

Tip-in / Tip-out 시의 엔진의 동적 거동 해석

고강호* · 국형석*

Dynamic Analysis of Engine Response to Throttle Tip-in/Tip-out

Kang-Ho Ko and Hyungseok Kook

Key Words : Tip-in(팁 인), Tip-out(팁 아웃), Hydraulic Engine Mount(액체 봉입식 엔진 마운트), Inverse Fourier Transform(역 푸리에 변환)

Abstract

In this paper dynamic responses of an engine, which is supported by hydraulic mount, to throttle tip-in/tip out are analyzed. Because the hydraulic mounts have non-linearity which the characteristics of stiffness and damping vary with frequencies, it is difficult to analyze the dynamic behavior of an engine using general integral algorithms. Convolution integrals and relationships between unit impulse response functions and frequency response functions are therefore used to simulate the transient behavior of an engine indirectly. In time domain, impulse response functions are calculated by two-side discrete inverse Fourier transform of frequency response function achieved by Laplace transform of equations of motion. Considering the fact that the shapes of behavior of an engine simulated by the proposed method are in good agreement with test results, it is confirmed that the proposed method is very effective for the analysis of transient response to throttle tip-in/out of an engine with hydraulic mounts.

1. 서론

팁 인(tip-in)은 자동차의 스톱을 밸브를 갑자기 열어줌으로써 엔진의 구동 토크가 갑자기 증가하는 현상을 말하고, 팁 아웃(tip-out)은 반대로 스톱을 밸브를 갑자기 닫아줌으로써 엔진의 구동 토크가 갑자기 감소하는 현상을 말한다. 팁 인은 타행(coast down) 주행을 하다가 가속하기 위하여 가속 페달을 갑자기 밟았을 때 나타나며, 팁 아웃은 주행을 하다가 감속을 위하여 가속 페달에서 발을 떼었을 때 나타나게 된다. 이러한 팁 인과 팁 아웃에 의한 구동 토크의 변화는 엔진의 롤(roll) 진동을 유발하게 되며, 특히 팁 인과 팁 아웃의 초기 단계에는 셔플(shuffle)과 같은 과도 진동이 발생된다. 이러한 현상은 운전중에 반복적으로 발생되어 승객의 승차감을 나쁘게 하므로 팁 인과 팁 아웃에 의한 엔진 및 차량의 거동특성을 정확하게

파악하는 것은 매우 중요하다고 할 수 있다.

팁 인과 팁 아웃에 대한 엔진의 거동특성은 다음의 몇 가지 요인에 의하여 결정된다. 첫째 요인은 엔진의 구동 토크 상승율(rise rate)이다.⁽¹⁾ 토크 상승율이 크면 엔진의 거동도 크게 발생되는데, 이것은 차량의 가속 성능과 밀접한 관계가 있는 중요한 인자이다. 둘째 요인으로는 구동계의 컴플라이언스(compliance)가 있다.⁽²⁾ 이것은 엔진의 진동 에너지를 구동계의 포텐셜 에너지 형태로 변환하여 저장하므로 엔진의 거동에 영향을 주게 된다. 셋째 요인으로는 엔진 마운트의 강성 특성이 있다. 마운트의 강성을 증가시키면 엔진의 거동이 감소되지만, 엔진의 고주파성 진동이 많이 전달되어 하쉬니스(harshness)가 나빠지게 된다.

근래에 들어 엔진의 진동을 효과적으로 제어하기 위하여 액체 봉입식 하이드로릭 마운트가 많이 적용되고 있다. 이 마운트는 주파수에 따라서 강성과 댐핑특성이 일정하지 않으며, 특정 주파수에서 아주 큰 강성과 댐핑값을 갖게 되는데, 이러한 비선형적인 특성은 엔진의 거동 해석을 어렵게 하

* 국민대학교 자동차공학 전문대학원

고 있다.⁽³⁾

따라서 본 연구에서는 비선형성이 포함되어 있는 시스템의 동적 특성을 효과적으로 시뮬레이션 할 수 있는 방법을 제시하였다. 이 방법을 이용하여 하이드로릭 마운트에 의하여 지지되어 있는 엔진의 틱 인과 틱 아웃 시의 거동을 해석하였으며, 실제 차량 시험을 통하여 해석 방법의 유효성을 확인하였다.

