휠은 하나의 집중질량으로 처리하였으며, 전체 구동계 모델 역시 그림 2와 같은 단순화된 모델을 사용하였다. (크랭크축산단의 댐퍼풀리의 비틀림진동을 계산할 경우에는 크랭크축을 구성하는 크랭크웹, 핀, 저어널등을 별도의 집중질량으로 모델링하여 해석을 수행하였으나 본 논문에서는 언급하지 않음)



모델	설 명
I1	Damper Pulley+C/R Shaft+F/W+Clutch Cover
I2	Clutch Disk+Input Shaft
I3	Output Shaft
I4	Diff. Gear Assembly
I5	1/2 LH Drive Shaft
I6	1/2 LH Drive Shaft+Wheel Ass'y+1/2 Tire
I7	1/2 Car
K1	Clutch or DMFW Torsional Stiffness
K2	Drive Shaft Torsional Stiffness
K3	Tire Torsional Stiffness

그림 2. 구동계의 수치해석 모델

그림 2에서 I1,I2,... 등으로 표시된 집중질량들은 ANSYS의 MASS21요소로, K1,K2,...등으로 표시된 비틀림스프링에는 COMBIN40요소를 사용하였다. 그러나, I1과 I2를 연결하는 비틀림스프링은 비선형특성을 갖는 이중질량플라이휠

혹은 클러치의 스프링을 의미하므로, 선형스프링이 사용되어야 하는 고유진동수 계산과 FRF계산을 제외한 모든 경우에 있어서 COMBIN39를 사용하였다. 특히, 이중질량플라이휠 스프링의 경우 스프링의 작용방향에 따른 심한 이력현상(Hysteresis)을 보이므로 실제 스프링효과는 주어진 비선형 스프링강성에 방향에 따른 이력현상만큼의 토크 보정을 통하여 고려하였다. 구동계에 포함되는 기어들은 기어비(기어의 회전 속도비, 즉 비틀림 각도비)를 유한요소해석모델에서의 구속조건(Constraint Equation)을 사용하여 처리하였으며, 차륜구동장치는 디퍼렌셜과 피니언 사이의 기어비 외에 양 바퀴에 걸리는 토크의 합이 항상 입력되는 토크와 같다는 조건을 적용하여 모델을 작성하였다.

본 논문에서 작성한 프로그램은 사용자가 설정한 옵션에 따라 고유진동수해석, FRF해석, 강제진동해석을 등을 수행하도록 되어있으며, 특히 강제진동해석의 경우 수치해석을 통한 다양한 시험을 할 수 있도록 여러 가지 가진형태를 선택할 수 있도록 하였다. 그러나 본 연구에서는 이미 시험에서 측정된 시간변화에 따른 엔진축의 토크 혹은 비틀림진동 각도(비정속 Tip-in/Tip-out시험)가 확보되어 있으므로, 이들을 가진력으로 하여 해석을 수행하여 개발된 프로그램의 타당성을 검증하였으며, 이를 기반으로 파라미터해석을 수행하였다.

해석에는 현재 현대자동차에서 생산되고 있는 세단형 승용차를 사용하였다.

해석에 사용된 이중질량플라이휠은 타사모델과 현대자동차에서 현재 개발중인 모델 두 가지로, 타사모델은 개발된 프로그램의 검증에 사용되었으며, HMC모델은 파라미터해석에 사용되었다. 타사모델 및 HMC모델의 이중질량플라이휠 스프링의 대표적인 강성계수로는 323.0Nm/rad과 393.2 Nm/rad의 값을 각각 사용하였다.

(2) 시험 및 해석결과 비교

그림 3은 Tip-in/Tip-out(토크가 거의 0인 상태에서 급가속을 한 후에 다시 급감속을 시키는 시험모드)시 측정된 가진 토크와 엔진 및 트랜스미션 입력축에서의 PRM변동을 그린 것이다. 해석시 가진력으로 사용될 수 있는 것은 측정된 토크와 엔진축의 RPM변동으로, 본 연구에서는 그 각각을 "Torque Input" 및 "Angle Input"이라고 구분하였다. 트랜스미션 입력축에서 측정된 RPM변동은 해석의 결과치로 추후 해석결과와의 비교에 사용되었다.

