Check for updates

Trans. Korean Soc. Noise Vib. Eng., 36(5) : 458~471, 2026
https://doi.org/10.5050/KSNVE.2026.36.5.458

한국소음진동공학회논문집 제 36 권 제 5호, pp. 458~471, 2026
ISSN 1598-2785(Print), ISSN 2287-5476(Online)

자동차 구동축 진동 감쇠를 위한 비탄성 충돌 동흡진기 설계 및 내구수명 평가

Design and Durability Evaluation of an Inelastic Impact Dynamic Damper for Vibration Reduction in Automotive Drive Shafts

양 원 석†
Wonseok Yang†

(Received July 16, 2026 ; Revised August 12, 2026 ; Accepted August 13, 2026)

Key Words : Automotive Drive Shaft(자동차 구동축), Inelastic Impact Damping(비탄성 충돌 감쇠), Impact Dynamic Damper(충돌 동흡진기), Durability Evaluation(내구수명 평가), Frequency Response Function(주파수 응답 함수)

ABSTRACT

This study proposes an impact dynamic damper to attenuate the first bending resonance of electric vehicle drive shafts, to evaluate its performance and durability through system-level numerical analysis. Modal analysis confirms that the dynamic damper operates via a linear absorption mechanism under low-amplitude conditions before impact initiation. System-level frequency response function analysis demonstrates that the proposed impact damper substantially suppresses the primary resonance peak relative to the baseline shaft and flattens the response across the entire spectrum. It thereby exhibits superior broadband damping compared to conventional tuned mass dampers. Furthermore, time-domain dynamic analysis under real-world road-travel loads shows that while the impact damper induces minor transient impulses during initial contact exceeding the designated static clearance, it rapidly stabilizes displacement profiles through sequential inelastic collisions during steady-state operation. Cumulative fatigue damage evaluation using the rainflow cycle counting method and Miner's rule reveals a structural trade-off, showing a slight increase in the cumulative damage fraction because of high-frequency micro-impulses. Nevertheless, this value remains safely below the structural failure threshold under accelerated excitation conditions, and successfully satisfies automotive durability design criteria. Consequently, the proposed impact-type dynamic damper guarantees a robust broadband vibration control solution by integrating linear absorption and non-linear impact damping under variable operating conditions.

1. 서 론

최근 전 세계적인 친환경 정책 기조와 탄소 배출 규제 강화에 따라 전기자동차(electric vehicle, EV) 시장이 급격히 성장하고 있다. 전기자동차는 내연기관 차량과 비교하여 높은 고유 에너지 효율과 제로 에미션(zero-emission)이라는 뚜렷한 장점을 제공하

† Corresponding Author ; Member, Department of Automotive Engineering, Korea National University of Transportation, Professor
E-mail : wsyang@ut.ac.kr

A part of this paper was presented at the KSNVE 2023 Annual Spring Conference
‡ Recommended by Editor Seon Jun Jang
ⓒ The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

지만, 기존 파워트레인과 상이한 전동화 구동계 특유의 진동 및 소음 문제가 새로운 기술적 당면 과제로 부각되고 있다[1]. 특히 모터 구동 시 발생하는 토크 리플(torque ripple), 고주파 전자기력, 감속기 기어의 맞물림 오차 등은 차체 구조계로 직접 전달되어 차량 전반의 NVH(noise, vibration, and harshness) 성능을 크게 저하시키는 주된 원인이 된다[2].

전기자동차 하부 구조에서는 엔진 연소에 의한 마스킹 효과(masking effect)가 존재하지 않기 때문에, 구동계 내부에서 기인하는 동적 진동 성분이 탑승자에게 더욱 민감하게 인지되는 경향을 보인다. 이는 단순한 승차감 악화의 문제를 넘어 주행 부품의 구조적 피로 파손을 유발하는 직접적인 요인이 될 수 있다[3]. 전동 파워트레인의 핵심 동력 전달 부품인 구동축(drive shaft)은 모터의 출력을 차륜으로 전달하는 과정에서 회전 불균형에 의한 비틀림 및 굽힘 거동이 복합적으로 연계되어 나타난다. 따라서, 구동축 시스템의 동적 특성은 차량 전체의 NVH 품질과 장기적인 내구 신뢰성을 결정짓는 핵심 지표가 된다[4]. 최근 전기자동차의 고출력·고회전화 발전 추세를 고려할 때, 구동계에 인가되는 동적 하중을 효과적으로 제어하고 내구 신뢰성을 확보하기 위한 진동 저감 설계 기술의 중요성은 더욱 증대되고 있다[5].

기존 구동축 시스템의 특정 공진 주파수를 제어하기 위해 널리 적용되어 온 단일 동흡진기(single-tuned dynamic damper, STDD)는 수동형 진동 제어 장치로서 명확한 국부 저감 효과를 제공해 왔다[6]. 그러나 이러한 단일 주파수 기반의 흡진 장치는 주구조물의 운전 조건 변화나 질량 및 강성 변화에 따른 동조 오차(tuning error)에 매우 취약하며, 주파수 불일치 발생 시 진동 저감 성능이 급격히 저하되는 치명적인 한계를 나타낸다[7]. 특히 운전 영역에 따라 가진 주파수 대역이 가변적으로 변동하는 전기자동차의 구동 환경에서는 협대역 감쇠 특성을 갖는 기존 수동형 단일 동흡진기만으로 광범위한 공진 대역을 효과적으로 커버하는 데 한계가 존재한다[8].

이러한 수동형 제어의 대안으로서 주파수 가변형 적응식 흡진기 및 다중 동흡진기(multimodal-tuned dynamic damper, MTDD)에 대한 연구가 다각도로 전개되어 왔다. 가진 성분의 변화에 대응하여 고유주파수를 유연하게 변경하는 적응형 모델이나, 복수의 공진 모드를 동시에 제어하여 협대역 한계를 보완하는 다중 조율 방식은 넓은 운전 영역에서 유효한 진동 억제 성능을 보여준다[9]. 결과적으로 동특성 가변성이 높은 전기자동차 구동축 시스템에서는 단일 조율 방식에 비해 다중 조율 알고리즘을 적용하는 것이 한층 진보된 설계 전략으로 평가받고 있다[10].

그러나 이러한 선형 조율형 흡진 장치들은 여전히 완벽한 주파수 동조 상태를 전제로만 최적의 성능이 발현되며, 주구조물의 장기 노화나 환경 변화로 인한 오차 발생 시 성능 저하를 피할 수 없다. 특히, 최근에는 기존 동조형 흡진기 구조 내에 질량 충돌 메커니즘을 결합함으로써 물리적 감쇠 재료 없이도 광대역 영역에서 공진 에너지를 소산시킬 수 있는 비선형 흡진 메커니즘이 대안으로 제시된 바 있다[11]. 또한, 이러한 비선형 접촉 및 불연속 충격 메커니즘이 지속될 때 유발되는 비가우시안(non-Gaussian)성 국부 충격 하중이 실제 구동축 결합계 수준의 동적 거동과 장기적인 피로 내구 성능에 미치는 복합적인 인과관계에 대해서는 학술적 검토가 미비한 실정이다[12].

이에 이 연구에서는 인위적인 주파수 동조 과정 없이도 가변적인 파워트레인 운전 영역 전체에 대해 광대역 감쇠 성능을 보장할 수 있도록 비탄성 충돌 메커니즘을 결합한 새로운 구조의 충돌 동흡진기(impact dynamic damper, IDD)를 제안하고자 한다. 유한요소 모델링을 기반으로 단품 동특성을 확인하고, 시스템 레벨의 주파수 영역 전달함수 분석을 수행하여 제안된 IDD 기술의 독보적인 광대역 진동 제어 성능을 기존 모델들과 정량적으로 비교 분석하였다. 나아가, 실차 주행 하중 조건을 반영한 시간영역 거동 해석을 통해 레인플로 계수법과 Miner의 선형 누적 손상 법칙에 근거한 누적 피로 손상도를 산출함으로써, 비탄성 충돌 거동이 제공하는 공진 진폭 억제 효율과 국부 미세 임펄스 하중 누적에 따른 내구 신뢰성 간의 구조적 트레이드오프(trade-off) 특성을 체계적으로 고찰하였다.

2. 충돌 동흡진기의 감쇠 원리 및 수치해석 모델

2.1 비탄성 충돌 감쇠 메커니즘

이 연구에서 제안하는 충돌 동흡진기가 실제 전기자동차용 드라이브 샤프트에 적용된 전체 구조의 도식도를 Fig. 1에 나타내었다. 전기자동차 구동축은 고

속 구동 모터의 토크 리플(torque ripple), 감속기 기어 맞물림 오차, 그리고 불규칙 노면 하중 등 복합적인 진동원에 노출되며, 이러한 가진 주파수가 구동축 고유의 1차 굽힘 고유주파수와 일치할 때 대진폭 공진 거동이 유발된다.