2. 엔진의 운동방정식

2.1 강제 운동방정식

Fig. 1 에 나타나 있는 임의의 점 $P(X_d, Y_d, Z_d)$ 의 병진 자유도 y 와 회전 자유도 θ 에 대한 엔진의 강제 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = f \quad (1)$$

$$x = \{y \ \theta\}^T \quad (2)$$

여기서 관성행렬 M 은 엔진의 강제운동 조건을 고려하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M = \begin{bmatrix} m & & & & & \\ 0 & m & & \text{sym.} & & \\ 0 & 0 & m & & & \\ 0 & -G_3 & G_2 & I_{11} & & \\ G_3 & 0 & -G_1 & -I_{21} & I_{22} & \\ -G_2 & G_1 & 0 & -I_{31} & -I_{32} & I_{33} \end{bmatrix} \quad (3)$$

m : mass of an engine

$$G_1 = m(X_G - X_d)$$

$$G_2 = m(Y_G - Y_d)$$

$$G_3 = m(Z_G - Z_d)$$

$$I_{11} = I_{xx} + m((Y_G - Y_d)^2 + (Z_G - Z_d)^2)$$

$$I_{22} = I_{yy} + m((X_G - X_d)^2 + (Z_G - Z_d)^2)$$

$$I_{33} = I_{zz} + m((Y_G - Y_d)^2 + (X_G - X_d)^2)$$

$$I_{21} = I_{yx} + m(Y_G - Y_d)(X_G - X_d)$$

$$I_{31} = I_{zx} + m(Z_G - Z_d)(X_G - X_d)$$

$$I_{32} = I_{zy} + m(Z_G - Z_d)(Y_G - Y_d)$$

$$I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}, I_{yx}, I_{zx}, I_{zy} : \text{MOI at C.G.}$$

또한 임의의 점 P 의 변위에 대한 강성행렬 K 와 감쇠행렬 C 은 다음과 같이 변환행렬을 이용하여 구할 수 있다.

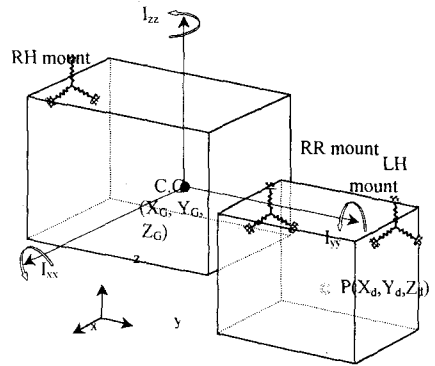


Fig. 1 Engine mount system.

$$K = G^T T^T K_M T G \quad (4)$$

$$C = G^T T^T C_M T G \quad (5)$$

여기서 K_M 과 C_M 은 마운트 r 의 주축방향에 대한 강성행렬 K_r 과 댐핑행렬 C_r 로 구성되는데, Fig. 1 과 같이 마운트가 3 개인 경우는 다음과 같이 표현된다.

$$K_M = \begin{bmatrix} K_1 & 0 & 0 \\ 0 & K_2 & 0 \\ 0 & 0 & K_3 \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$C_M = \begin{bmatrix} C_1 & 0 & 0 \\ 0 & C_2 & 0 \\ 0 & 0 & C_3 \end{bmatrix} \quad (7)$$

