

차량 부밍 소음 저감을 위한 중공축 개발

Development of Tubular Shaft for Reduction of Booming Noise in Vehicle Interior

고 강 호*, 국 형 석*, 이 재 형*
Kang-Ho Ko, Hyungseok Kook, Jaehyung Lee

ABSTRACT

In order to reduce the booming noise caused by first bending mode of a drive shaft, this paper proposes a simulation program for prediction of the bending mode frequency of any tubular shaft. This program consists of a pre-processor for modeling of geometrical shape of the drive shaft with boundary conditions of various joints, a processor for constructing of global finite element matrices using beam elements and an eigen-solver based on MATLAB program. Using this simulation program, the effective and accurate FE model for a shaft attached to vehicle can be obtained by aid of database for stiffness of each joint. Thus the resonance frequencies and mode shapes of a shaft can be calculated accurately. Because the effect of the resonance on interior noise can be verified, more improved shaft will be proposed at the early stage of design.

주요기술용어 : Booming noise(부밍 소음), Half shaft(구동축), Tubular shaft(중공축), Constant velocity joint(등속 조인트), Resonance frequency(공진 주파수)

1. 서 론

전륜 구동형(front engine front drive, FF) 차량에 있어서 엔진으로부터 전달된 가진력에 의하여 구동축에 공진 현상이 나타날 경우 차량의 실내에 부밍 소음이 발생된다. 이러한 현상은 구동축의 1차 굽힘 모드에 의하여 발생된 진동이 현가계를 통하여 차체의 패널로 전달되어 나타나는 구조 기인 소음(structure-borne noise)에 의한 것으로, 승용차에 일반적으로 적용되고 있는 솔리드(solid) 구동축의 1차 굽힘 모드의 공진 주파수는 100 ~ 130Hz 전후에서 나타나게 된다. 따라서 4기통 4행정 엔진의 경우에는 3000~4000rpm

부근에서 2차 오더(order) 성분에 의한 부밍 소음이 발생된다.

이를 개선하기 위하여 일반적으로 구동축의 공진 주파수와 동일한 공진 주파수를 갖는 동흡진기(dynamic damper)가 많이 적용되지만,¹⁾ 이는 온도 변화에 따라 작동 주파수가 변하기 때문에 흡진기로서의 기능이 저하될 뿐만 아니라, 또 다른 부밍 소음이나 고속 주행시 비팅(beat) 소음까지 발생시키는 문제점이 나타날 수 있다.

다른 개선책으로서 하나의 구동축을 두개의 구동축으로 분리하여 각각의 길이를 짧게 함으로써 공진 주파수를 높이는 방법도 적용되고 있다. 그러나 조인트가 추가되어야 하는 부담이 있으며, 축의 길이가 짧아 지므로 동력의 전달 각도

* 회원, 국민대학교 자동차공학 전문대학원

가 커지는 문제점이 있다.

또 하나의 개선책으로 최저 공진 주파수가 200Hz 이상이 되는 중공축을 적용하는 방법이 있는데, 이는 공진을 근본적으로 피할 수 있기 때문에 많이 적용되는 좋은 개선책이라 할 수 있다. 그러나 중공 빔의 공진 주파수는 내경과 외경의 제곱의 합의 제곱근에 비례하므로 공진 주파수를 높이기 위하여 중공축의 내경을 지나치게 증가시킬 경우 내구성에 문제가 발생할 수 있다.

본 연구에서는 구동축에 의한 부밍 소음을 개선하기 위하여 보편적으로 적용되고 있는 중공 구동축을 진동 소음 측면에서 개발할 수 있는 기법을 제시하고자 하였다. 이를 위하여 단면의 형상이 변하는 구동축을 빔 요소(*beam element*)로 모델링이 가능하도록 하였으며, 차량에 적용되는 모든 조인트에 대하여 구동축과 조인트와의 결합 강성을 실험적으로 구하는 방법²⁾을 이용하였다. 측정된 결합부 강성을 이용하여 구동축이 실차에 장착되었을 때의 구동축의 공진 주파수를 예측할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였으며, 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 개발된 중공 구동축을 차량에 적용하여 부밍 소음을 저감하였다.