이 연구의 IDD는 차량 양산성 및 장착 편의성을 고려하여 외관상으로는 기존의 전통적인 동흡진기와 흡사한 형태로 드라이브 샤프트 외경에 체결되지만, 내부 질량부와 드라이브 샤프트 간의 연속적인 비탄성 충돌을 통해 광대역 진동 에너지를 소산시킨다. 이러한 충돌 감쇠 메커니즘의 발생 효율을 극대화하기 위해서는 샤프트 공진 시 동적 변위 진폭 및 속도가 최대화되는 위치를 선정해야 한다. 이에 이 연구에서는 1차 굽힘 모드(1st bending mode) 발생 시 변위 진폭이 가장 크게 나타나는 안티 노드(anti-node) 지점인 축 중앙부에 IDD를 배치하였다[13]. 안티 노드에서의 대진폭 거동은 샤프트 표면과 IDD 내부 질량체 간의 상대 변위 및 상대 속도를 극대화하여, 비탄성 충돌 메커니즘의 개시 효율을 높이고 운동 에너지를 가장 신속하게 소산시킬 수 있다.

제안된 비탄성 충돌 동흡진기(impact dynamic damper, IDD)의 물리적 감쇠 메커니즘을 규명하고 기존 제어 장치와의 차별성을 분석하기 위해 Fig. 2와 같이 2자유도 시스템으로 모델링하였다.

Fig. 2(a)는 구동축 시스템을 모사하는 주진동계 m_1에 보조 질량 m_2과 스프링 성분 k_2으로 구성된 일반적인 조율형 동흡진기(tuned dynamic damper, TDD)가 부착된 모델이다. 외력 $f(t)$가 인가될 때 기존 TDD 시스템의 운동방정식은 식 (1)과 같이 일반적인 선형 연립 미분방정식으로 표현된다.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1+c_2 & -c_2 \\ -c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1+k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f(t) \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{1}$$

여기서, x_1와 x_2는 각각 주구조물과 동흡진기 질량체의 변위를 나타내며, c_1과 c_2는 점성 감쇠 계수이다. 상기 방식은 주구조물의 특정 공진 주파수에 맞춰 보조 질량계를 정밀하게 조율함으로써 진동 에너지를 전이시키는 구조이나, 주파수 불일치(tuning error) 발생 시 감쇠 성능이 급격히 저하되는 한계를 가진다.

이에 반해 이 연구에서 제안한 Fig. 2(b)의 충돌 동흡진기(IDD)는 기존 TDD와 동일한 외형 패키지 및 보조 질량 m_2의 조건을 유지하면서도, 지지 구조 내에 일정한 내부 간극 l을 두어 주진동계와의 상호 비탄성 충돌(inelastic collision)이 유발되도록 설계되었다. 이처럼 동일 장착 조건 하에서 TDD 구조를 IDD 구조로 전환할 경우 얻을 수 있는 대표적인 장점은 동조 오차(tuning error)로부터의 자율성과 과도 응답

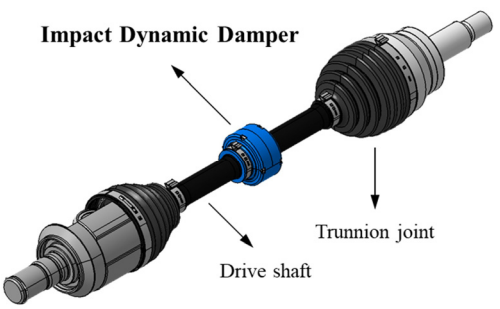
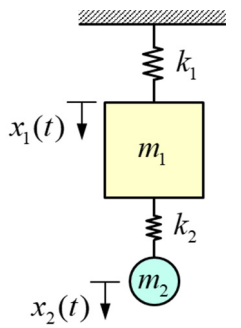
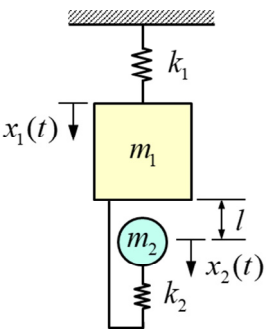


Fig. 1 Schematic diagram of the proposed impact dynamic damper installed at the anti-node of the drive shaft's first bending mode



(a) Tuned dynamic damper (TDD)



(b) Impact dynamic damper (IDD)

Fig. 2 Mechanical models of vibration attenuation systems

의 신속한 차단 성능이다. 기존 TDD는 온도 변화나 시스템 노화로 고유주파수가 이탈하면 감쇠 성능을 상실하지만, IDD는 비선형 충돌 메커니즘을 적극 활용하므로 인위적인 주파수 동조 과정 없이도 광대역 공진을 안정적으로 억제하는 강인성(robustness)을 제공한다. 또한, 대진폭 공진 진입 시 연속 충돌을 통한 직접적인 운동에너지 소산이 즉각 개시되므로, 점성 감쇠에만 의존하는 TDD 대비 초기 과도 진동 진폭을 현저히 빠른 시간 내에 소산시킬 수 있는 구조적 이점을 가진다.

과도 진동 및 공진 발생 시 두 구조물 간의 상대 변위가 간극을 초과하게 되면($|x_1-x_2|>l$), 아래의 반발계수와 운동량 보존법칙의 연립에 의해 충돌 전, 후의 속도가 식 (2)와 같이 정의된다[14].

$$\begin{Bmatrix} \dot{x}_1^+ \\ \dot{x}_2^+ \end{Bmatrix} = \frac{1}{m_1+m_2} \begin{bmatrix} m_1-m_2e & m_2(1+e) \\ m_1(1+e) & m_2-m_1e \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1^- \\ \dot{x}_2^- \end{Bmatrix} \quad (2)$$

여기서 e는 충돌체 간의 반발계수를 말하며, -는 충돌 전의 상태, +는 충돌 후의 상태를 말한다. 충돌 과정에서 동흡진기는 기존 TDD가 갖는 기본적인 흡진 특성을 수행함과 동시에, 충돌 순간 발생하는 비탄성 충격에 의해 주진동계의 운동 에너지를 직접적으로 소산시킨다. 결과적으로 특정 주파수에 국한되지 않는 충돌 감쇠 메커니즘이 복합적으로 작용하므로, 단순 조율형 장치에 비해 과도 응답 상태에서 더욱 신속하고 강력하게 주구조물의 진동을 저감할 수 있는 광대역 제어 성능을 확보하게 된다.

한편, 실제 구동축이 고속 회전하는 환경에서 유발되는 원심력(centrifugal force) 효과가 IDD의 감쇠 성능에 미치는 영향을 검토할 필요가 있다. IDD 내부의 고무 탄성층 및 보조 질량체는 샤프트 회전 시 방사 방향 원심력을 받게 되며, 이는 정지 상태의 정적 간극 l에 미세한 동적 변형을 유발할 수 있다. 그러나 이 연구에서 제안한 IDD는 샤프트 중심축을 기준으로 완전 방사 대칭형으로 설계되어, 회전 시 발생하는 자이로스코픽 효과 및 비대칭 회전 불평형 하중이 최소화된다. 또한, 구동축 공진 굽힘 발생 시 유발되는 샤프트 반경 방향의 대진폭 상대 왕복 변위 및 속도 성분이 원심력에 의한 정적 고무 변형량 대비 역학적으로 지배적이므로, 고속 회전 주행 환경 조건하에서도 IDD 특유의 비탄성 충돌 감쇠 메커니즘은 유효하게 유지된다.

2.2 시간 응답 특성 검증

앞서 수립한 일반 조율형 동흡진기와 충돌 동흡진기의 수학적 지배방정식 및 비탄성 충돌 감쇠 메커니즘을 정량적으로 사전 검증하기 위해 시간 영역에서의 자유진동 응답 해석을 수행하였다. 수치 시뮬레이션에 적용된 2자유도 시스템의 주요 매개변수 및 초기 조건은 다음과 같다. 주진동계의 질량 m_1은 1 kg, 유효 강성 k_1은 98.69 kN/m로 설정하였으며, 동흡진기 질량은 주진동계의 질량 대비 약 10 %를 고려하여 m_2는 0.1 kg, k_2는 9.869 kN/m로 정의하였다. 시스템의 구조 및 점성 감쇠 계수 c_1과 c_2는 강성 행렬에 비례하는 구조 감쇠 특성을 모사하기 위해 각각 $0.0002\,k_1$ 및 $0.0002\,k_2$의 대입 조건을 부여하였다. 충돌 동흡진기의 핵심 설계 변수인 내부 정적 간극(clearance) l은 0.5 mm로 설정하였으며, 구조물 간의 충격량 손실을 지배하는 반경 방향 반발 계수(coefficient of restitution) e는 혼합 고무와 강재 간의 전형적인 비탄성 충돌 특성을 반영하여 0.8로 설정하였다. 외력 $f(t)$이 0인 자유진동 상태에서 $\dot{x}_1(0) = 0.2$ m/s의 초기 속도를 인가하였으며, 그 외의 모든 초기 변위 및 속도 조건은 0으로 설정하여 변수 조건을 통일하였다. 식 (1), 식 (2)를 시간 영역에서 계산하기 위해 4계 룬게-쿠타 방법을 연산 알고리즘으로 채택하여 시간 적분을 수행하였다.