그리고 마운트 r 의 주축방향과 전체 좌표계의 방향 코사인 행렬(direction cosine matrix)인 T_r 을 사용하면, 변환행렬 T 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_M = \begin{bmatrix} T_1 & 0 & 0 \\ 0 & T_2 & 0 \\ 0 & 0 & T_3 \end{bmatrix} \quad (8)$$

그리고 좌표 변환행렬 G 는 마운트 r 의 좌표 $P_r(X_r, Y_r, Z_r)$ 을 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G = [G_1 \ G_2 \ G_3]^T \quad (9)$$

$$G_r = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & Z_r - Z_d & Y_d - Y_r \\ 0 & 1 & 0 & Z_d - Z_r & 0 & X_r - X_d \\ 0 & 0 & 1 & Y_r - Y_d & X_d - X_r & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$r = 1, 2, 3$

2.2 엔진 마운트의 비선형 특성

엔진을 지지하고 있는 일반적인 고무(rubber) 마운트의 강성 및 댐핑은 엔진의 강체 진동 모드가 분포되어 있는 약 30 Hz 미만의 관심 주파수 영역에서는 주파수에 관계없이 거의 일정한 값을 가지게 된다. 따라서 엔진 마운트가 모두 고무 마운트로 구성되어 있을 경우, 식 (1)에서 C , K 행렬은 주파수에 관계없이 일정한 값을 갖는 상수행렬이 되므로, 외부 가진력에 대한 강제진동응답을 비교적 쉽게 구할 수 있다.

그러나 액체 봉입식 하이드로릭 마운트는 상하 방향으로 강성과 댐핑이 주파수와 변위의 크기에 따라 다른 특성을 나타내는 비선형성을 가지게 된다. Fig. 2 는 전형적인 하이드로릭 마운트의 강성과 댐핑 특성을 나타내고 있는데, 보통 10~15 Hz 영역에서 엔진의 상하 방향으로의 바운스(bounce)를 제어하기 위하여 매우 큰 댐핑 특성을 가진 하이드로릭 마운트를 엔진의 오른쪽에 적용하게 된다. 이러한 하이드로릭 마운트가 적용될 경우에 식 (1)의 C , K 행렬은 주파수에 따라 값이 변하는 변수행렬이 되므로, 임의 가진력에 대한 시간 영역에서의 진동응답 특성을 직접적으로 구할 수 없게 된다.

2.3 강제진동 응답함수

이때 단위 충격 응답 함수(unit impulse response function)와 주파수 응답 함수(frequency response function)와의 관계를 이용하여 간접적인 방법으로 시스템의 진동응답 특성을 구하고자 한다.

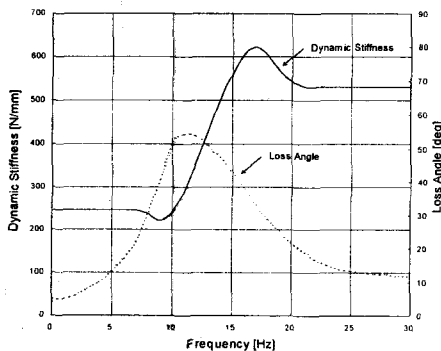


Fig. 2 The typical dynamic characteristics of a hydraulic mount.

식 (1)에서와 같이 하이드로릭 엔진 마운트가 적용된 시스템의 주파수 응답함수 H 는 라플라스 변환을 통하여 구한 전달함수(transfer function)를 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$H(\omega) = (-\omega^2 M + i\omega C(\omega) + K(\omega))^{-1} \quad (11)$$

이때 단위 충격 응답 함수 $h(t)$ 는 전달함수의 역 푸리에 변환(inverse Fourier transform) 을 통하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$h(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad (12)$$

여기서 h 는 6×6 의 크기를 갖는 행렬이 된다. 따라서 임의의 가진력 $f(t)$ 에 대한 응답 $x(t)$ 은 다음과 같이 컨볼루션 적분(convolution integral)을 통하여 구할 수 있다.