2. 구동축의 공진 주파수 예측

2.1 구동축의 구조

Fig. 1은 일반적인 전륜 구동형 차량에 적용되어 있는 구동축과 조인트의 한 예를 보여주고 있다. 이러한 구동축은 타이어와 트랜스미션 사이에서 위치에 관계없이 어떠한 조건에서도 원활히 동력을 전달하여야 하며, 강도의 측면에서도 내구성을 만족하여야 한다. 또한 구동축은 셔터(*shudder*), 공회전시의 부밍(*idle booming*), 차량

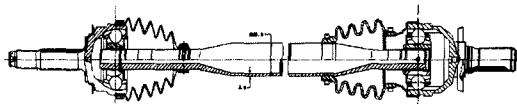


Fig. 1 Configuration of a tubular drive shaft

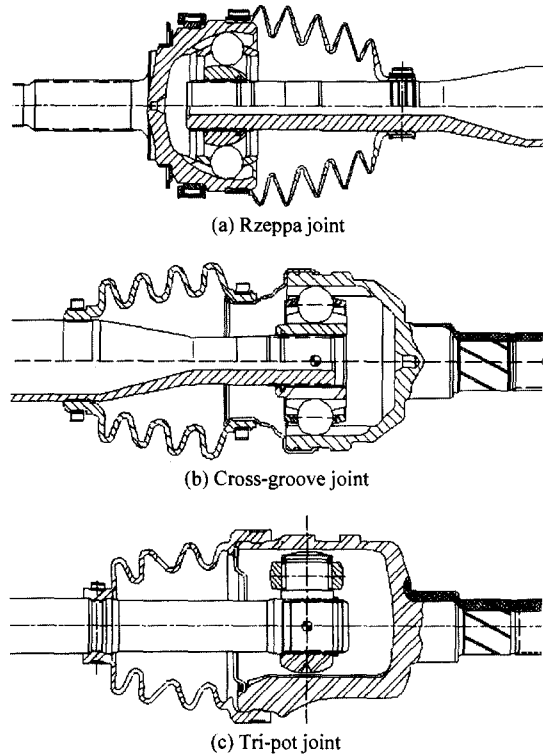


Fig. 2 Typical joint types of drive line

출발시의 하쉬니스(*take off harshness*), 비팅 노이즈, 공회전시의 래틀(*idle rattle*), 그리고 구동축 붐 등의 현상과 직/간접적인 관련이 있으므로, 이의 적용시 차량의 진동 및 소음 측면에서도 고려되어야 한다.

FF차량의 구동축에는 Fig. 2에 나타나 있는 것과 같이 주로 3가지 형태의 조인트가 적용되고 있다. 이 중 Rzeppa 조인트는 등속으로 전달 가능한 각도가 다른 조인트에 비하여 상대적으로 클 뿐만 아니라, 크기에 비하여 큰 토크의 전달이 가능하다. 또한 기계적 효율이 높고 축 방향 하중에 견딜 수 있는 능력이 크기 때문에 주로 차량의 타이어 휠 허브 쪽(*outboard*)에 많이 적용된다. 그러나 축 방향으로의 스트로크(*stroke*) 능력이 없다는 단점이 있다.

반면에 Cross-Groove 조인트는 축 방향으로의 스트로크가 가능하기 때문에 트랜스미션 쪽(*in-board*)에 주로 적용된다. 조인트의 질량이 작고

스트로크시에 축 방향 하중에 대한 마찰 저항이 적다는 장점은 있으나, 등속 전달 가능 각도가 작다는 단점이 있다.

한편 Tri-pot 조인트는 Cross-Groove 조인트와 같이 스트로크가 가능하고, 스트로크시에 축 방향으로 매우 작은 축 하중이 발생하므로 트랜스미션 쪽 조인트에 많이 사용되고 있다. 기계적 효율이 높다는 장점이 있지만, 다른 등속 조인트에 비하여 낮은 속도 구간에서 사용 가능하며, 조인트의 각이 클 경우 좌우 방향으로 떨림 현상이 발생하는 단점을 가지고 있다.

