

2축 분할식 차량 구동라인의 굽힘진동 저감을 위한 동흡진기 최적설계

Optimum Design of Dynamic Vibration Absorber for Reducing Bending Vibrations of Two-Piece Vehicle Drive Line

이 상 범*, 유 영 선**
(Sang-Beom Lee*, Young-Sun Yoo**)

*국민대학교 기계자동차공학부, **국민대학교 자동차공학전문대학원
(접수일자: 2009년 8월 18일; 채택일자: 2010년 1월 24일)

본 논문에서는 차량 구동라인의 굽힘 진동을 저감시키기 위해 사용되는 동흡진기의 설계 파라미터에 대한 최적설계를 수행하였다. 정확한 동적 응답특성을 얻기 위해 구동라인을 구성하는 추진축의 진동해석으로부터 추출된 유연성 데이터를 구동라인 동역학 모델에 적용하여 유연체 구동라인을 만들었다. 동흡진기의 내부 튜브 질량, 고무 강성계수 및 고무 감쇠계수를 최적화를 위한 설계 파라미터로 선택하였다. 구동라인의 수직 가속도를 최소화시키기 위해 중심합성 실험계획법의 3-요인, 2-수준 실험을 15회 수행하여 목적함수에 대한 2차 회귀방정식을 만들었으며, 최적화 프로그램을 이용하여 동흡진기 설계 파라미터들을 결정하였다. 최적화된 동흡진기를 장착한 차량 모델은 초기 모델에 비해 구동라인의 수직 가속도 피크값을 17.1 % 감소시켰다.

핵심용어: 중심합성계획, 실험계획법, 구동라인, 동흡진기, 고유진동수, 추진축

투고분야: 구조음향 및 진동분야 (11,1)

In this paper, design parameters of dynamic vibration absorber, which is used to reduce bending vibrations of a vehicle drive line, is optimized. For obtaining the correct dynamic response characteristics, a flexible-body drive line is made by applying the flexibility data extracted from vibration analysis of propeller shafts to the drive line dynamic model. Inner tube mass, rubber stiffness and rubber damping coefficient of the dynamic vibration absorber are taken as design parameters for optimization. To minimize the vertical acceleration of the drive line, a second-order regression equation of the objective function is generated by performing the central composite experimental design with 3 factors, 2 levels and 15 test runs. And the design parameters of the dynamic vibration absorber are determined by using optimization program. The vehicle model with optimized dynamic vibration absorber reduces the vertical acceleration peak of the drive line by 17.1 % in compared with the initial model.

Keywords: Central Composite Design, DOE (design of experiments), Drive Line, Dynamic Vibration Absorber, Natural Frequency, Propeller Shaft

ASK subject classification: Structural Acoustics and Vibration (11,1)

I. 서론

차량의 동력전달에 사용되는 구동라인 (drive line)은 길고 가는 가하학적 형상으로 인하여 주행 시 많은 진동이 발생한다. 특히 특정한 차량 속도나 엔진 회전수에서 나타나는 소음과 진동은 구동라인의 추진축 (propeller

shaft)에서 발생하는 굽힘 진동 (bending vibration)이 주요 원인 중 하나이다 [1]. 구동라인에서 발생하는 진동의 가진원 (excitation source)으로는 회전부 질량의 불균형, 부적절한 조인트 각도 등을 들 수 있다. 구동라인에서 발생하는 진동은 차량이 고속으로 주행할 때 대단히 커지며, 특히 추진축의 굽힘 고유진동수와 근접한 회전수로 주행할 때에는 추진축의 굽힘 진폭이 매우 커지기 때문에 경우에 따라서는 추진축이 파괴 될 수도 있다. 따라서 이러한 현상을 피하기 위하여 구동라인을 구성하는 각

요소들을 적절하게 설계 변경함으로써 진동을 저감시키려는 노력이 진행되고 있으며, 특히 최근에는 구동라인에 동흡진기 (dynamic vibration absorber)를 장착하여 진동을 줄이려는 연구가 진행되고 있다 [2, 3].