초기 속도가 인가된 후 시간에 따른 주진동계의 자유진동 변위 응답 해석 결과를 Fig. 3에 비교하여 도시하였다. 해석 결과, 동흡진기가 장착되지 않은 상태에서는 시스템 내의 자체 감쇠비가 매우 낮아 시간이

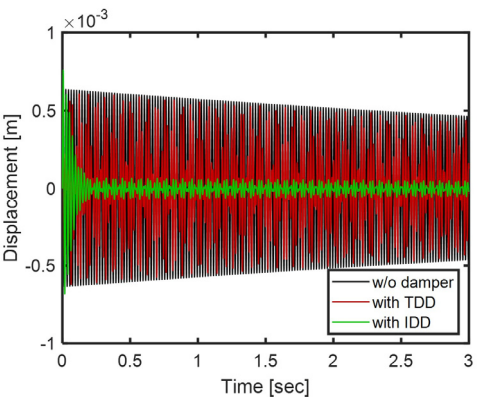


Fig. 3 Comparison of time-domain displacement responses for the mechanical models under initial condition

경과함에 따라 진동 진폭이 거의 감소하지 않고 주기적인 진동이 장기간 지속되는 특성을 보인다. 기존의 조율형 흡진기가 장착된 상태에서는 보조 질량체계로의 동적 에너지 전이가 발생함에 따라 무장착 상태 대비 전체적인 진폭이 일정 수준 감쇠되는 경향을 나타낸다. 그러나 TDD의 경우, 초기 가진에 의한 대진폭 변위 발생 영역에서 에너지를 신속하게 소산시키지 못하고 점성 감쇠에 의존하여 완만하게 진폭이 감소하는 한계가 발생하였다. 반면, 이 연구에서 제안한 충돌 동흡진기가 적용된 경우에는 해석 초반부인 0.4초 이내에 주구조물의 진동 진폭이 급격하게 감쇠되어 신속하게 정상상태에 도달하는 압도적인 초기 진동 억제 성능을 보여준다. 이는 변위 진폭이 초기 설정 간극 l을 초과하는 과도 영역에서, 주구조물과 흡진 질량체 간의 연속적인 비탄성 충돌이 유발되어 운동에너지의 소산이 단시간에 집중적으로 발생한 것으로 분석된다.

진폭이 간극 이하로 감소한 0.4초 이후의 정상상태 영역에서는 추가적인 충돌 없이 TDD 고유의 위상차 흡진 장치로 유기적으로 전환되어 잔류 진동을 안정적으로 감쇠시키고 있다. 이 시간 응답 검증 결과는 제안된 IDD 메커니즘이 가변 운전 조건 하에서 자동차 구동축 시스템의 공진에 의한 과도 응답을 가장 신속하게 차단할 수 있음을 알려준다.

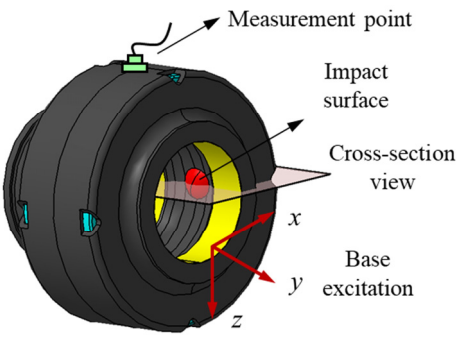
2.3 충돌 동흡진기의 형상 설계 및 유한요소 모델링

앞서 검증된 비탄성 충돌 감쇠 메커니즘을 실제 차량의 구동축(drive shaft) 시스템에 물리적으로 구현하기 위해 설계된 충돌 동흡진기의 구체적인 3차원 기하학적 형상 및 상세 단면 구조를 Fig. 4에 도시하였다.

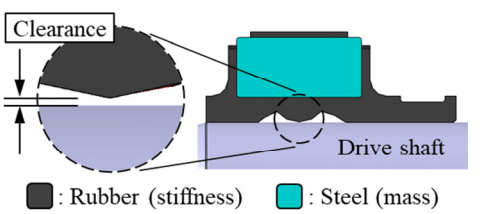
Fig. 4(a)에 나타낸 바와 같이 제안된 충돌 동흡진기는 외부 하우징 및 관성 매스를 형성하는 원통형 금속 질량체와 내측에 압입 결합되어 복합적인 탄성 및 점성 감쇠 특성을 제공하는 고무층으로 구성된다. 외부 가진 환경 조건 하에서 흡진 장치 자체의 동적 응답을 연속적으로 추적할 수 있도록 하우징 최상단 노드에 응답 측정 지점을 설정하였다. 특히, 이 연구의 핵심인 불연속 충돌을 유도하기 위해 고무층의 내측 원통 표면에는 반경 방향(해석 기하학적 x축 선상)으로 일정 두께만큼 돌출된 기하학적 형상의 충돌면을 의도적으로 설계 배치하였다.

구동축 본체와 충돌 동흡진기 간의 정밀한 접촉 메커니즘은 Fig. 4(b)의 축 방향 단면도를 통해 확인할 수 있다. 구동축 외경 표면과 고무 탄성층 내측의 돌출형 충돌면 사이에는 미세한 정적 간극이 존재하도록 설계치수를 0.5 mm로 설정하였다. 드라이브 샤프트가 고속 회전 및 외부 노면 하중에 의해 공진 굽힘 진동을 일으킬 때, 주진동계인 샤프트와 보조 질량계인 댐퍼 하우징 사이에는 동역학적 위상차가 수시로 발생하게 된다. 이 위상차로 인해 유발되는 두 구조물 간의 상대 변위가 기하학적으로 설정된 정적 간극을 초과하는 즉시 돌출형 충돌면과 샤프트 외경 간의 물리적 비탄성 접촉이 발생한다. 이는 별도의 가혹한 주파수 조절 과정 없이도 고무 점탄성체의 국부 압축 변형과 비탄성 충격을 통해 주구조물의 진동 에너지를 소산시키는 구조적 핵심 요소로 작용한다.

상기 설계안을 바탕으로 수치해석적 신뢰성을 확보하고 기존 조율형 흡진기 모델들과의 기하학적 정밀도를 공정하게 비교하기 위해 구축된 유한요소 모델들의 격자 정보를 Table 1에 정리하여 나타내었다. 모든 동흡진기 모델의 금속 질량체 및 고무 탄성층 영역은 복잡한 3차원 곡면 및 돌출 형상을 기하학적



(a) 3D model with impact surfaces



(b) Cross-sectional view with geometric clearance

Fig. 4 Structural configuration of the proposed impact dynamic damper

왜곡 없이 정밀하게 모사할 수 있도록 10노드 사면체 요소(10-node tetrahedral element)를 동일하게 적용하여 이산화하였다. 이 연구의 선형 베이스라인 모델인 단일 조율형 동흡진기(STDD)와 다중 조율형 동흡진기(MTDD)의 유한요소 격자 데이터는 선행 연구에서 타당성이 완벽히 검증된 모델을 준용함으로써 해석적 비교의 일관성을 확보하였다[13]. 반면, 이 연구에서 제안한 충돌 동흡진기의 경우, 내측 원통 표면의 기하학적 돌출 구조물 설계로 인해 경계면의 형상 복잡도가 크게 증가하였다. 이에 따라 불연속 충돌 순간 발생하는 급격한 단계 하중과 변형에 따른 국부 응력 집중 현상을 수치 해석적으로 정밀하게 추적하기 위해, 해당 접촉 경계면 주변의 격자 조밀도를 향상시켰다. 그 결과, IDD 모델은 세 가지 비교 모델 중 가장 조밀하고 정밀한 수준인 55 646개의 노드와 37 116개의 요소를 갖도록 최종 유한요소 모델을 이산화하였으며, 이는 해석의 수렴성과 수치적 안정성을 동시에 담보할 수 있는 합리적인 격자 크기로 판단된다.

2.4 재료 물성치 정의 및 비탄성 충돌 수치 모사 기법

제안된 충돌 동흡진기(IDD) 및 구동축 결합 시스템의 동역학적 거동을 유한요소 해석 프레임워크 내에서 정량적으로 구현하기 위해 모델에 적용된 각 재료별 기계적 물성치를 Table 2에 나타내었다. 수치해석 모델의 물리적 신뢰성을 담보하고 선행 연구 모델들과의 연속성을 보장하기 위해, 모든 물성 상수는 선행 연구에서 타당성이 검증된 재료 스펙을 동일하게 준용하여 해석의 일관성을 확보하였다[15,16].