$$x(t) = \int_{-\infty}^t h(t-\tau) f(\tau) d\tau \quad (13)$$

식 (12)와 식 (13)에서 사용되는 함수가 함수가 모두 이산(discrete) 함수이므로 식 (12)와 식 (13) 대신 각각 다음과 같은 이산 변환식을 이용할 수 있다.

$$h(j) = \frac{1}{2\pi} \sum_{k=1}^N H'(k) e^{2\pi(j-1)(k-1)N\Delta\omega} \quad (14)$$

$$x(k) = \sum_j h'(k+1-j) f(j) \Delta t \quad (15)$$

여기서 H' 은 H 의 양측 스펙트럼 함수(two-sided spectrum) 이고, h' 는 h 의 실수부(real part)를 의미한다.

3. Tip-in/Tip-out 실험 및 해석

3.1 실험

앞에서 제시된 시뮬레이션 방법에 대한 검증을 위하여 하이드로릭 마운트가 장착된 엔진을 대상으로 팁 인/팁 아웃 시의 엔진 거동을 측정하였다. 엔진은 배기량이 1,600 cc 이고 수동 변속기가 장착되어 있으며, 이 차량의 속도와 엔진 회전 속도에 대한 구동 토크 특성은 Fig. 3 에 나타나 있는 것과 같다. 이 엔진은 3 개의 마운트에 의하여 지

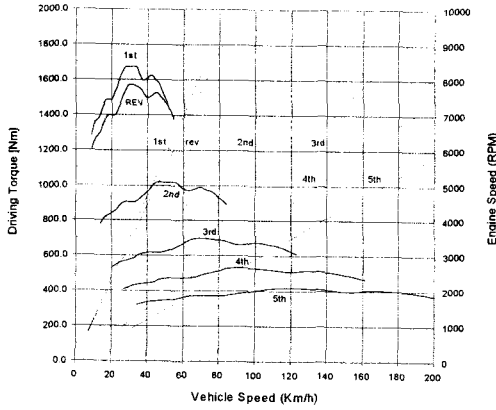


Fig. 4 Engine torque curve.

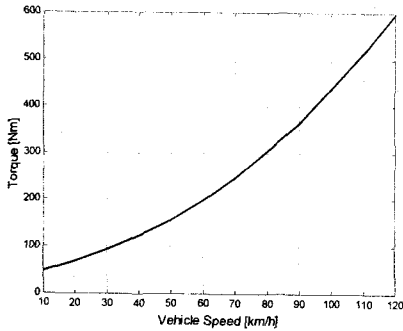


Fig. 5 Road load data used to simulate the aerodynamic drag torque on chassis dynamo.

지되어 있는데, 오른쪽(RH) 마운트의 상하 방향으로는 하이드로릭 마운트가 적용되어 있다. Table 1과 Table 2는 각각 엔진의 관성 특성과 마운트의 동특성을 나타내고 있으며, 하이드로릭 마운트의 강성과 댐핑특성은 Fig. 2에 나타나 있는 것과 같다. 그림에서 마운트의 댐핑특성은 손실각(loss angle)으로 표현되어 있으며, 댐핑 계수는 손실각과 강성을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$C(\omega) = K(\omega)\tan(\delta(\omega))/\omega \quad (16)$$

여기서 $K(\omega)$ 는 마운트의 강성이고, $\delta(\omega)$ 는 마운트의 손실각을 나타낸다.

시험의 편의를 위하여 샤시 다이내모를 사용하여 차량의 전륜만을 구동하였다. 이때 실제 주행과 같은 조건을 만들어 주기 위하여 차량이 타행할 때의 주행 부하(road load)를 측정하여 사용하였다. 공기 역학적인 항력 토크(drag torque)를 고려하였으며, Fig. 4와 같이 차량의 속도의 제곱에 비례

Table 1. Engine inertia properties.