2.2 구동축의 유한 요소 모델

차량에 장착된 구동축의 굽힘 공진 주파수를 시뮬레이션 하기 위하여 먼저 구동축 자체의 유한요소 해석 모델을 구성하였다. 구동축의 단면이 일정한 경우에는 해석 모델을 이용할 수 있지만,³⁾ 본 연구에서는 Fig. 3에 나타나 있는 것과 같이 중공축을 고려하여 단면의 형상이 변하는 빔 요소를 사용하였다. 이때, 각 요소의 질량 행렬과 강성 행렬은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$M_i = \int_0^L m_i(x) \{L(x)\} \{L(x)\}^T dx \quad (1)$$

$$K_i = \int_0^L EI_i(x) \{L''(x)\} \{L''(x)\}^T dx \quad (2)$$

여기서, M_i, K_i : element mass and stiffness matrix, respectively

$m(x)$: mass per unit length

$EI(x)$: flexural rigidity

$L(x)$: four-dimensional vector of interpolation function

이 행렬들은 4×4 의 크기를 가지게 되며, 이러한 각 요소의 질량 및 강성 행렬을 이용하여 구동축 전체의 N 개 요소를 조합하면 다음과 같이 구동축 전체에 대한 질량 행렬 M 과 강성 행렬 K 를 구할 수 있다.

$$M = \sum_{i=1}^N \bar{M}_i, \quad K = \sum_{i=1}^N \bar{K}_i \quad (3)$$

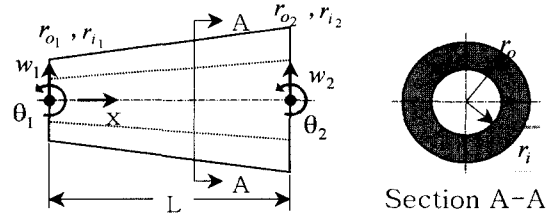


Fig. 3 Beam element with varying section

여기서, \bar{M}_i : extended element mass matrix of M_i
 \bar{K}_i : extended element mass matrix of K_i

2.3 조인트부의 결합 강성 추출

구동축이 차량에 장착되었을 때, 구동축의 굽힘 모드에 대한 공진 주파수는 구동축 자체의 특성뿐만 아니라, 구동축이 결합되어 있는 조인트의 특성에 의해서 그 값이 결정된다. 따라서 조인트부를 Fig. 4에 나타나 있는 것과 같이 선형 스프링(linear spring)과 회전 스프링(rotational spring)으로 모델링 하였는데, 이것은 Fig. 3에서와 같이 빔 요소가 한 노드에서 2개의 자유도를 가지기 때문이며, 또한 Fig. 5에 나타나 있는 것과 같이 실제 차량에 장착된 일반적인 솔리드 구동축의 모드 형상을 고려한 경계 조건이다.