동흡진기의 외곽 관성 하우징 및 주진동계인 구동축 본체를 구성하는 강재는 SUS 304 재질로 정의하였으며, 흡진기 내부에서 탄성 지지 및 일차적인 점성 감쇠 성능을 분담하는 탄성층은 천연 고무(NR)와 스타이렌-뷰타다이엔 고무(SBR)의 혼합 점탄성체를 기준으로 모델링하였다.

아울러 고무 혼합물 고유의 유효 에너지 소산 능력을 모사하고자 손실계수를 정의하였으며, 이를 기반으로 유한요소 수치 적분 시 레일리 비례 감쇠(Rayleigh proportional damping) 행렬을 적용하였다.

충돌 동흡진기의 전달함수를 예측하기 위해서 식 (3)과 같이 유한요소 방정식을 사용하였다[17].

$$\mathbf{M}_a\ddot{\mathbf{d}}_a+\mathbf{C}_a\dot{\mathbf{d}}_a+\mathbf{K}_a\mathbf{d}_a=-\mathbf{K}_{sa}\mathbf{u}_b \tag{3}$$

여기서 $\mathbf{M}_a$, $\mathbf{C}_a$, $\mathbf{K}_a$는 동흡진기의 질량, 감쇠, 강성행렬을 말하며, $\mathbf{d}_a$는 동흡진기의 변위 벡터, $\mathbf{K}_{sa}$는 동흡진기와 구동축 사이의 강성 행렬, $\mathbf{u}_b$는 기반 가진에 의한 동흡진기의 변위 벡터를 말한다. 식 (3)의 해를 구하기 위해서 MATLAB을 이용하여 코드를 구현하였으며, 선행 논문을 통해 정확도를 검증하였다[18,19].

기반 가진에 의한 전달함수를 분석하기 위해 식 (3)을 4계 룬게-쿠타 방법으로 계산하였으며, 전주파수의 응답을 확인하기 위해 기반 가진에 랜덤함수 조건을 부여하였다. 기반 가진과 충돌 동흡진기의 시간 변위응답을 이용하여 PSD 변환을 통해 전달함수를 예측하였다.

한편, 상기 정의된 선형·점탄성 물성 기반의 격자 모델 상에서 기하학적 간극을 가로지르는 불연속적 비탄성 충돌 감쇠 메커니즘을 수치적으로 구현하기 위해 적용된 수치 모사 알고리즘을 Fig. 5에 상세히 도시하였다. 일반적인 유한요소 해석 환경에서 불연속적인 경계면 접촉 거동은 극심한 수치적 이산화 오차와 수렴성 저하를 유발하므로, 이 연구에서는 동적 강체 링크를 실시간으로 적용하였다.

Fig. 5의 상단에 나타낸 바와 같이, 외부 가진에 의해 충돌이 발생하기 직전 상태에는 동흡진기 고무층

Table 1 Comparison of finite element mesh information for different dynamic damper models

Model	Number of nodes	Number of elements
STDD (ref. 13)	49 552	33 846
MTDD (ref. 13)	50 787	34 711
IDD (this work)	55 646	37 116

Table 2 Mechanical properties of the materials used in the finite element analysis

Solid properties	Young's modulus [GPa]	Density [kg/m^3]	Poisson ratio	Loss factor
Steel (SUS 304)	200	8000	0.3	0.0001
Rubber (NR+SBR)	0.045	980	0.495	0.05

내측의 돌출 노드와 구동축 외경 표면 노드가 가해진 초기 속도 하에서 상호 간섭 없이 독립적인 자유도를 유지하며 자유로운 위상차 상대 운동을 수행한다.

그러나 주구조물의 공진 변위 발산으로 인해 마주보는 두 경계 노드 간의 상대 거리가 초기 정적 간극이 0.5 mm 이하로 좁혀져 접촉이 시작되는 순간, Fig. 5의 하단과 같이 해당 경계면에 가상의 강체 링크를 실시간으로 동적 생성하여 두 마주보는 대향 노드 간의 병진 자유도를 강제로 구속하도록 모델링하였다. 충돌 직후 반발력 및 복원 거동에 의해 노드 간의 압축 응력이 0에 도달하는 분리 임계 순간에는 동적으로 생성되었던 가상의 강체 링크를 즉각 제거함으로써 독립적인 위상 거동을 지속하도록 유도하였다. 접촉 구속 시간 동안 유도되는 고무 탄성층의 국부 압축 변형과 재료 손실계수 기반 감쇠는 유한요소 모델 상에서 진동 에너지를 소산시키는 핵심 메커니즘으로 작용한다.

이러한 FE 모델의 동적 강체 링크 기반 충돌 모사는 2자유도 수치 모델의 반발계수 공식과 수학적으로 직접 매핑된 것은 아니며, 3차원 연속체 해석 환경에서 충돌에 의한 구조적 감쇠 효과를 구현하기 위해 적용된 독립적인 수치 모사 기법이다. 두 모델은 각각 반발계수 및 동적 구속 메커니즘을 통해 충돌 개입 시 진동 감쇠 성능이 크게 유도된다는 동일한 역학적 현상을 상호 보완적으로 증명한다.

2.5 충돌 동흡진기의 동특성 분석

제안된 충돌 동흡진기를 실제 구동축 시스템에 결합하여 전체 굽힘 진동을 감쇠하기에 앞서, 단품 상태에서의 방향별 고유 진동 특성 및 동적 강성 분포 경향을 규명하기 위해 유한요소 기반의 선형 모달 해석을 수행하였다. 해석 시 경계 조건은 실제 구동축 외경 표면과 결합되는 고무 탄성층의 내측 원통 접촉 노드들을 완전 고정단으로 설정하여 고유치 문제를 구성하였다. 수치 연산을 통해 도출된 제안 IDD 단품 모델의 주요 병진 방향별 고유 주파수 및 응력 분포를 동반한 모드 형상 결과는 Fig. 6과 같다.

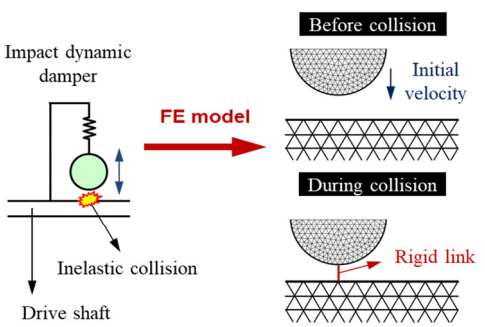


Fig. 5 Numerical modeling and implementation mechanism of inelastic collision in the FE framework utilizing dynamic rigid links

이 연구에서 집중적으로 분석하고자 하는 핵심 거동은 주 구조물인 드라이브 샤프트의 굽힘 진동을 감쇠하기 위해 기하학적 비대칭 충돌면이 설계된 x축 방향의 병진 모드 특성이다. 해석 결과, 구동축의 1차 굽힘 공진 주파수 대역을 타깃으로 조율된 x축 병진 모드는 297.9 Hz에서 지배적으로 형성됨을 확인하였다.

이러한 모달 해석 결과는 제안된 충돌 동흡진기가 구동축과 충돌을 일으키지 않는 미세 진동 영역 혹은 과도기적 단계에서도, 내측 고무 탄성층의 유효 동강성과 하우징의 관성 질량이 상호 작용하여 일반적인 조율형 동흡진기의 전형적인 흡진 메커니즘을 그대로 수행할 수 있음을 물리적으로 증명한다. 즉, 이 장치는 대진폭 진동 조건 하에서의 강렬한 비탄성 충돌 감쇠뿐만 아니라, 비충돌 조건 하에서도 타깃 주파수(297.9 Hz) 영역의 선형 진동 에너지를 흡수하여 기초적인 저감 성능을 안정적으로 발현할 수 있는 유기적인 복합 감쇠 구조를 가진다.

비충돌 변형 상태에서의 응력 분포 경향을 살펴보면, x축 반경 방향으로 돌출된 충돌면 구조물 주변을 중심으로 상대적으로 높은 응력 전개 경향이 관측된다. 이는 해당 돌출 형상이 선형 변형 단계에서 국부적인 압축 강성 증가를 유도하여 흡진 동강성을 형성하는 데 기여하고 있음을 보여준다. 다만, 이 모달 해석에서 도출된 응력의 절대적인 수치 값은 모드 벡터 정규화에 따른 상대적인 분포 지표이므로, 실제 비탄성 충돌 하중 하에서 발생하는 정량적인 응력 집중 크기는 향후 시간 영역 피로 해석을 통해 별도로 고찰되어야 한다.