그림 4는 트랜스미션 입력축에서 계산된 RPM변동을 측정된 시험결과와 함께 보인 것으로, "Angle Input"시의 응답은 진동의 크기와 양상 모두 시험치와 잘 일치하나 "Torque Input"시에는 진동의 양상만 일치하고 그 크기는 시험치와 차이를 보인다. 이러한 결과는 해석모델 작성시

고려되지 않은 각종 감쇠효과의 차이에서 기인한다고 판단되며, 해석에서 얻은 결과에 대한 엄밀한 평가를 위해서는 트랜스미션 입력축의 각속도 신호 외에 각가속도 신호, 이중질량플라이휠의 작동상태 등을 종합적으로 비교하여야 한다.

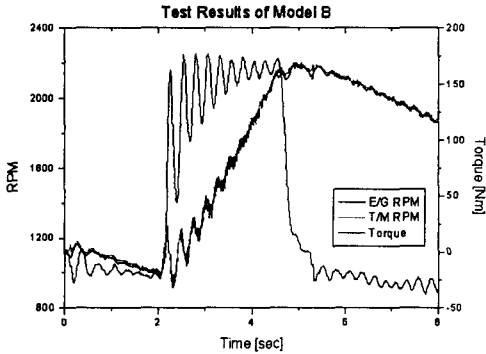


그림 3 시험측정 데이터

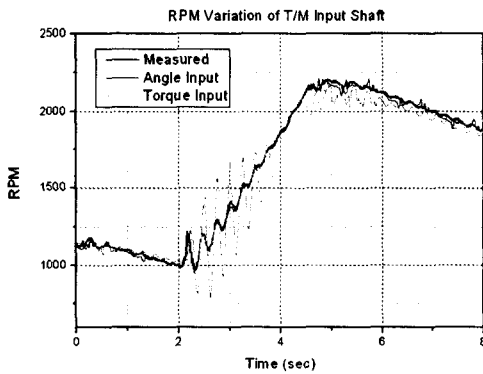
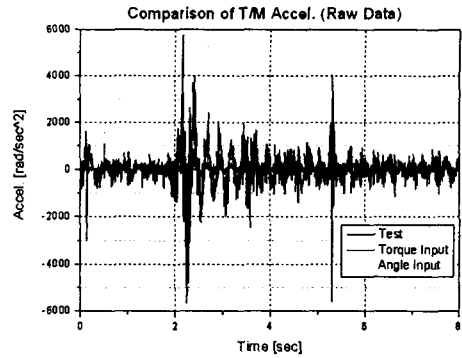


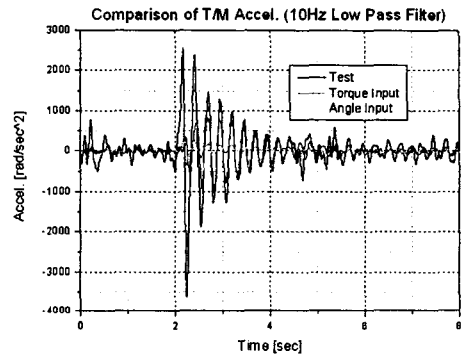
그림 4 트랜스미션 입력축의 RPM변동

그림 5는 각각 트랜스미션 입력축에서의 각가속도신호, 10Hz Low Pass Filter를 적용한 각가속도 신호, FFT분석 결과를 차례로 나타낸다.