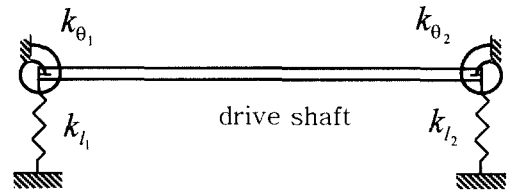


Fig. 4 System of a drive shaft supported by joint elements

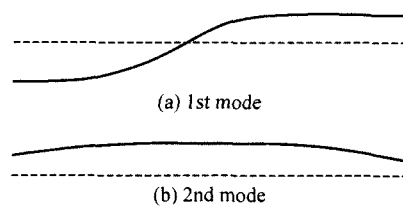


Fig. 5 Mode shapes of a drive shaft by modal test

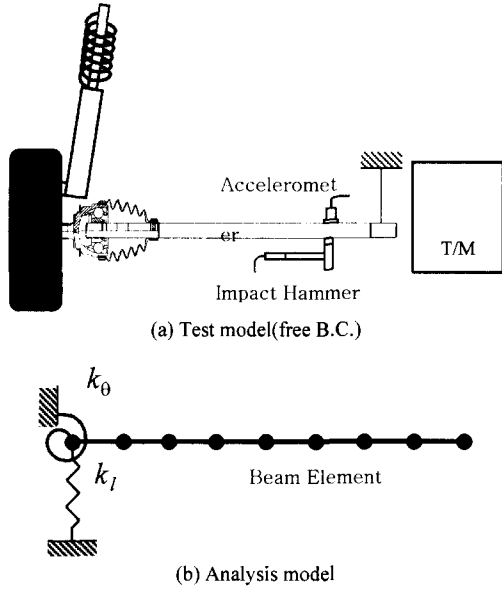


Fig. 6 Test and analysis models for joint stiffness

이러한 스프링 상수를 실험적인 방법으로 구하기 위하여 Fig. 6(a)와 같이 구하고자 하는 조인트부만 실제 차량에 장착하고 반대쪽 조인트는 탈거하여 자유단(free end) 상태로 공진 주파수를 측정하였다. 이때 Fig. 6(a)의 시험 모델은 Fig. 6(b)와 같은 해석 모델로 치환될 수 있는데, 조인트부는 선형 스프링과 회전 스프링으로 모델링되고, 탈거된 단은 자유단으로 모델링 되었다.

따라서 식(3)에 나타나 있는 구동축의 질량 및 강성 행렬인 M, K 와 미지의 스프링 상수 k_l 과 k_θ 를 이용하면 다음의 고유치 방정식을 얻을 수 있다.

$$(K + k_l K_L + k_\theta K_\theta - \omega^2 M)X = 0 \quad (4)$$

여기서, K_L 은 선형 스프링이 연결되는 자유도에 해당되는 요소의 값만 1이고 나머지는 모두 0의 값을 갖는 행렬이다. 마찬가지로 K_θ 는 회전 스프링이 연결되는 자유도에 해당되는 요소의 값만 1인 행렬이며, X 는 모달 벡터를 나타낸다. 이때, 식(4)의 고유치를 이용하면 다음의 방정식을 얻을 수 있다.

$$k_l V^T K_L V + k_\theta V^T K_\theta V = V^T M V D - V^T K V \quad (5)$$

여기서, D : diagonal matrix of two eigenvalues

V : matrix of two eigenvectors

이 식에서 사용되는 행렬 D 는 모드 시험에서 측정된 공진 주파수를 이용하여 구성할 수 있으며, 행렬 V 는 식(4)에서 미지의 스프링 상수 k_l 과 k_θ 의 초기치를 가정하여 구할 수 있다. 이러한 두 행렬을 식(5)에 적용하여 새로운 k_l 과 k_θ 를 구할 수 있는데, 식(5)를 k_l 과 k_θ 에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} 1\phi_1^2 & 1\phi_2^2 \\ 1\phi_1 \cdot 2\phi_1 & 1\phi_2 \cdot 2\phi_2 \\ 2\phi_1 \cdot 1\phi_1 & 2\phi_2 \cdot 1\phi_2 \\ 2\phi_1^2 & 2\phi_2^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} k_l \\ k_\theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_{11} \\ C_{12} \\ C_{21} \\ C_{22} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서, $C = V^T M V D - V^T K V$

r, ϕ_j : the j-th element of the r-th eigenvector

식(6)에서 구한 새로운 k_l 과 k_θ 는 초기치에 비하여 시험 모델에 좀 더 근접된 값을 갖게 되는데, 이 값으로 식(4)에서 새로운 행렬 V 를 구한 후, 식(6)을 사용하면 좀 더 개선된 k_l 과 k_θ 를 구할 수 있다. 이러한 과정을 반복적으로 수행하면 k_l 과 k_θ 가 일정한 값에 수렴하게 되는데, 이때의 값이 구하고자 하는 조인트의 강성이 된다.

실제 차량에 적용되어 있는 조인트 중 CG21, TP27, RZ27, RZ23, RZ21에 대하여 앞에서 제시된 방법을 이용하여 조인트의 스프링 상수를 구하였다. 이때 구동축은 모델링의 편리함을 위하여 일반 솔리드 구동축을 사용하였다. Table 1에 나타나 있는 것과 같이 모드 시험을 통하여 각 조인트마다 2개씩 공진 주파수를 측정하였으며, 이를 이용하여 각 조인트의 스프링 상수를 구하였다. 선택한 2개의 공진 주파수에 해당하는 각각의 모드 형상은 Fig. 7과 같다.