Mass [Kg]	171.9			Gear Ratio			
Moment of Inertia [kg m ²]					1st	3.545	
I_{xx}	11.76			2nd	2.158		
I_{xy}	I_{yy}	-1.227	6.18	3rd	1.478		
I_{xz}	I_{yz}	I_{zz}	-0.521	4th	1.129		
COG [mm]					5th	0.886	
x	y	z	1587.4	44.4	427.9	final	3.720

Table 2. Dynamic properties of engine mounts.

	Dir.	Mount		
		LH	RH	RR
Location [mm]	x	1645	1545	1765
	y	-485	521	-54
	z	550	574	134
Loss Angle [deg]	x	4	4	4
	y	4	4	4
	z	4	see Fig.2	0
Dynamic Stiffness [N/mm]	x	175	280	290
	y	40	196	350
	z	150	see Fig.2	0

하는 값을 부하 조건으로 사용하였다.

차량의 주행은 Fig. 5에 나타나 있는 것과 같이 차량이 3단 기어 위치에서 약 60 km/h (2800 rpm)의 속력으로 정속 주행하고 있을 때, 팁 인을 통하여 스로틀 밸브를 완전히 열어줌으로써 약 80 km/h(약 3900 rpm)까지 속력을 증가시켰으며, 바로 팁 아웃을 통하여 스로틀 밸브를 닫아줌으로써 속력이 감소하도록 하였다. 이에 따라 엔진의 회전속도가 일정하게 증가되고 감소되는 현상을 볼 수 있다.

팁 인과 팁 아웃 시의 엔진의 거동은 엔진의 구동 토크의 변화에 의하여 주로 톨 운동이 발생이 된다. 따라서 엔진 마운트가 장착된 지점에서 엔진의 거동이 가장 크게 발생하는 차량 진행 방향으로의 변위를 측정하였다. Fig. 6에서와 같이 팁 인 초기와 팁 아웃 초기에 엔진의 거동이 심하

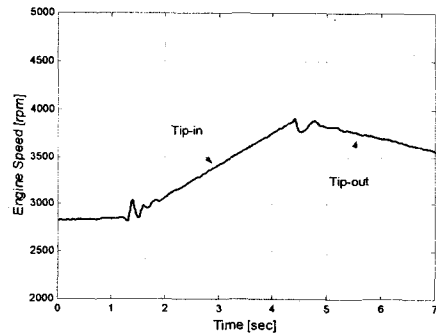


Fig. 3 Engine speed at throttle tip-in/tip-out.

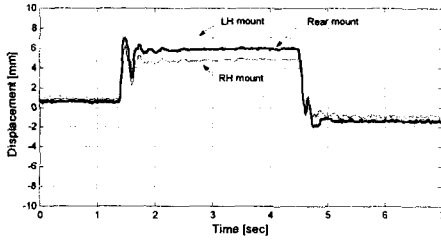


Fig. 6 Engine response to throttle tip-in/tip-out.

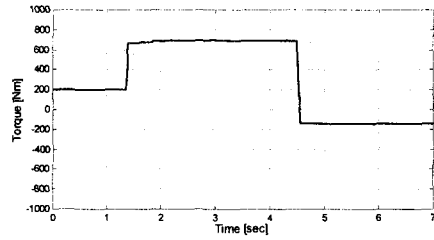


Fig. 8 External force curve used at simulation.

게 발생되며(shuffle), 이후 일정 변위에 바로 수렴됨을 볼 수 있다.

3.2 해석

3.2.1 외부 가진력

팁 인시 엔진에 가해지는 외부 가진력은 엔진에 의해서 발생하는 구동 토크와 크기가 같고 방향이 반대가 된다. 팁 인 시에는 스로틀 밸브가 완전히 열리게 되므로, 구동 토크는 Fig. 3의 구동 토크 특성 곡선에 나타나 있는 값과 같게 된다. 따라서 차량의 속도가 60~80 km/h 인 구간에서의 외부 가진력은 Fig. 7에 나타나 있는 것과 같이 약 700 Nm 정도가 된다.