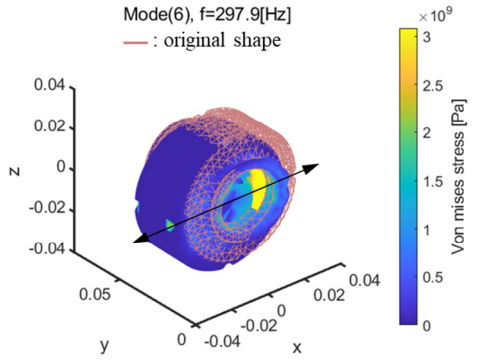
결과적으로 제안된 충돌 동흡진기는 297.9 Hz의 타깃 주파수로 조율된 기초 동흡진기 특성을 바탕으로 작동하되, 공진 또는 주파수 변동에 의해 변위가 정적 간극을 초과하는 대진폭 가진 시에는 충돌 감쇠 메커니즘이 복합적으로 작동하는 이중 감쇠 구조를 취한다. 이는 완전한 비동조형 장치가 아닌, 조율형

흡진기와 비선형 충돌 감쇠가 유기적으로 결합되어 주파수 이탈 환경에서도 제어 안정성을 높인 구조임을 나타낸다.

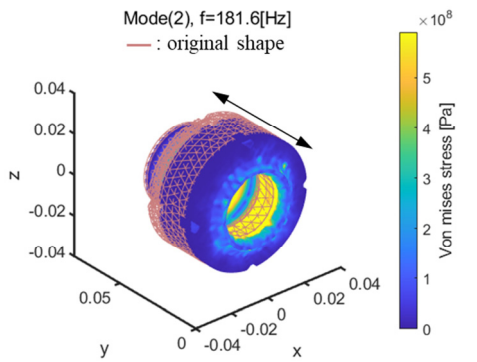
모달 해석을 통해 규명된 선형 동특성과 대진폭 조건 하에서의 비탄성 충돌 감쇠 성능이 주파수 응답에 미치는 영향을 정량적으로 검증하기 위해, 단품 동흡진기 장착 상태에서의 주파수 응답 함수 곡선을 도출하여 Fig. 7에 도시하였다.

이 연구의 IDD 모델은 불연속 접촉 및 강체 링크 착탈에 따른 구조적 비선형성을 포함하고 있어 전형적인 선형 조화 응답 해석 기법의 직접 적용이 불가능하다. 반면 선형 시스템인 STDD 및 MTDD는 선형 미분방정식을 따르므로 조화 해석 결과와 시간 영역 PSD 환산 전달함수 결과가 일치한다. 이에 따라 이 연구에서는 모든 모델 간의 감쇠 성능을 공정하게 비교하고자 기반 가진(base excitation) 변위 대비 응답 변위 간의 전달함수 도출 기법을 적용하였다. 선형 모델들은 정밀한 선형 전달함수 해를 준용하고, 비선형 IDD 모델은 입력단에 2 mm 진폭의 광대역 랜덤 신호를 인가한 후 시간 응답의 PSD 변환을 거쳐 전달함수를 산출함으로써 수치적 공정성과 역학적 타당성을 확보하였다.

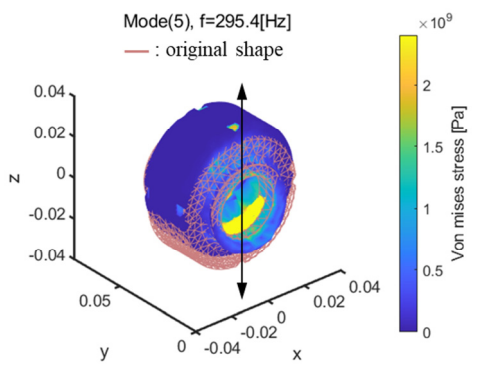
해석 결과, 일반적인 STDD 모델은 앞선 모달 해석 사상과 일치하는 약 313 Hz 부근에서 전형적인 선형 공진 피크를 형성하며 특정 협대역 진동에 대해서만 유효한 감쇠 특성을 나타내었다. 반면, 이 연구에서 제안한 IDD 모델(실선)은 STDD 대비 타깃 주파수 대역의 공진 피크 진폭이 현저히 저감되었을 뿐만 아니라, 0 Hz에서 1000 Hz에 이르는 전 주파수 대역에 걸쳐 응답 레벨이 전반적으로 하향 평준화되는 압도적인 광대역 감쇠 특성을 달성하였다. 이는 구동축 본체의 진동 변위가 발산하려는 순간, 고무 탄성층 내측의 돌출형 충돌면이 샤프트 표면과 격렬한 비탄성 충격을 일으키며 대진폭의 운동 에너지를 순식간



(a) Translational mode in *x*-direction



(b) Translational mode in *y*-direction



(c) Translational mode in *z*-direction

Fig. 6 Modal analysis results of the impact dynamic damper

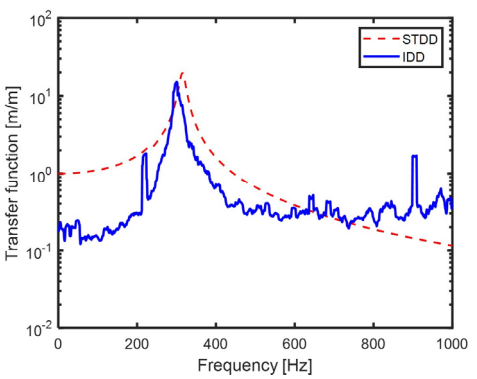


Fig. 7 Comparison of transfer functions for different dynamic damper models under base excitation

에 소산시켰음을 정량적으로 증명한다.

한편, IDD의 전달함수 곡선 전반에서 관측되는 미세한 변동 현상 및 약 220 Hz와 900 Hz 부근의 불연속적인 고조파 피크는 충돌 동흡진기 특유의 동역학적 비선형성(nonlinearity)에 기인한다. 불연속적이고 주기적인 비탄성 충격 하중이 구조계에 부과됨에 따라 에너지 분산 현상이 발생하고, 이로 인해 유발된 고차 모드 가진 성분이 주파수 스펙트럼 상에 영향을 준 것으로 파악된다.

3. 구동축 시스템의 진동 저감 설계

3.1 구동축 시스템 결합 모델 및 경계조건

제안된 충돌 동흡진기(IDD)의 감쇠 성능을 확인하기 위해, 실제 드라이브 샤프트 본체와 결합하여 유한요소 모델을 구축하였다. 시스템 유한요소 모델의 구성 및 경계 조건과 응답 스펙트럼 도출을 위한 노드 설정 지점은 Fig. 8에 도시한 바와 같다. 구동축 본체 역시 충돌 동흡진기 하우징 모델과 동일하게 구조적 굽힘 변형 및 비탄성 접촉 임펄스를 정밀하게 추적할 수 있도록 10 노드 사면체 요소를 적용하여 이산화하였다.

실제 차량 하부에 장착되어 고속 회전하는 파워트레인 조인트부의 지지 특성을 모사하기 위해 설정된 경계 조건은 다음과 같다.

우선, 차량의 차륜 축과 체결되는 구동축의 좌측 끝단 영역에는 단순 지지보 형태의 거동을 모사할 수 있도록 회전 자유도는 허용하되 선형 병진 변위를 구속하는 핀 조건을 부여하였다. 전기자동차의 고속 모터 및 디퍼런셜 기어박스와 직결되는 우측 끝단 단면 노드에는 모터 구동 시 발생하는 다축 굽힘 진동 및 토크 리플 하중을 모사하기 위하여, 기준 노드를 생성한 후 해당 지점에 x, y, z축 방향에 대한 다축 기반 가진 조건을 인가하였다[20,21]. 이러한 기반 가진 환경 하에서 동흡진기 장착에 따른 감쇠 성능을 정량적으로 스펙트럼 분석하기 위한 응답 측정 지점은 흡진기 장착부와 인접한 구동축 중앙 표면 노드로 정의하였다. 입력 가진단으로부터 전달되는 진동 에너지가 IDD의 비탄성 충돌 감쇠 메커니즘을 거쳐 저감되는 특성을 확인하고자 출력 응답점을 구동축 중앙에 배치하였다.

3.2 구동축 시스템의 주파수 응답 전달 특성

동흡진기 모델별 수치해석적 매개변수가 실제 구동축 시스템 결합 상태에서 발현하는 공진 저감 효과를 정량적으로 비교하기 위해, 선형 및 비선형 시스템을 상호 공정하게 비교할 수 있는 기반 가진단 대비 구동축 중앙 측정 지점 간의 시스템 전달함수 해석 결과를 Fig. 9에 도시하였다.