본 연구에서는 차량의 구동라인에서 발생하는 진동을 저감시킬 목적으로 사용되는 동흡진기의 성능을 극대화시키기 위하여 동흡진기 구성요소의 물리적 특성인 내부 튜브의 질량, 고무의 강성계수 및 감쇠계수를 유한요소 해석, 유연 다물체 동역학해석 (flexible multi-body dynamic analysis), 실험계획법 및 최적화 기법을 적용하여 설계한다.

II. 동흡진기의 이론적 배경

2.1. 동흡진기의 운동방정식

감쇠가 없는 동흡진기를 사용하면 주시스템 (main system)의 공진점 (resonance point)에서는 진폭을 줄일 수 있지만 동흡진기의 부착으로 인하여 또 다른 공진점이 발생하게 된다. 따라서 작동 범위에서 주시스템의 정상 상태 진폭을 감소시키려면 감쇠요소 (damping component)를 갖는 동흡진기를 사용해야 한다.

그림 1은 주시스템에 감쇠요소를 갖는 부시스템인 동흡진기를 부착한 2자유도 모형을 나타내고 있으며, 이에 대한 운동방정식은 다음과 같이 표현된다 [4].

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2)$$

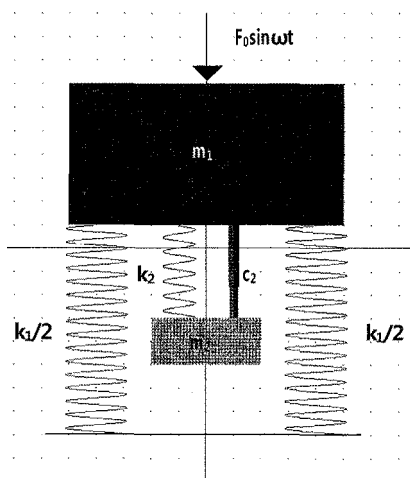


그림 1. 감쇠 동흡진기를 가진 동적 시스템
Fig. 1. Dynamic system model with damped dynamic vibration absorber.

동흡진기의 목적은 주시스템의 진폭을 최소화시키는데 있으므로 위의 운동방정식들을 풀면 주시스템의 응답에 대한 무차원 진폭을 얻을 수 있으며 이를 식 (3)에 나타내었다 [4].

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)]^2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

이 식에서 질량비, 가진진동수비, 고유진동수비 및 감쇠비는 각각 다음과 같다.

$$\mu = \frac{m_2}{m_1}, \quad g = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad f = \frac{\omega_n}{\omega_n}, \quad \zeta = \frac{c_2}{2m_2\omega_n}$$

III. 구동라인 모델링 및 해석

3.1. 구동라인 모델링

그림 2에 다물체 동역학 프로그램인 MSC, ADAMS [5]로 모델링한 차량 구동라인을 나타내었다. 이 그림에 나타낸 바와 같이 구동라인은 앞·뒤 두개의 추진축과 중앙 베어링 (center bearing) 및 등속 조인트 (CV joint; continuous velocity joint)로 구성되어 있다. 변속기 (T/M; transmission)와 F/Yoke는 회전 조인트 (revolute joint)로 연결하였고, F/Yoke와 앞쪽 추진축은 유니버설 조인트 (universal joint)로 연결하였으며, 앞쪽 추진축과 뒤쪽 추진축은 등속 조인트로 연결하였다. 등속 조인트와 뒤쪽 추진축의 연결부는 센터베어링에 의해 차체에 유연한 고무 부상 (bushing)으로 설치되어 있다. 또한 뒤쪽 추진축과 뒤 차축 (rear axle shaft)은 회전 조인트로 연결하였다.