이렇게 구한 구동축 조인트의 스프링 상수에 대한 유효성을 검증하기 위하여 실제 차량에 장착되어 있는 구동축의 공진 주파수를 시뮬레이션을 통하여 예측하였다. Table 2에 여러 가지 구동축에 대한 1차 굽힘 모드의 주파수가 나타나 있는데, 실차 상태에서의 모드 시험의 결과와 시

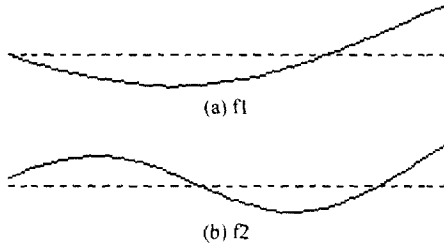


Fig. 7 Test and analysis models for joint stiffness

Table 1 The first two resonance frequencies of test model and joint stiffness of each joint

Joint type	Resonance frequency (Hz)		Joint stiffness	
	f_1	f_2	k_f (N/m)	k_θ (Nm/rad)
CG21	145	530	5.01E6	0
TP27	178	532	2.62E7	1.39E4
RZ27	164	508	1.45E7	6.86E2
RZ23	163	520	2.00E8	7.41E3
RZ21	162	515	1.07E8	4.05E3

Table 2 Comparison of the first resonance frequencies of drive shafts between test and simulation

Veh. No.	Joint type		Shaft type	Frequency (Hz)	
	Inboard	Outboard		Simul.	Test
# 1	TP27	RZ27	Solid	127	130
# 2	CG21	RZ23	Solid	110	111
# 3	CG21	RZ21	Solid	101	105

물레이션의 결과가 서로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

3. 중공 구동축 개발

3.1 전용 프로그램 개발

앞에서 제시된 유한 요소 모델 기법과 각 조인트의 스프링 상수를 이용하여 구동축의 공진 주파수를 예측하기 위한 전용 프로그램을 개발하였다. Fig. 8에 나타나 있는 것과 같이 구동축 형상의 모델링, 경계 조건 부여, 해석용 입력 파일 작성 등과 같은 전처리(pre-processing) 과정과 후

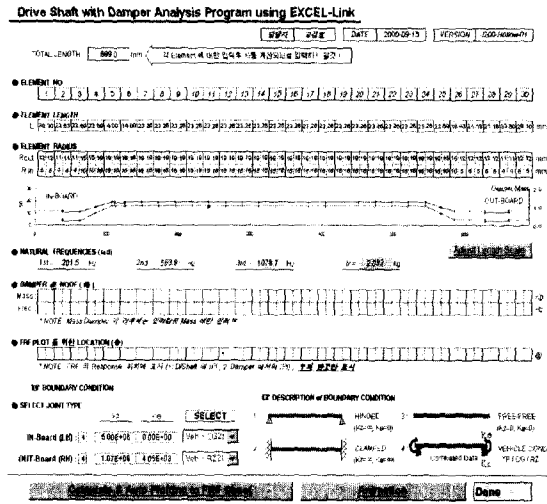


Fig. 8 Simulation program of drive shaft with dynamic damper using EXCEL

처리(post-processing) 과정은 EXCEL의 비주얼 베이직(visual basic) 프로그램을 이용하였고, 행렬 구성, 고유치 해석, 모드 형상 애니메이션 등은 MATLAB 프로그램을 이용하였다. 이 두 프로그램은 Excellink로 연결(link)되어 있기 때문에 쉽게 구동축의 공진 주파수를 시뮬레이션 할 수 있는 특징이 있다.