해석 결과, 동흡진기가 장착되지 않은 무장착 상태에서는 구동축 자체의 1차 굽힘 공진 주파수인 약 318 Hz 부근에서 감쇠가 거의 없는 선형 공진이 발생하였다. 반면, 단일 조율형 동흡진기를 장착한 경우에는 공진 주파수가 분지되어 약 252 Hz와 490 Hz 부근에서 각각 응답 피크를 형성하며 최대 진폭이 감소하였다. 그러나 여전히 특정 협대역 진동에 대해서만 유효한 전형적인 수동 감쇠의 특성을 나타내었다. 다

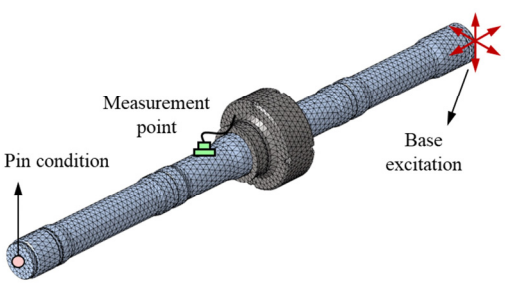


Fig. 8 Finite element model of the drive shaft system with the impact dynamic damper and applied boundary conditions

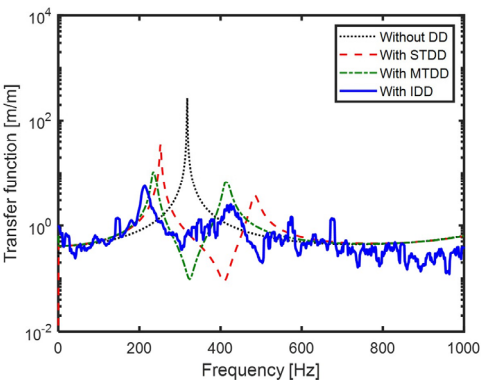


Fig. 9 Comparison of driving shaft system-level frequency response function curves for different dynamic damper models

중 조율형 동흡진기는 방향별 주파수 비대칭 조율 방법을 통해 STDD 대비 공진 에너지를 완화하여 약 234 Hz 및 413 Hz 부근으로 피크 진폭을 분산시키는 거동을 나타내었다.

이와 대비하여, 이 연구에서 제안한 충돌 동흡진기가 결합된 시스템은 기존의 모든 조율형 흡진 장치들을 상회하는 감쇠 성능을 입증하였다. IDD가 적용된 구동축 시스템은 STDD나 MTDD처럼 특정 분지 주파수 영역에서 뾰족하게 솟구치는 피크 거동이 완전히 억제되었으며, 무장착 상태의 주 공진점인 318 Hz를 기준으로 약 20 dB 이상의 응답 감소 효과를 나타내었다.

이러한 시스템 수준의 감쇠 성능 향상은 단품 해석(2.5절)에서 확인된 광대역 에너지 소산 메커니즘이 실제 구동축과의 연계 거동 하에서도 유효하게 작동하고 있음을 보여준다. 구동축의 공진 변위가 발산하는 순간, 고무 탄성층 내측의 돌출형 충돌면이 샤프트 표면과 격렬한 불연속 비탄성 충돌을 일으키며 운동 에너지를 직접 소산시켰기 때문이다. 특히, IDD 곡선에서 관측되는 미세한 고주파 변동 현상은 연속 충돌에 따른 비선형 응답 특성이 시스템 수준에서도 명확히 발현되고 있음을 대변한다. 결과적으로 이 해석 결과는 제안된 IDD 기술이 주구조물의 노화나 구동 조건 변화에 의한 주파수 변동성에 종속되지 않고, 실제 자동차 전동 파워트레인의 광범위한 운전 영역에 대해 높은 감쇠 성능을 제공할 수 있음을 정량적으로 증명한다.

4. 실차 주행 데이터 기반 시간영역 해석 및 피로 신뢰성 고찰

4.1 실차 주행 하중 기반 시간 영역 응답 분석

실제 가변적인 차량 운전 조건 하에서 제안된 충돌 동흡진기의 동적 감쇠 성능을 과도 및 정상 상태 관점에서 검증하기 위해, 실차 주행 데이터 기반의 시간 영역 해석을 수행하였다. 수치 해석의 입력 하중으로는 양산형 준중형 전기자동차(EV)의 고속 주행 시험 중 계측된 실차 진동 데이터를 활용하였다[22]. 실차 주행 하중 데이터는 135 km/h 고속도로 주행 조건 하에서 구동축 결합계 부위인 모터 및 변속기 단면에 3축 가속도계를 부착하여 12 800 Hz 샘플링 주파수로 계측되었다. 수집된 가속도 이력 신호는 사다리꼴 적분을 통해 변위 신호로 변환하였고, 진동영역의 가진 대역을 확보하기 위해 고역통과 필터를 사용하여 5 Hz 미만의 강체 운동 영역을 제거하였다. 수치 해석에는 전체 계측 구간 중 RMS 및 피크 진동 진폭이 가장 우세하게 유발된 2초간의 대표 변위 이력 세그먼트가 유한요소 모델의 다축 기반 가진(base excitation) 입력 조건으로 적용되었다. 내구 수명 해석을 수행할 때는 Fig. 8의 구동축 결합 모델 경계 조건을 기준으로, 핀 조건 지점에는 모터 단에서 측정된 변위 신호를 인가하였으며, 기반 가진 지점에는 변속기 단의 변위 신호를 입력 조건으로 부여하여 실제 파워트레인 결합계의 다축 동적 거동을 정밀하게 모사하였다.

해석 결과, Fig. 10과 같이 동흡진기가 장착되지 않은 무장착 상태에서는 노면 및 모터로부터 유입되는 하중의 공진 성분으로 인해 시간 전반에 걸쳐 큰 폭으로 발산하는 대진폭 교번 진동 변위가 지속적으로 관측되었다. 기존의 단일 조율형 동흡진기 및 다중 조율형 동흡진기를 적용한 경우에는 초기 선형 동조 흡진 메커니즘이 작동함에 따라 무장착 상태 대비 전체적인 진동 진폭 레벨이 일정 수준 감소하는 완화 경향을 보였다.

반면, 제안된 충돌 동흡진기를 장착한 시스템의 시간 영역 거동은 해석 구간에 따라 명확히 대조되는 두 가지 동적 특성을 나타내었다. 가진 초기인 0.1초에서 0.3초 사이의 과도 상태 구간에서는 IDD 모델이 기존 TDD 모델들보다 미세하게 높은 국부적 변위 피크 성분을 노출하였다. 이는 초기 정적 간극을

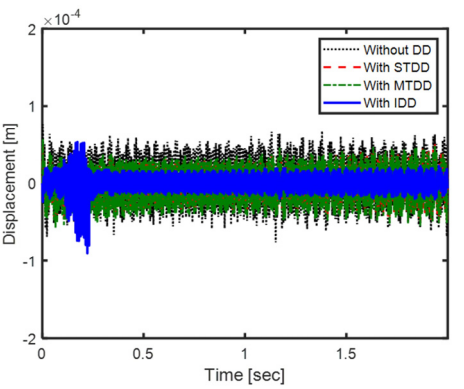


Fig. 10 Comparison of time-domain displacement responses under real electric vehicle driving excitation for different dynamic damper models

초과하는 대진폭 진동이 유입되는 순간, 고무층 내측의 돌출형 충돌면이 샤프트 표면과 처음 접촉하면서 유발되는 불연속 임펄스성 하중과 국부 충격 거동에 기인한다. 그러나 연속적인 비탄성 충돌을 거치며 운동 에너지가 단시간에 집중적으로 소산됨에 따라 시스템은 신속하게 안정화되었다. 실제 운전 영역의 대부분을 점유하는 0.4초 이후의 정상 상태 구간에 진입하면서, IDD 모델은 기존의 모든 조율형 흡진 장치들을 상회하는 가장 낮고 평탄한 변위 진폭 제어 성능을 유지하였다.

이러한 정상 상태에서의 우수한 진동 저감 효과는 앞서 주파수 영역(3.2절)에서 확인된 광대역 감쇠 특성이 실제 주행 하중 환경에서도 완벽히 구현되고 있음을 방증한다. 결과적으로 이 시간 영역 응답 분석은 제안된 IDD 기술이 비록 충돌 초기 단계에서 일시적인 국부 충격 변동을 동반하더라도, 장기적인 정상 운전 조건 하에서는 구동축 시스템의 진동 진폭을 가장 강인하고 효과적으로 저감할 수 있는 방법임을 확증한다.

아울러, 고속 주행 시 발생하는 회전 원심력에 의해 내부 고무층의 동적 간극에 미세한 변동이 동반되더라도, IDD의 충돌 감쇠 메커니즘은 간극 변화에 대한 감도가 낮아 실제 구동축 회전 주행 조건에서도 안정적인 진동 차단 성능을 지속 발현할 수 있다.

4.2 누적 피로 손상도 평가 및 내구성 고찰

실제 운행 환경에서 발생하는 동적 하중 조건을 반영하는 방법은 자동차 부품의 내구 성능 평가 시 매우 중요한 요소이다. 이를 위해 수치 해석 및 시험 단계에서는 노면 입력에 의해 유발되는 가속도 신호 진폭을 1.5배에서 3배 수준으로 증폭하여 가속 하중 조건으로 적용하는 방법이 주로 활용된다[23]. 이 연구 역시 이러한 내구 신뢰성 평가 기준을 준용하여, 실차 주행 하중 하에서 발생하는 불규칙한 시간 영역 응력 이력을 바탕으로 구조물의 장기적인 피로 수명을 정량적으로 평가하였다.