3.2. 추진축 진동해석

추진축은 기학적 특성 상 유연성이 크기 때문에 진동에 대한 정확한 시뮬레이션 결과를 얻기 위해서는 추진축에 유연성을 부여해야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 상용 유한요소해석 프로그램인 MSC, NASTRAN [6]으로 전방

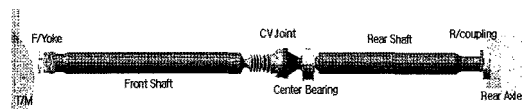


그림 2. 차량 구동라인의 다물체 동역학 모델
Fig. 2. Multi-body dynamic model of vehicle drive line.

추진축과 후방 추진축에 대한 유한요소모델을 만들었으며, 자유경계조건으로 고유진동해석을 각각 수행하였다. 그림 3 및 그림 4에 전방 및 후방 추진축에 대한 진동해석 결과를 나타내었다.

3.3. 구동라인 유연체 모델링

MSC, NASIRAN으로 수행한 전방 추진축 및 후방 추진축 유한요소 진동해석 결과파일을 MSC, ADAMS로 불러들여 MNF (modal neutral file; 질량, 강성, 진동모드 등 구조적 행렬 데이터를 갖는 파일) [5]를 생성하였다. 생성된 MNF를 강체로 모델링된 구동라인 동역학 모델의 전방 및 후방 추진축에 대체시켜 유연체 구동라인 동역학 모델을 만들었다. 그림 5에 본 연구에서 수행한 구동라인의 유연체 동역학 모델링 과정을 나타내었다. 그림 6은 이 모델의 진동해석 결과인 1차 굽힘 진동모드와 2차 굽힘 진동모드를 나타내고 있으며 실제 구동라인을 이용한 실험결과와는 1차 및 2차 모두 1% 내의 오차가 발생하였다.

3.4. 구동라인 동적해석

수직 가진력에 의해 발생된 진동은 승차감 (ride comfort)을 저하시키고, 오랜 시간 동안 승차에 따른 피로감을 가중시킬 뿐만 아니라 차량을 안전하게 주행하는 데 있어서도 많은 어려움을 발생시킨다. 또한 반복적

으로 작용하는 수직 가진력은 차체 및 각종 부품에 피로 하중으로 작용하여 손상시키는데 큰 비중을 차지하고 있다.

본 연구에서는 유연 다물체 동역학 모델로 만든 구동라인을 가지고 차량의 실용 주파수 범위에서 차체와 연결되는 중앙베어링에서 발생하는 수직 가속도를 분석하였다. 그림 7에서 보는 바와 같이 변속기로부터 토크를 받는 F/Yoke 부위에 300 N·m의 토크를 10 ~ 250 Hz 범위의 주파수로 가진시키면서 센터베어링에서 발생하는 수직 방향 가속도를 구하였으며 그 결과를 그림 8에 나타내었다. 그림 8의 해석결과에서 보는 바와 같이 차량 구동라인의 2차 굽힘 진동모드 발생 대역인 179 Hz에서 큰 진동 피크가 발생하였다.

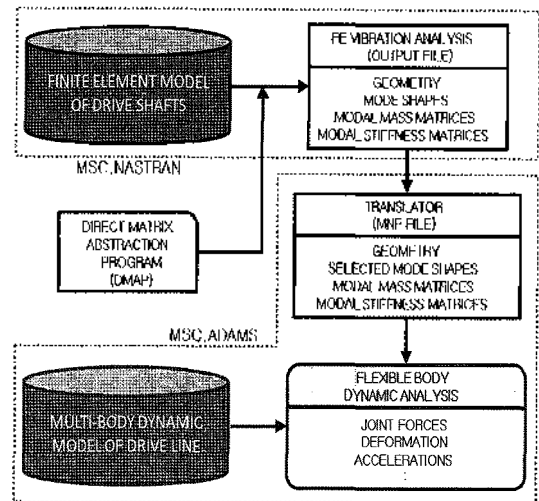


그림 5. 차량 구동라인의 유연체 동역학 모델링 과정
Fig. 5. Flexible body dynamic modeling process of vehicle drive line.