그러나 팁 아웃 시에는 스로틀 밸브가 완전히 닫히게 되므로 이때의 엔진 구동 토크는 Fig. 3의 엔진 구동 토크 곡선을 따르지 않게 된다. 구동 토크가 갑자기 감소하여 관성 토크보다 작게 되므로, 그 차이가 엔진에 외부 가진력으로 작용하게 된다. 관성 토크와 엔진 구동 토크의 차이는 팁 아웃 시의 사시 다이내모의 모멘텀(momentum)과 같게 되는데, 이것은 팁 인과 팁 아웃 시의 각각 속도의 비를 이용하여 팁 인 시의 모멘텀으로부터 구할 수 있다. Fig. 7에 나타나 있는 것과 같이 차

량의 속도가 60~80 km/h 인 구간에서의 외부 가진력은 200 Nm 이하가 된다.

또한 팁 인 이전은 약 60 km/h의 정속으로 주행하고 있는데, 이때는 항력 토크와 크기가 같은 엔진 구동 토크가 발생되고 있다. 따라서 Fig. 4에 나타나 있는 것과 같이 약 200 Nm의 외부 가진력이 엔진에 작용하고 있음을 알 수 있다.

따라서 시뮬레이션에 사용될 외부 가진력의 형태는 Fig. 8과 같이 계단 함수의 형태를 보이게 된다. 이러한 가진력은 모든 주파수 영역을 가진 할 수 있으며, 특히 토크의 형태로 가진되므로 엔진의 롤 모드가 쉽게 가진 될 수 있다.

3.2.2 결과 및 분석

Fig. 9는 LH 마운트와 RH 마운트 그리고 RR 마운트 위치에서의 실제 엔진 거동과 시뮬레이션 결과를 비교하여 나타내고 있다. 세 경우 모두 정속시와 팁 인 시에는 시뮬레이션의 결과가 조금 크게 나타나고 있으며, 팁 아웃 시에는 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 그리고 팁 인과 팁 아웃 초기의 엔진 거동은 서로 주파수 특성이 다르게 나타남을 볼 수 있다. 실제 차량에서 엔진에는 흡/배기 시스템과 냉각 시스템 그리고 구동 시스템 등이 엔진과 연결되어 있기 때문에 부가적인 질량, 강성 그리고 댐핑이 작용하게 된다. 이로 인하여 실제 엔진의 변위가 줄어들 뿐만 아니라, 엔진의 롤 모드의 주파수가 변하게 될 수 있다. 시뮬레이션에서는 이러한 부가적인 현상들을 고려하지 못하였으며, 엔진과 마운트의 특성만으로 고유치 해석을 수행하였을 경우 롤 모드는 9.9 Hz에서 발생되는데, 이러한 롤 모드가 쉽게 가진 되므로 서플의 주파수도 약 10 Hz로 나타남을 볼 수 있다.

그리고 엔진 마운트에 과도한 변형이 발생되면 스너버(snubber)에 의하여 변형이 더 이상 진행되지 못하도록 되어 있으며, 일단 접촉이 되면 강성의 특성이 변하게 되는 비선형성을 나타내게 된다. 그러나 시뮬레이션에서는 이러한 비선형성은 고려되지 않고 있기 때문에 실제보다 변위가 크게 나

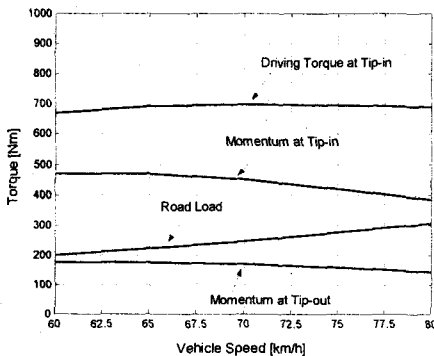


Fig. 7 Driving torque and momentum of chassis roll at tip-in/tip-out.