레인플로 사이클 계수법을 거쳐 산정된 교번 응력 빈도와 재료의 S-N 곡선을 기반으로 시스템의 누적 피로 손상도를 도출하기 위해, 식 (4)와 같은 Miner의 선형 누적 손상 법칙을 적용하였다.

$$D = \sum \frac{n_i}{N_i} \tag{4}$$

여기서, D는 누적 피로 손상 지수(damage fraction)를 의미하며, n_i는 레인플로 계수법을 통해 추출된 i번째 응력 수준에서의 실제 반복 횟수, N_i는 해당 응력 크기 하에서 파손에 도달하는 임계 반복 횟수이다. 이 식에 따라 계산된 누적 손상 지수 D가 1.0에 도달하면 구조적 피로 파손이 일어나는 것으로 판정하며, 1.0 미만인 경우에는 해당 운전 조건 하에서 충분한 구조적 내구 안정성을 확보한 상태임을 나타낸다.

구동축의 피로 강도 분석을 보완하기 위하여, 이 연구에서는 기본 가진 지속 시간을 100시간으로 설정하고 시간 이력과 반복 하중 성분을 고려하여 등가 하중 반복 횟수를 산정하였다. 또한, 가진 시간 조건과 S-N 곡선 간의 관계성을 고려하여 식 (5)와 같은 관계식을 바탕으로 구동축 시스템의 예상 피로 수명을 예측하였다[24].

$$N_2 = N_1 \left(\frac{S_2}{S_1} \right)^m \tag{5}$$

여기서, N_1은 기준 가진 시간, N_2는 목표로 하는 내구 수명 시간이며, S_1과 S_2는 각각 계측된 초기 변위 신호의 진폭과 내구 시험 조건을 위해 증폭된 변위 신호의 진폭을 나타낸다. 피로 수명 및 손상도 평가를 위한 대표 응력 추출 위치는 시간 영역 과도 응답 해석 결과, von-Mises 응력이 최대가 되는 구동축 중앙 표면 노드로 선정하였으며, 충돌면 주변의 국부 접촉 및 압축에 따른 응력 성분이 이력에 누적 반영되도록 하였다. 또한 실차 주행 하중 하에서 발생하는 평균 응력 효과를 보정하기 위해 Goodman 보정식을 적용하였고, SUS304 소재의 S-N 곡선 특성 및 파손 한도를 준용하였다. 식 (5)의 지수 m은 SUS304 S-N 곡선의 기울기 역수인 18.43으로 산출하여 대입하였다[22~24]. 구조물의 선형 변형 범위 내에서 변위 진폭 비는 응력 비와 동등하므로, 가속 진폭비 1.75와 가진 시간 100시간을 적용하여 구동축의 내구성을 평가하였다. 식 (5)에 따른 등가 환산 시간은 차량 보증 목표 수명인 30 000시간을 초과하므로, 목표 수명에 해당하는 실차 주행 조건보다 가혹한 조건에서 누적 피로 손상도를 평가하였다.

Table 3의 평가 결과에 따르면, 자체 감쇠비가 극히 낮은 무장착 상태의 누적 손상도는 1.0을 초과하여 장기 주행 시 파손 위험성이 매우 높은 것으로 분석되었다. 반면, 기존의 단일 조율형 동흡진기 및 다

중 조율형 동흡진기를 장착한 시스템은 선형 흡진 메커니즘을 통해 대진폭 공진 응력의 발생 빈도를 차단함으로써 각각 0.39 및 0.02 수준의 안정적인 누적 손상도를 달성하였다.

이 연구에서 제안한 충돌 동흡진기(IDD)를 장착한 시스템의 누적 손상도는 0.43으로 산출되었다. 이는 기존 MTDD 모델 대비 누적 손상도가 상승한 결과로, 비탄성 충돌 시 발생하는 국부적인 미세 임펄스 하중에 기인한 구조적 트레이드오프(trade-off) 특성을 보여준다. 이 피로 평가의 핵심 목적은 충돌에 의해 유발되는 일시적인 국부 응력 상승이 구동축의 내구성을 저해하는지 검증하는 것에 있으며, IDD의 누적 손상도 0.43은 구조적 파손 임계치인 1.0을 안전하게 하회하여 무한 수명 영역을 만족함을 입증한다. 즉, 제안된 IDD 기술은 구동축의 내구 신뢰성 저하 없이 가변 주파수 영역에서 광대역 진동 및 소음 저감 효과를 유효하게 확보할 수 있는 제어 구조임을 의미한다. 앞선 주행 하중 스펙트럼 분석(Fig. 11)에서 확인된 바와 같이, IDD 모델은 시스템의 치명적인 대진폭 고응력 거동을 물리적으로 완벽히 억제하는 탁월한 성능을 보여준다. 그러나 초기 과도 상태에서의 불연속적인 충격력과 연속 접촉 분리 순간에 유발되는 국부적인 미세 임펄스 하중으로 인해, 상대적으로 크기가 작은 저응력 사이클의 발생 빈도가 증가하게 된다. 이러한 미세 저응력 빈도의 누적이 최종 수치 연산식 상에서 손상도 지수를 소폭 상승시키는 원인으로 작용하였다.

Table 3 Cumulative fatigue damage fraction evaluation for different dynamic damper models based on Miner's rule

Case	Damage fraction
Only drive shaft	Greater than or equal to 1
With STDD(ref. 13)	0.39
With MTDD(ref. 13)	0.02
With IDD(this work)	0.43

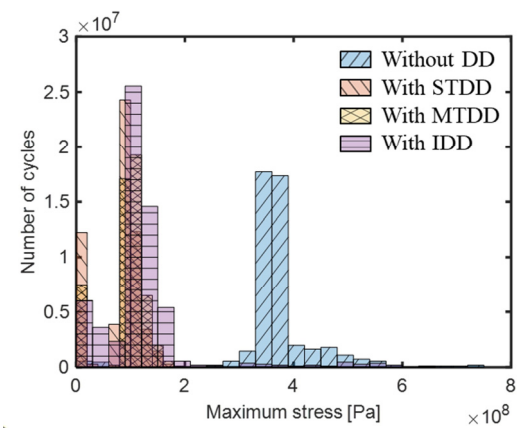


Fig. 11 Fatigue stress histograms and cycle distributions based on Rainflow counting for different dynamic damper models

그럼에도 불구하고 IDD 모델의 누적 손상도 수치인 0.43은 구조적 파손 임계치인 1.0을 충분히 하회하므로, 자동차 구동축 시스템이 요구하는 내구 신뢰성 설계 기준을 안정적으로 만족하는 수준으로 판단된다. 특히, 기존의 MTDD 모델은 완벽한 주파수 동조 상태를 전제로만 0.02라는 최적의 손상도를 제공할 수 있는 반면, 실제 차량 운전 환경에서는 구조물의 노화, 온도 변화, 가변 운전 조건 등에 의해 동조 오차가 수시로 발생하게 된다. 선형 흡진기는 오차가 발생하는 즉시 감쇠 성능이 급격히 저하되지만, 제안된 IDD 모델은 별도의 인위적인 주파수 조율 과정 없이도 가변적인 파워트레인 NVH 환경 전체에 걸쳐 광대역 진동 저감 성능이 나타날 것으로 판단된다. 결과적으로 이 누적 피로 손상도 평가 결과는 제안된 충돌 동흡진기 기술이 약간의 내구 성능 변화를 동반하더라도, 가변 운전 주파수 대역에 대한 우수한 감쇠 설계 적합성을 가짐을 보여준다.

한편, 이 연구는 비탄성 충돌 개입에 따른 구동축의 동적 진동 감쇠 영향도 규명에 초점을 맞추어 수행된 수치해석 연구로서, 실제 실차 적용 시 유발될 수 있는 물리적 내구 고장모드(failure modes)에 대한 고려에는 한계가 존재한다. 향후 실차 양산화 단계에서는 장기 연속 충돌에 따른 고무 충돌면의 마모 및 영구 변형이 정적 간극 변동에 미치는 영향, 금속 하우징과 고무층 간의 계면 박리(delamination) 방지를 위한 화학 접착 내구성, 그리고 고속 회전 원심력에 의한 동적 간극 변화 등이 보완 연구 과제로 다루어져야 한다. 이러한 물리적 고장모드에 대한 양산 내구 검증 및 열화 마진 설계가 병행된다면, 제안된 IDD 기술의 실차 적용 신뢰성을 한층 더 높일 수 있을 것으로 기대된다.

5. 결 론

이 연구에서는 전기자동차용 구동축의 1차 공진 굽힘 진동을 광대역 영역에서 효과적으로 저감하기 위하여, 비탄성 충돌 메커니즘을 적용한 충돌 동흡진기를 제안하고 이에 대한 동특성 및 내구 신뢰성을 수치해석적으로 규명하였다.