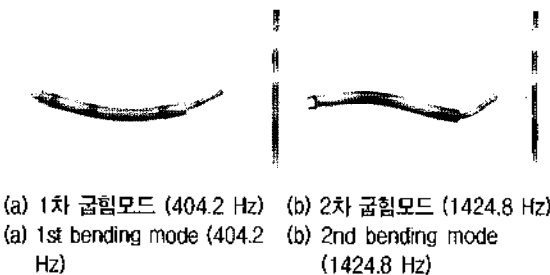


그림 3. 전방 추진축의 진동해석 결과
Fig. 3. Vibration analysis results of front propeller shaft.

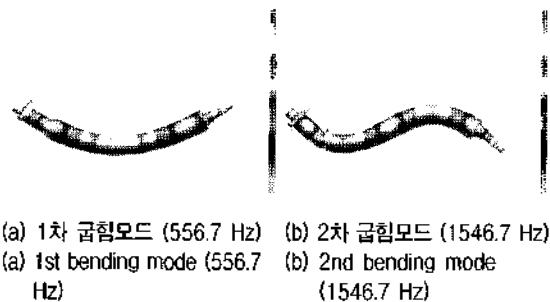


그림 4. 후방 추진축의 진동해석 결과
Fig. 4. Vibration analysis results of rear propeller shaft.

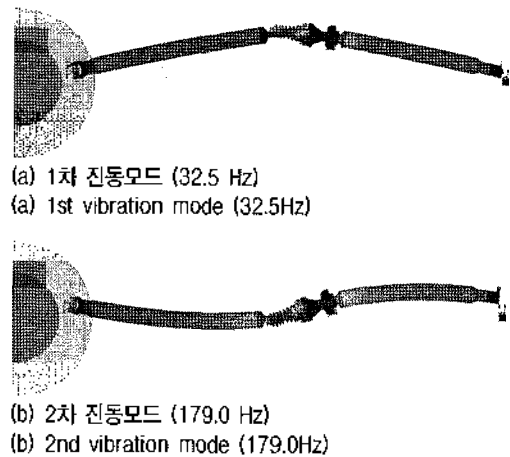


그림 6. 차량 구동라인의 진동모드
Fig. 6. Vibration mode of vehicle drive line.

IV. 동흡진기 모델링 및 해석

4.1. 동흡진기 모델링

차량 내부적으로 발생하거나 외부로부터 차량에 가해지는 주파수와 구동라인에서 발생하는 고유진동수의 대역이 서로 비슷할 경우 공진에 의해 부밍노이즈 (booming noise) 등이 발생할 수 있으며, 이러한 현상을 완화시키기 위한 한 가지 방안으로서 추진축 튜브 내에 동흡진기를 설치하는 것을 들 수 있다. 그림 9는 본 연구에서 사용한 동흡진기의 실제 형상을 보여주고 있다. 이 그림에서 ①은 강철 재료로 만든 외부 튜브로서 추진축 안에 고정되고, ②는 천연고무 재료로 만든 연결자이며, ③은 강철 재료로 만든 내측 튜브이다.

그림 10과 표 1은 본 연구에서 사용한 동흡진기의 각

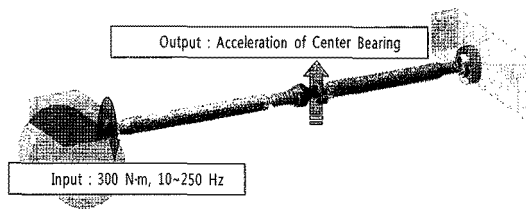


그림 7. 차량 구동라인의 시뮬레이션 조건
Fig. 7. Simulation condition of vehicle drive line.