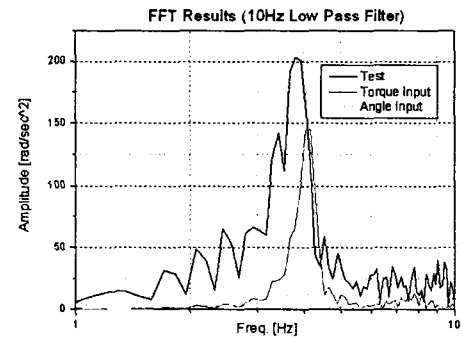
Tip-in/Tip-out시 발생하는 각가속도의 공진주파수는 10Hz이하의 저주파이므로 신호분석의 편리를 위해 10Hz의 LPF를 사용하며, 이들의 주파수 특성을 보다 명확히 하기 위하여 FFT를 수행하였다. 또한, 그림 6은 각각 "Angle Input"과 "Torque Input"을 적용한 경우에 계산된 각가속도 신호와 그 때의 이중질량플라이휠 스프링의 상대 비틀림각도를 함께 그린 것으로, 스프링의 작동각도는 두 경우 모두 비슷하나, 그 변동양상을 가속도신호와 함께 비교할 경우 "Torque Input"시의 해석결과가 훨씬 현실성이 있음을 알 수 있다.



(a) 각가속도 신호(Raw data)



(b) 10Hz LPF를 통과한 신호

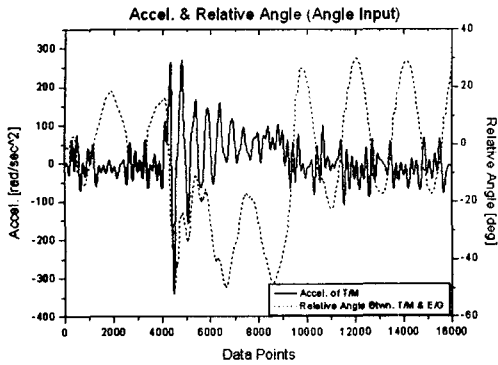


(c) FFT분석결과

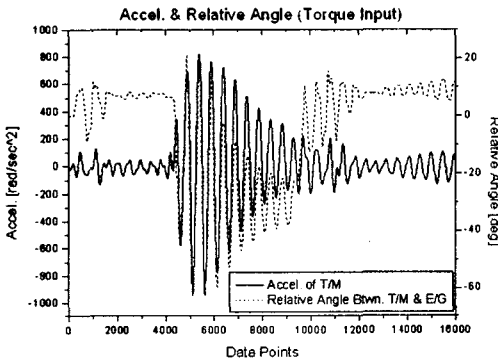
그림 5. 트랜스미션 입력축의 각가속도 신호

이상으로 해석에서 얻은 각종의 신호와 시험결과를 종합적으로 비교해 볼 때, 엔진측에서 측정된 RPM변동을 가진력으로 사용하여 해석한 경우에 비해 측정된 토크를 가진력으로 사용하여 해석한 결과가 보다 정확한 결과를 줄 수 있음을 알 수 있었으며, 따라서 다음 절에서 설명할 파라미터 해석에서도 토크를 가진력으로 하여 해석을 수행하였다. 토

크를 가진력으로 하여 얻은 각가속도 신호는 시험결과에 비해 그 절대값의 크기에서 약간 차이가 있으나 거의 모든 특성이 잘 일치하였다.



(a) "Angle Input"시의 DMFW거동



(b) "Torque Input"시의 DMFW거동
그림 6. 이중질량플라이휠 스프링의 거동

표 1. 파라미터해석에 사용된 값

	Torque	Inertia	Hysteresis	Stiffness
수준 1	50%	70%	50%	그림 7참조
수준 2	70%	100%	70%	
수준 3	100%	150%	100%	
수준 4	150%	200%	150%	

그림 7은 파라미터해석에 사용된 이중질량플라이휠 스프링의 강성특성을 그린 것으로 가장 큰 특징은 2단계스프링의 강성이 기본모델(HMC모델)에 비해 점차적으로 증가되었다는 점이다. (해석을 간단히 하기 위하여 파라미터해석에서는 3단계의 스프링강성을 2단계로 단순화하였다.)