단품 모달 해석을 통해 기하학적 비대칭 충돌면이 설계된 x축 방향 병진 모드가 구동축의 1차 굽힘 공진 주파수 대역과 일치하는 297.9 Hz에서 지배적으로 형성됨을 확인하였으며, 이는 제안된 장치가 대진폭 진동에 의한 충돌 거동 이전의 미세 진동 단계에서도 일반적인 조율형 동흡진기의 선형 흡진 메커니즘을 안정적으로 수행할 수 있음을 의미한다. 이러한 단품 동특성을 기반으로 시스템 수준의 주파수 응답을 분석한 결과, 기존의 STDD 및 MTDD 모델이 주파수 분지에 따른 협대역 감쇠 특성에 머무는 것과 달리, 제안된 IDD 모델은 공진 피크 진폭을 20 dB 이상 억제함과 동시에 전 주파수 대역의 응답을 하향 평준화하는 독보적인 광대역 감쇠 성능을 입증하였다.

이러한 성능은 실차 주행 데이터 기반의 시간 영역 해석에서도 일관되게 관측되었다. IDD 장착 시스템은 정적 간극을 초과하여 충돌이 개시되는 초기 과도 상태에서 일시적인 국부 임펄스성 변동을 동반하지만, 연속적인 비탄성 충격을 통해 에너지를 신속히 소산시켰다. 이로 인해 실제 운전 영역의 대부분을 차지하는 정상 상태 구간에 진입하면서 기존의 모든 조율형 흡진 장치들을 상회하는 가장 평탄하고 안정적인 진동 저감 효과를 유지하였다.

최종 누적 피로 손상도 평가에서는 연속 충돌 시 유발되는 국부 미세 하중으로 인해 IDD 모델의 누적 손상 지수가 0.43으로 산출되어 기존 TDD 모델 대비 상승하는 트레이드오프 특성이 관측되었다. 그러나 산출된 손상도 수치는 파손 임계치인 1.0을 충분히 하회하여 구동축의 내구 신뢰성을 안정적으로 보장함을 확인하였다. 따라서 제안된 충돌 동흡진기는 내구 안전성을 유지하는 범위 내에서 동조 오차 위험 없이 가변 운전 영역 전체의 진동 및 소음을 효과적으로 차단하는 유효한 솔루션으로 판단된다.

결과적으로, 이 연구에서 제안한 충돌 동흡진기 기술은 운전 조건 변화나 노화에 따른 동조 오차 위험성 없이, 가변적인 자동차 파워트레인 하부 NVH 환경 전체에 대해 광대역 감쇠 성능을 보장할 수 있는 대단히 유효한 기계적 진동 저감 방안임을 규명하였다.

후 기

이 연구는 2026년도 교육부 및 충청북도의 재원으로 충북RISE센터의 지원을 받아 수행된 지역혁신중심 대학지원체계(RISE)의 결과입니다(2026-RISE-11-004-03).

References

(1) Hua, X. and Gandee, E., 2021, Vibration and Dynamics Analysis of Electric Vehicle Drivetrains, Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control, Vol. 40, No. 3, pp. 1241~1251.

(2) Horváth, K. and Zelei, A., 2024, Simulating Noise, Vibration, and Harshness Advances in Electric Vehicle Powertrains: Strategies and Challenges, World Electric Vehicle Journal, Vol. 15, No. 8, 367.

(3) Krishna, K., Mahesha, G. T., Hegde, S. and Shenoy, B. S., 2023, A Review on Vibrations in Electric and Hybrid Electric Vehicles, Journal of The Institution of Engineers (India): Series C, Vol. 104, No. 2, pp. 423~438.

(4) Cai, W., Wu, X., Zhou, M., Liang, Y. and Wang, Y., 2021, Review and Development of Electric Motor Systems and Electric Powertrains for New Energy Vehicles, Automotive Innovation, Vol. 4, pp. 3~22.

(5) El Halim, A., Bayoumi, E., El Khattam, W. and Ibrahim, A. M., 2022, Electric Vehicles: A Review of Their Components and Technologies, International Journal of Power Electronics and Drive Systems, Vol. 13, No. 4, pp. 2041~2061.

(6) Duan, X., Huang, X., Shen, B., Pan, X., Huang, Z. and He, L., 2009, Application of NVH Countermeasures for Interior Booming Noise using Elastomeric Tuned Mass Damper, Proceedings of SAE, Noise and Vibration Conference and Exhibition, pp. 73~82.

(7) Zhang, J., Zhu, Y., Tu, J., Li, Z. and Wang, Q.,

2022, Development and Vibration Control of Frequency Adjustable Tuned Mass Damper Based on Magnetorheological Elastomer, Materials, Vol. 15, No. 5, 1829.

(8) An, K., Jeong, H., Lee, S. K. and Jeong, J., 2021, Development of a Dual Mode Dynamic Damper for Vibration Reduction of Drive Shaft in a Passenger Car, International Journal of Automotive Technology, Vol. 22, pp. 1589~1598.

(9) Gao, P., Walker, P. D., Liu, H., Zhou, S. and Xiang, C., 2019, Application of an Adaptive Tuned Vibration Absorber on a Dual Lay-shaft Dual Clutch Transmission Powertrain for Vibration Reduction, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 121, pp. 725~744.

(10) Rahimi, F., Aghayari, R. and Samali, B., 2020, Application of Tuned Mass Dampers for Structural Vibration Control: A State-of-the-art Review, Civil Engineering Journal, Vol. 6, No. 8, pp. 1622~1651.

(11) Youssef, B. and Leine, R. I., 2021, A Complete Set of Design Rules for a Vibro-impact NES Based on a Multiple Scales Approximation of a Nonlinear Mode, Journal of Sound and Vibration, Vol. 501, 116043.

(12) Benasciutti, J. and Tovo, R., 2007, Fatigue Life Assessment in Non-gaussian Random Loadings, International Journal of Fatigue, Vol. 28, No. 7, pp. 733~746.

(13) Yang, W. and Oh, B., 2026, Design and Fatigue-life Evaluation of Multimodal-tuned Dynamic Damper for Vibration Reduction in Electric Vehicle Drive Shafts, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 36, No. 2, pp. 204~214.

(14) Yang, W., Seong, Y., Jeong, S. and Park, J., 2018, Vibration Reduction using Meta-structures Composed of Tuned Dynamic Absorbers Employing Mass Impacts, Composite Structures, Vol. 183, pp. 216~220.

(15) Yasuoka, M., Wang, P., Zhang, K., Qui, Z., Kusaka, K. et al., 2013, Improvement of the Fatigue Strength of SUS304 Austenite Stainless Steel using Ultrasonic Nanocrystal Surface Modification, Surface and Coatings Technology, Vol. 218, pp. 93~98.

(16) Tang, S., Li, Z., Sun, W., Liu, Y., Wang, J. et al., 2024, Natural Rubber/Styrene–butadiene Rubber Blend Composites Potentially Applied in Damping Bearings, Polymers, Vol. 16, No. 13, 1945.

(17) Cook, R. D., Malkus, D. S. and Plesha, M. E., 2007, Concepts and Applications of Finite Element Analysis, John Wiley & Sons, NY, United States.

(18) Yang, W., 2021, Prediction of Flow Velocity from the Flexural Vibration of a Fluid-conveying Pipe Using the Transfer Function Method, Applied Sciences, Vol. 11, No. 13, 5779.

(19) Yang, W., 2025, Vibration Isolation using Acoustic Blackhole Beams Filled with Viscous Fluids, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 39, pp. 5791~5798.

(20) Coutinho, I. A. and Landre, J., 2020, Enhanced Tailored Durability Test Specification for Multiaxial Dynamically Excited Structures Attached to a Single Input Base under off-road Loading Environment, Engineering Structures, Vol. 219, 110768.

(21) Česnik, M., Slavič, J., Čermelj, P. and Boltežar, M., 2013, Frequency-based Structural Modification for the Case of Base Excitation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, No. 20, pp. 5029~5039.

(22) Choi, J., Ko, Y., Oh, B. and Yang, W., 2026, Durability Assessment of Bearing Bracket for Electric Vehicles Under Actual Driving Vibration via Dynamic Stiffness Analysis, International Journal of Automotive Technology, Springer Nature, Berlin, Germany.

(23) Choi, G., 2008, Durability Performance Evaluation of Automotive Components Using Hydraulic 6 Axis Simulation Table, Journal of Drive and Control, Vol. 5, No. 1, pp. 11~16.

(24) Pei, X., Cao, Y., Gu, T., Xie, M., Dong, P. et al., 2024, Generalizing Multiaxial Vibration Fatigue Criteria in the Frequency Domain: A Data-driven Approach, International Journal of Fatigue, Vol. 186, 108390.