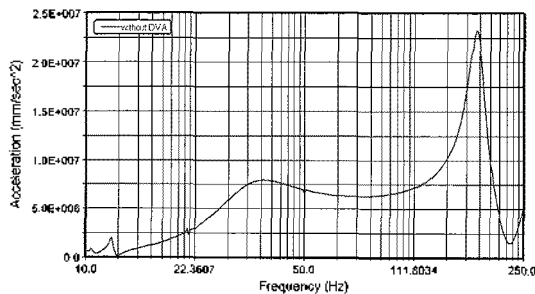


그림 8. 동흡진기를 설치하지 않은 구동라인의 중앙베어링에서의 수직 가속도
Fig. 8. Vertical acceleration at the center bearing of drive line without dynamic vibration absorber.

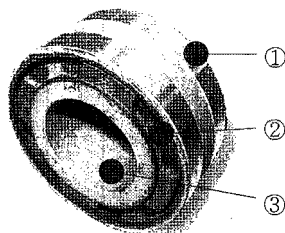


그림 9. 동흡진기의 구조
Fig. 9. Structure of dynamic vibration absorber.

부위 치수와 물성치를 나타내고 있다. 이들 물성치는 179 Hz의 2차 공진주파수를 고려하여 튜닝 된 값들이다. 이 동흡진기를 그림 11과 같이 MSC, ADAMS 동역학 모델의 후방 추진축 증앙부에 삽입하여 설치하였다.

4.2. 동흡진기를 설치한 구동라인의 동적 분석

동흡진기를 후방 추진축의 증앙 위치에 설치한 후 앞 절에서 동흡진기 없이 수행했던 방법과 마찬가지로 F/Yoke 부위에 300 N·m의 토크를 10 ~ 250 Hz 범위의 주파수로 가진 하여 차체와 연결된 증앙베어링의 수직방향 가속도를 구하였다. 그림 12에 해석결과를 나타내었는데, 이 그림에서 실선은 동흡진기 없이 수행한 결과이고, 파선은 동흡진기를 설치한 모델에 대한 결과이다. 이들 결과에서 보는 바와 같이 동흡진기는 구동라인의 고유진동 영역에서 응답 레벨을 상당히 낮추면서 고유진동

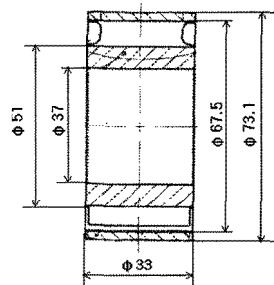


그림 10. 동흡진기 치수
Fig. 10. Dimensions of dynamic vibration absorber.

표 1. 동흡진기의 물성치
Table 1. Physical properties of dynamic vibration absorber.

Mass of outer tube	0.172 kg
Mass of inner tube	0.340 kg
Mass of rubber	0.088 kg
Radial stiffness coefficient of rubber	445 N/mm
Damping coefficient of rubber	0.15 N · sec/mm

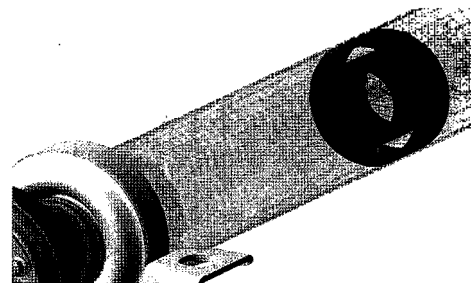


그림 11. 후방 추진축에 동흡진기를 설치한 차량 구동라인의 동역학 모델
Fig. 11. Dynamic model of vehicle drive line with dynamic vibration absorber into rear propeller shaft.

수 발생 영역 바깥에서 두 개의 낮은 피크를 나타냄으로써 동흡진기의 효과를 확인할 수 있다.

V. 동흡진기 최적설계

동흡진기는 넓은 진동수 영역을 걸쳐 주시스템의 진동 레벨을 낮추도록 설계되어야 한다. 본 연구에서는 이를 위하여 실험계획법과 최적화기법을 이용하여 동흡진기의 물리적 특성치를 결정한다.