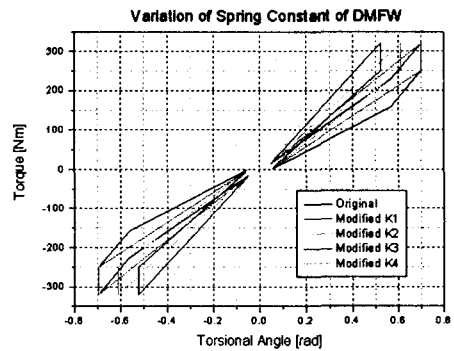


그림 7. 해석에 사용된 스프링강성

HMC모델을 장착한 경우, 계의 고유진동수는 이중질량플라이휠의 작동영역에 따라 달라지며 표 2와 같다.

표 2 HMC모델 장착시의 고유진동수 변화

	구간 1	구간 2	구간 3
		114.6 Nm/rad	359.1 Nm/rad
모드 1	3.614 Hz	4.345 Hz	4.549 Hz
모드 2	10.231 Hz	15.060 Hz	20.109 Hz
모드 3	34.134 Hz	34.134 Hz	37.583 Hz
모드 4	37.552 Hz	37.563 Hz	37.583 Hz

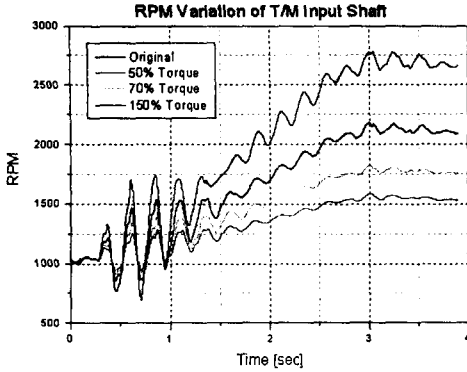
2.3 파라미터해석

(1) 해석개요

본 절에서는 이중질량플라이휠을 비롯한 구동계의 구성요소들이 전체 비틀림진동특성, 특히 운전자에 미치는 영향을 평가하기 위하여 파라미터해석을 실시하였다. 파라미터로는 가진토크의 크기, 차량의 관성, 이중질량플라이휠의 이력과 강성의 4가지를 설정하였으며, 표 1에 보인 것처럼 기본모델에 대해 4가지 수준으로 변경을 하였다.

(2) 해석결과

파라미터해석에서 비교평가하는 항목은 이미 앞 절에서 보인 것과 같이 트랜스미션 입력축의 각속도 변동, 각가속도 변동, 이중질량플라이휠 스프링의 작동각도 등이나, Tip-in/Tip-out과 같이 급격한 가감속을 받는 경우에는 탑승자가 느끼는 승차감 또한 중요한 요소로 작용하므로 차체에서 검출되는 각가속도 응답도 함께 검토하여야 한다.



(a) 트랜스미션 입력축의 각속도 변화

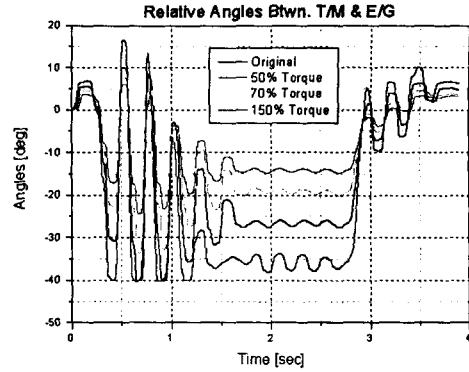
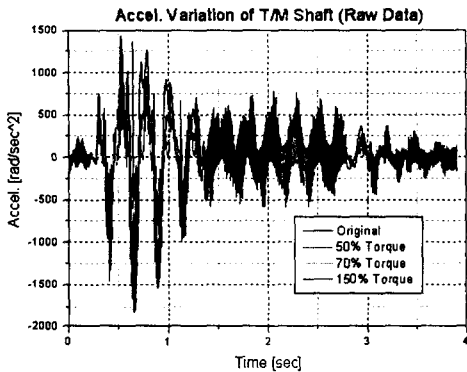