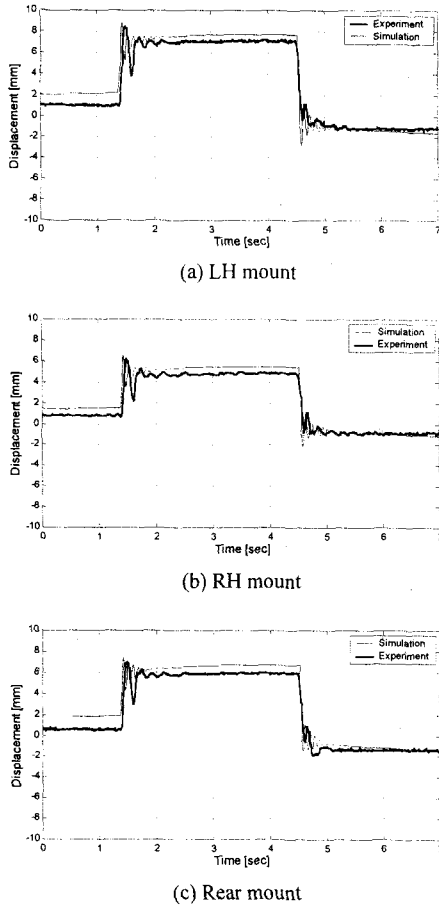


Fig. 9 Comparison of measured and simulated engine displacement at mounts.

타날 수 있는 여지가 있다.

그러나 이러한 부가적인 조건들이 고려되지 않더라도 시뮬레이션에 의한 전체적인 거동 양상은 실제 거동과 일치되는 경향을 보이고 있으므로, 제시한 방법에 의한 시뮬레이션을 통하여 팁 인/팁 아웃 시의 엔진의 동적 특성을 예측할 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결론

본 논문에서 하이드로릭 마운트에 의하여 지지되고 있는 엔진의 팁 인/팁 아웃에 대한 동적 거동을 해석하였다. 하이드로릭 마운트는 주파수에 따라 강성과 댐핑이 변하는 비선형성을 가지고 있기 때문에 일반적인 적분 알고리즘으로는 해석이 불가능한 문제점이 있다. 따라서 단위 충격 응답 함수와 주파수 응답 함수와의 관계, 그리고 컨볼루션 적분을 이용하여 간접적인 방법으로 시스템의 진동 응답 특성을 구하였다. 시뮬레이션을 통하여 구한 엔진의 전체적인 거동 양상은 실제 차량에서의 거동과 일치되는 경향을 보였으며, 제시한 방법에 의한 시뮬레이션을 통하여 팁 인/팁 아웃 시의 엔진의 동적 특성을 예측할 수 있음을 보였다. 그러나 보다 더 정확하게 동적 거동을 예측을 위해서는 엔진과 연결되어 있는 부가적인 시스템에 대한 정확한 모델링이 필요하며, 엔진 마운트의 접촉에 의하여 발생하는 비선형성이 고려되어야 할 것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) R. A. Krenz, 1985, "Vehicle response to throttle tip-in/tip-out", SAE Paper 850967.
- (2) M. C. Tsangarides, W. E. Tobler and C. R. Heermann, 1985, "Interactive computer simulation of drivetrain dynamics", SAE Paper 850978.
- (3) 고강호, 김영호, 2000, "하이드로릭 마운트가 장착된 엔진 지지계의 고유치 해석", 한국소음진동공학회지, 제 10 권, 제 5 호, pp.800~805.
- (4) D. E. Newland, 1993, "Random vibration, spectral & wavelet analysis", 3rd Edition.
- (5) M.R. Hatch, 2001, "Vibration simulation using Matlab and Ansys", Chapman & Hall/CRC.