5.1. 설계변수 및 목적함수의 선정

동흡진기의 장착위치가 추진축의 종방향 중앙 가까이 에 위치할수록 수직방향 진동레벨이 줄어든다는 기존 연구결과 [3]에 따라 본 연구에서는 동흡진기의 위치를 최적설계를 위한 설계변수로 설정하지 않고 후방 추진축의 중앙에 동흡진기를 설치하였다. 동흡진기 최적설계를 위한 설계변수로서 내부 튜브의 질량 m , 고무의 반경방향 강성 k 및 고무의 감쇠계수 d 를 설정하였으며, 이들 설계 변수에 대한 초기값, 최소 한계값 및 최대 한계값을 표 2에 나타내었다. 목적함수로는 관심 주파수 영역인 130 ~ 230 Hz 범위에서 동흡진기를 장착한 구동라인의 중앙 베어링에서 발생하는 수직방향 가속도의 최대값과 최소값의 차이로 설정하였다.

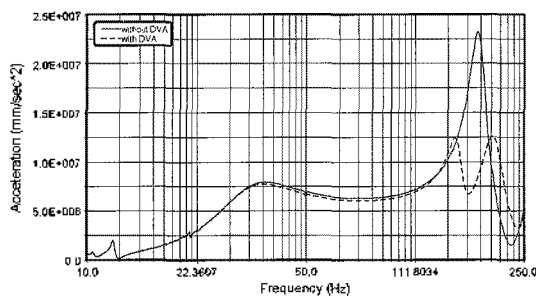


그림 12. 차량 구동라인의 중앙베어링에서의 수직가속도 비교
Fig. 12. Comparison of vertical acceleration at the center bearing of vehicle drive line.

표 2. 설계변수와 범위
Table 2. Design variables and their limits.

Design variables	Minimum value	Initial value	Maximum value
m (kg)	0.14	0.34	0.54
k (N/mm)	245	445	645
d (N · sec/mm)	0.05	0.15	0.25

5.2. 중심합성법을 이용한 반응표면모델 생성

설계변수인 질량 m , 강성계수 k 및 감쇠계수 d 를 절대 크기의 영향을 배제하기 위해 식 (4)와 같이 최소값 -1과 최대값 1을 갖도록 각각 X_1 , X_2 , X_3 으로 정규화시켰다.

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{(m-0.34)}{0.2} \\ X_2 &= \frac{(k-445)}{200} \\ X_3 &= \frac{(d-0.15)}{0.10} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 0.34, 445 및 0.15는 각각 설계변수 m , k 및 d 의 초기 설계 값이다.

실험계획법 중 중심합성계획 (central composite design) [7]을 이용하여 3-요인, 2-수준실험 (3-factorial, 2-level experiment)을 수행하였으며, 그 결과를 표 3의 직교배열표로 나타내었다. 이 표를 이용하여 설계변수 X_1 , X_2 , X_3 과 목적함수 간 2차 회귀함수 (regression function)를 만들었으며 이를 식 (5)에 나타내었다.

$$\begin{aligned} f = & (6.4923 - 2.6572X_1 - 0.3290X_2 - 0.4158X_3 \\ & + 2.8402X_1^2 + 1.5719X_2^2 - 0.6418X_3^2 - 1.7974X_1X_2 \\ & - 0.8388X_1X_3 - 0.2225X_2X_3) \times 10^6 \end{aligned} \quad (5)$$

표 3. 3개의 정규화 변수를 갖는 중앙합성계획의 직교배열표
Table 3. Orthogonal array table of central composite design with three independent normalized variables.

No. of Experiment	X_1	X_2	X_3	Object function value
1	-1	-1	-1	11,032,300
2	-1	-1	1	12,017,200
3	-1	1	-1	14,087,000
4	-1	1	1	13,886,000
5	1	-1	-1	11,241,400
6	1	-1	1	8,575,000
7	1	1	-1	6,810,700
8	1	1	1	3,550,300
9	0	0	0	5,565,100
10	-1	0	0	14,397,500
11	1	0	0	7,596,400
12	0	-1	0	8,740,400
13	0	1	0	9,502,600
14	0	0	-1	5,618,700
15	0	0	1	6,077,300