그림 9. 이중질량플라이휠의 상대 비틀림각도



(b) 트랜스미션 입력축의 각가속도 변화
그림 8. 가진토크 변화시의 응답

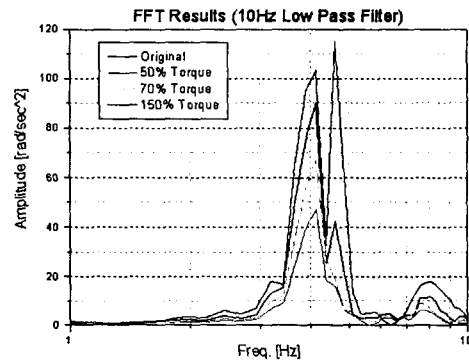


그림 10. FFT분석 결과

먼저, 가진토크의 크기를 변화시키면서 해석을 수행한 결과에 대해 그 결과를 비교하면 다음과 같다. 그림 8은 트랜스미션 입력축에서 얻은 각속도와 각가속도의 변동으로 입력되는 토크의 크기가 증가함에 따라 도달 가능한 RPM의 크기는 증가하고, 임의의 순간에서의 진동량도 증가함을 알 수 있다. 각가속도 역시 토크의 크기증가에 따라 그 진동폭이 증가한다.

그림 9는 이중질량플라이휠 스프링의 작동각도를 그린 것으로 토크의 크기가 증가함에 따라 상대 비틀림각도가 증가함을 알 수 있다.

그림 9의 가장 큰 특징중의 하나는 가속시와 감속시의 스프링 작동영역이 다르다는 점으로, 가속시에는 표 2의 구간 3영역에서, 감속시에는 구간 2의 영역에서 작동함을 알 수 있다. 그림 10은 10Hz LPF를 통과시킨 트랜스미션 입력축의 각가속도 변화를 FFT처리한 것으로 첫 번째 모드의 영향이 가장 큼을 알 수 있다. (가/감속 데이터를 함께 처리 하였으므로 2개의 유사한 피크 즉, 4.3Hz 및 4.5Hz의 피크가 나타나게 됨)

그림 11은 차량탑승자가 느끼는 승차감에 직접적으로 영향을 미치는 차체의 비틀림진동을 그린 그림으로, 토크의 크기가 증가함에 따라 각가속도의 최대 및 최소값의 크기와 그 진폭이 증가함을 알 수 있다.

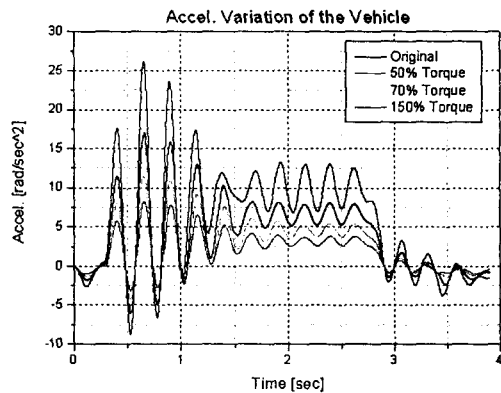


그림 11. 차체의 각가속도 신호

다른 파라미터들을 변화시켜서 수행한 결과들에 대한 비교분석 역시 본 절에서 보인 것과 같은 결과들의 비교분석을 통하여 이루어지므로 이들 각각에 대한 상세한 분석평가는 지면상 생략하며 여기서는 단지 이러한 파라미터해석을 통하여 얻어진 최종 결과들을 트랜스미션 입력축과 차체의 진동이란 두 가지 관점에서 정리한다.

먼저 트랜스미션 입력축의 비틀림진동특성을 살펴보면 다음과 같다.

동일한 토크에 단지 차량의 등가관성만을 증가시키는 경우 차량의 전체 관성이 커져 트랜스미션 입력축이 도달할 수 있는 최대 RPM은 감소하나, 가/감속이 이루어지는 시점에서의 트랜스미션 입력축의 RPM변동은 관성의 증가와 함께 증가한다. 차체의 관성변화에 따른 각가속도의 피크 주파수변화는 거의 없으며, 관성이 증가할수록 각가속도 피크의 최대 및 최소치는 증가한다. 그러나 이중질량플라이휠의 상대 비틀림각도는 거의 변하지 않는다. Tip-in/Tip-out시 가장 중요한 첫 번째 모드의 피크치는 관성의 증가에 따라 함께 증가한다.