3.2 적용 사례

구동축의 길이가 694mm이고, 직경이 24.5mm인 일반적인 솔리드 형태의 구동축이 장착되어 있으며, 주행시 구동축이 약 105Hz 부근에서 공진되어 3000rpm 부근에서 부밍 소음이 발생하는 배기량이 1500cc인 차량을 대상으로 실내 소음을 개선하기 위하여 구동축 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 중공 구동축을 개발하였다. 이 차량에 적용되어 있는 구동축의 조인트는 각각 CZ21, RZ21이며 결합부 강성은 Table 1에 나타나 있는 값을 이용하였다. 구동축이 차량에 장착되었을 때 1차 굽힘 공진 주파수가 195Hz에서 나타나도록 모델링을 하였으며, 이에 따라 Fig. 9에 나타나 있는 것과 같이 외경이 38mm, 두께가 3mm, 중공부의 길이가 451mm인 구동축을 개발/제작

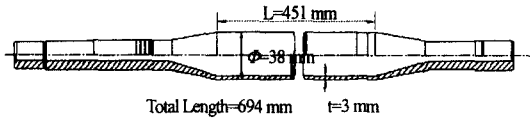


Fig. 9 Tubular shaft model for reduction of booring noise

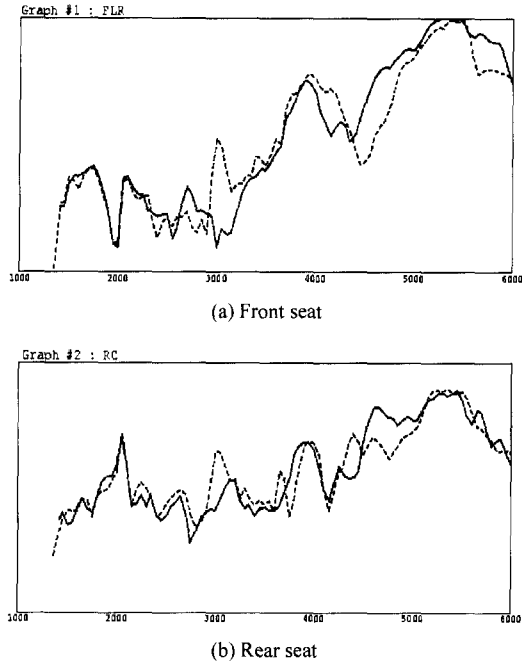


Fig. 10 Effect of a tubular shaft on interior noise

하였다. 여기서 구동축의 외경은 현가계와의 간섭을 피하기 위하여 38mm 이하로 요구되었기 때문에 중공부의 길이를 설계 인자로 사용하였다.

이 중공 구동축을 실제 차량에 장착하였을 때 구동축의 1차 굽힘 모드의 공진 주파수는 198Hz에서 나타났으며, 시뮬레이션 프로그램으로 예측한 결과와 잘 일치하였다. 공진 주파수의 이동으로 인하여 Fig. 10에서 보는 바와 같이 3000rpm 부근에서의 부밍 소음이 완전히 개선되는 효과

를 얻을 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 구동축의 공진에 의하여 발생되는 차실내의 부밍 소음을 개선하기 위하여 중공 구동축의 공진 주파수를 시뮬레이션할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램은 구동축의 형상을 모델링하고 조인트의 특성을 입력하는 프로그램과 빔 요소를 사용하여 전체 유한요소 행렬을 구성하고 고유치 해석을 수행하는 프로그램으로 구성되어 있다. 이 프로그램을 사용하면 조인트의 특성이 데이터 베이스화 되어 있으므로 구동축에 대한 고유 해석 모델을 쉽게 구성할 수 있다. 따라서 신속하고 정확하게 차량에 장착된 구동축의 공진 주파수를 시뮬레이션할 수 있으므로, 구동축 개발시 시행 착오를 방지할 수 있으며, 이로 인해 개발 비용 및 시간이 절감될 수 있을 것으로 기대된다.

참고 문헌

- 1) P. Schwibinger, D. Hendrick, W. Wu, Y. Imanishi, "Noise and Vibration Control Measures in the Powertrain of Passenger Cars," SAE 911053, 1991.
- 2) 고강호, 이장무, "집중 질량-스프링 모델을 이용한 볼트 결합부 모델링," 대한기계학회 논문집 A권, 제25권 제3호, pp.495-501, 2001.
- 3) L. F. Coutinho, A. Tamagna, "Flexural Vibration Analysis of Constant Velocity Half-shafts," SAE 960725, 1996.
- 4) L. Meirovitch, Elements of Vibration Analysis, McGraw-Hill Book Co., Chap. 8, 1986.
- 5) K. J. Bathe, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice-Hall, 1982.