5.3. 회귀함수의 신뢰성 검증

2차 회귀함수가 설계변수와 목적함수와의 관계를 정확하게 표현하는지를 검증하기 위해 통계적 분산분석 (ANOVA; analysis of variation) [7]을 이용하여 신뢰성 및 정밀도를 측정하였으며 결과를 표 4에 나타내었다. 표 4에서 S 는 제곱합, ϕ 는 자유도, V 는 평균제곱, F_0 는 평균제곱의 비를 나타내고 있다. F_0 의 값이 $F(0.01)$ 의 값보다 크면 유의수준 (level of significance) 1% 한도 내에서 회귀함수가 유의하다고 볼 수 있으므로 목적함수인 식 (5)의 회귀모델은 유의하다고 평가 할 수 있다.

5.4. 동흡진기 최적 설계

식 (5)의 목적함수를 최소화시키면서 다음의 정규화 제약조건을 만족하도록 설정한 후 공액경사도법 (conjugate gradient method)으로 최적화 프로그램인 ADS [8]를 이용하여 최적설계를 수행하였다.

$$\begin{aligned} -1 &\leq X_1 \leq 1 \\ -1 &\leq X_2 \leq 1 \\ -1 &\leq X_3 \leq 1 \end{aligned}$$

또한 최적설계 반복과정에 따른 목적함수이력을 그림 13에 나타내었다.

최적설계를 통해 정규화 설계변수 $X_1=0.811733$, $X_2=0.641067$, $X_3=0.500010$ 을 구하였다. 이 값들을 식 (4)에 대입하여 동흡진기의 최적설계 값인 $m = 0.5023 \text{ kg}$, $k = 573.21 \text{ N/mm}$, $d = 0.20 \text{ N}\cdot\text{sec/mm}$ 를 얻었다. 이

표 4. 목적함수의 ANOVA 표
Table 4. ANOVA table of objective function.

Factor	S	ϕ	V	F_0	$F(0.01)$
Regression variation	1.83E14	9	2.04E13	24.9	15.3
Residual variation	5.73E12	7	8.18E11		
Sum	1.89E14	16			

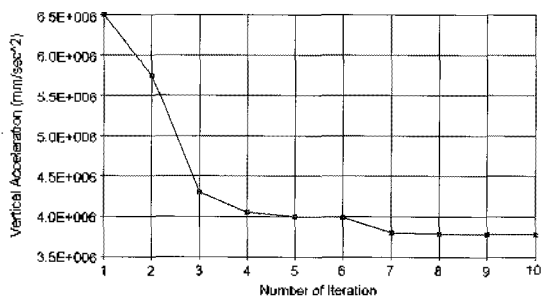


그림 13. 목적함수의 반복이력
Fig. 13. Iteration history of objective function.

값들을 MSC.ADAMS 동역학모델에 재입력하여 동적 해석을 수행한 결과를 표 5와 그림 14에 각각 나타내었다. 이들 결과에서 알 수 있듯이 최적화된 모델은 초기모델에 비하여 관심 주파수 영역인 130 ~ 230 Hz 범위에서 수직 방향 가속도의 피크값이 17.1% 떨어졌음을 확인할 수 있다.

VI. 결론

본 연구에서는 차량의 구동라인에서 발생하는 진동을 저감시킬 목적으로 사용되는 동흡진기의 성능을 극대화시키기 위하여 동흡진기 구성요소의 물리적 특성에 대한 최적설계를 수행하였으며 그 과정 및 결과는 다음과 같다.

- 1) 구동라인의 진동특성을 정확하게 시뮬레이션 하기 위하여 추진축을 유한요소모델로 만들었으며, 이 모델을 이용하여 고유진동해석을 수행한 후 진동모드, 질량행렬 및 강성행렬 등 구조적 데이터를 추출하였다.
- 2) 추출된 구조적 데이터를 구동라인 동역학 모델의 추진축에 입력하여 유연체 구동라인 동역학 모델을 만들었다.