트랜스미션 입력축이 도달할 수 있는 최대 RPM이나 진동특성은 이중질량플라이휠의 이력과는 무관하며, 어느 순간에서의 RPM변동량 역시 스프링의 이력과는 거의 관계가 없다. 또한, 각가속도의 경우 피크가 발생하는 주파수는 이력과 관계가 없으며, 발생하는 각가속도 피크치의 최대/최소값은 이력의 증가에 따라 감소하는 경향을 보인다. 그러나 이러한 변동량은 상당히 미소하며, 이력의 변화에 따른 이중질량플라이휠의 작동각도 역시 거의 무관함을 보인다.

이중질량플라이휠의 스프링강성을 증가시키는 경우, 트랜스미션 입력축이 도달할 수 있는 최대 RPM은 강성과 거의 무관하며, 임의의 순간에서 발생하는 각속도의 변동량은 스프링의 강성이 증가함에 따라 감소한다. 트랜스미션 입력축의 각가속도 변동폭은 초기 가속시에는 강성의 증가에 따라 감소하고 정속구간에서는 증가하는 경향을 보이나, 각가속도 변동의 최대 및 최소치의 크기는 스프링의 강성증가에 따라 미소하나마 감소한다. 또한 강성증가에 따른 이중질량플라이휠의 상대 비틀림각도는 감소하는 경향을 보인다.

차량에서 관측된 결과는 트랜스미션 입력축에서 관측된 결과와 다소 상반된 양상을 보이며 다음과 같다. 즉, 차량의 관성을 증가시킬 경우 차량에서 관측되는 가속도의 최대 및 최소값의 크기는 감소하고, 그 진폭 역시 함께 감소한다. 이는 입력토크를 증가시킬 때의 결과와 정반대의 경향으로 특히 Tip-in/Tip-out과 관계가 있는 첫째 모드의 가속도크기는 차량의 관성증가에 따라 현저히 감소한다.

이중질량플라이휠의 이력증가시 차량에서 관측되는 가속도의 최대 및 최소값의 크기가 감소하는 경향을 보이나 그 크기는 상당히 미미하다.

이중질량플라이휠의 스프링강성을 증가시킬 경우, 차량에서 관측되는 가속도의 최대 및 최소값의 크기는 감소하는 경향을 보이나, 이러한 경향은 가감속시로 한정되며 정속구간에서는 오히려 진폭이 증가하는 경향을 보인다.

3. 결론

본 논문에서는 현대자동차에서 개발중인 이중질량 플라이휠의 특성치들이 전체 구동계의 비틀림 진동특성에 미치는 영향을 파악하기 위하여 수치해석 프로그램을 개발하였으며, 실차시험에서 얻어진 결과와의 비교분석을 통하여 이의 타당성을 검증하였다. 또한, 이 프로그램의 한가지 사용 예로써 자동차의 구동계를 구성하는 주요 인자들의 특성변경이 계의 전체 비틀림 응답특성에 미치는 영향도 함께 제시하였다. 이중질량 플라이휠 개발의 일환으로 개발된 본 프로그램은 현재 엔진의 비틀림 진동특성까지 함께 고려할 수 있도록 그 기능이 확장되었으며, 차량의 구동계 설계에 유용한 도구로 활용할 수 있다.

참고문헌

- (1) Ernst H. Kohlhage, 5th LUK Symposium, 1994
- (2) 장우석 등, 2000, "차량구동계의 진동, 소음 저감을 위한 이중질량 플라이휠 개발", KSAE 2000-03-2218.
- (3) Laschet A. "Simulation of Vibrations in Power Trains to Minimize Gear Rattling", I.Mech. E. C3821089, 1989