표 5. 동흡진기를 부착한 차량 구동라인의 중앙베어링에서의 수직 가속도 비교

Table 5. Comparison of vertical accelerations at the center bearing of vehicle drive line with dynamic vibration absorber.

(unit : mm/sec ²)		
Initial model	Optimum model	Change (%)
12.3E6	10.2E6	-17.1

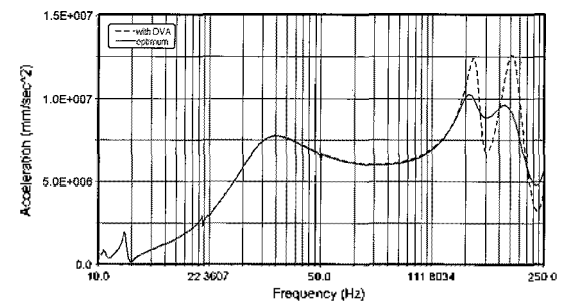


그림 14. 동흡진기를 부착한 차량 구동라인의 중앙베어링에서의 수직 가속도 비교
Fig. 14. Comparison of vertical accelerations at the center bearing of vehicle drive line with dynamic vibration absorber.

- 3) 최적설계를 수행하기 위한 설계변수로 동흡진기 구성요소의 물리적 특성치인 내부 튜브의 질량, 고무의 강성계수 및 감쇠계수 등 3개를 선정하였으며, 목적함수로는 구동라인의 중앙베어링에서 발생하는 초기모델의 최소 응답 가속도와 변경모델의 최대 응답 가속도 간의 차이를 선정하였다.
- 4) 3-요인, 2-수준 중심합성 실험계획법을 이용하여 정규화 설계변수의 수준 조합별로 15번의 전산실험을 수행하였으며 이를 통하여 근사 반응표면모델인 2차 회귀함수를 생성하였다.
- 5) 생성된 회귀함수를 목적함수로 설정하고 최적화 프로그램인 ADS를 이용하여 동흡진기의 물리적 특성치인 내부 튜브의 질량, 고무의 강성계수 및 감쇠계수를 최적화 하였다.
- 6) 최적화된 3개의 물성치를 구동라인 동역학 모델에 재입력하여 시뮬레이션을 해 본 결과 관심 주파수 영역에서 수직 가속도의 피크값이 17.1 % 감소하였다.

참 고 문 헌

1. C. H. Lee, C. W. Park, K. C. Seo and Y. I. You, "A study of NVH phenomena in driveline caused by vibration characteristics of propeller shaft", in *Proc. of the KSAE Fall Annual Conference*, pp.576-574, 1999.

2. M. N. Ranek and D. P. Schankin, "Active vibration control of driveline systems", *SAE Technical Paper*, 2000-05-0318, 2000.
3. J. H. Yim, Y. C. Kang, H. I. Jeong, K. R. Lee, C. R. Lee and H. J. Yim, "A study on the effects of dynamic vibration absorber for driveline with propeller shaft supported by center bearing", in *Proc. of the KSNVE Spring Annual Conference*, pp.925-930, 2004.
4. S. S. Rao, *Mechanical Vibrations*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ., 2003.
5. MSC, ADAMS, *ADAMS User's Manual*, MSC Software Inc., Los Angeles, CA., 2003.
6. MSC, NASTRAN, *MSC, NASTRAN User's Manual*, MSC Software Inc., Los Angeles, CA., 2000.
7. S. H. Park, *Modern Design of Experiments*, Min Young Sa, Seoul, 2003.
8. G. N. Vanderplaats, *ADS - A Fortran Program for Automated Design Synthesis*, Ver. 1.10, Engineering Design Optimization, Inc., Santa Barbara, CA., 1986.

저자 약력

•이 상 범 (Sang-Beom Lee)

한국음향학회지 제28권 제7호 참조

•유 영 선 (Young-Sun Yoo)

2006년 2월: 국민대학교 자동차공학전문대학원 석사
현재: GM대우 연구원