

차량 동적 특성을 고려한 원심진자흡진기의 튜닝 오더에 관한 연구

장용호 · 서상준 · 이성구*

VPH 기술연구소

A Study on the Tuning Order of a Centrifugal Pendulum Absorber Considering Vehicle Dynamic Characteristics

Yongho Jang · Sangjun Seo · Sungkoo Lee*

VPH R&D Center, 160 Sechoen-ro 1-gil, Dasa-eup, Daegu, 42921, Korea

(Received 28 November 2023 / Revised 14 October 2025 / Accepted 14 October 2025)

Abstract : Irregular torque components are generated during the combustion process of the internal combustion engine in the vehicle, thus causing torsional vibration. The single mass flywheel (SMF) system demonstrated limited filtering performance because of the drivetrain's resonance frequency within the vehicle's operating range. Therefore, a dual mass flywheel (DMF) with double inertia was necessary to improve filtering performance. Subsequently, as engine torque increased, and various drive trains were applied, there was a limit to achieving the required level of reduced vibration despite continuous DMF optimization. To overcome these challenges, centrifugal pendulum absorbers (CPA) were used to filter engine fluctuation torque over the entire driving frequency range. CPA, which were studied for decades, were initially used in high-torque engines. Recently, they have been widely accepted in low-torque engine applications. Replacing the existing four-mass centrifugal pendulum absorber with a two-mass CPA can lead to significant competitiveness and economic benefits. In this study, we aimed to improve the vibration level by proposing an approach that could optimize the tuning order for the path design in vehicles equipped with CPA DMF and two pendulum masses. The designed CPA was validated through actual driving vehicle evaluations.

Key words : Torsional vibration(비틀림 진동), Centrifugal Pendulum Absorber(원심진자흡진기), Design of experiment (DOE, 실험계획법)

1. 서론

자동차 내연기관의 동력행정(Power stroke)과정에서 발생하는 변동 토크(Fluctuating torque)성분은 비틀림 진동(Torsional vibration)의 원인이 되어 동력 전달계에 전달되며 구동계 비틀림 고유진동수(Natural frequency) 영역을 포함하게 되면 변속기 래틀 소음(Rattle noise)과 부밍 진동(Booming vibration)을 유발한다. 이러한 문제를 해결하기 위해 비틀림 댐퍼(Torsional damper) 특성을 통하여 엔진의 변동 토크가 변속기의 입력축에 전달되기 전에 절연시키는 방법으로 클러치 댐퍼(Clutch damper)가 개발되었다. 그러나 싱글 매스 플라이휠(Single mass flywheel, SMF)시스템은 구동계 고유진동수가 차량 주행 영역에

서 존재하므로, 관성(Inertia) 및 강성(Stiffness)의 최적화로는 감쇠 성능이 제한적이기 때문에 이중 관성을 가진 듀얼 매스 플라이휠(Dual Mass Flywheel, DMF)의 개발을 통해 개선된 절연 성능을 가질 수 있게 되었다.¹⁾ 이후 엔진 토크 증대, 다운사이징, 다양한 드라이브라인(Driveline)의 개발로 인해 패키징 제약(Packaging constraints)이 증가하였고 구동계 및 차체 진동에 불리해졌다. 지속적인 DMF의 최적화에도 불구하고 요구되는 진동 저감 수준을 만족하기에 한계가 있었다. 이를 극복하기 위해 전운전 주파수 영역에서 엔진의 변동 토크를 감소시킬 수 있는 원심진자흡진기(Centrifugal Pendulum Absorber, CPA)의 연구가 진행되고 있다. Newland²⁾는 진자(Pendulum)의

*Corresponding author, E-mail: sklee@vph.com

¹⁾This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

작동 경로(Path)를 원형태의 곡선으로 설계할 경우 진자의 움직임이 증가할수록 튜닝 오더(Tuning order)가 낮아지는 비선형 현상이 일어나기 때문에 진자의 작동 변위를 증가시켜 충격 진동이 발생할 수 있는 가능성이 있음을 관찰했다. Vitaliani 등³⁾은 CPA의 진동 절연 성능을 향상시키기 위해 다양한 진자 경로에서의 동적거동을 분석하였다. Mayet와 Ulbrich⁴⁾는 해밀턴 형식(Hamiltonian formulation)을 사용하여 회전 진자가 있는 CPA의 안정성을 계산하고 시스템 튜닝에 대한 지침을 제공했다. Renault 등⁵⁾은 기존의 이론적 경로 외에 새로운 경로를 적용하여 성능 향상을 하였으며, 진자의 회전 운동을 포함함으로써 진동 절연 성능을 크게 향상될 수 있음을 보여주었다. Manchi와 Sujatha⁶⁾는 두개의 진자를 직렬로 배치하여 이중 진자로 이루어진 새로운 유형의 CPA를 제안하였다. Denman⁷⁾은 CPA의 안전성 향상을 위해 진자가 에피사이클로이드(Epicycloid) 형태의 곡선을 따라 움직일 때 CPA의 튜닝 오더가 진자의 변위에 상관없이 일정하게 유지될 수 있음을 제시하였다. 에피사이클로이드 형태의 곡선을 적용하더라도 진자의 변위에 따라 고차 조화(Higher harmonics) 성분에서 튜닝 오더가 변하기 때문에 더욱 안정적인 필터링 성능을 개선하기 위한 진자 경로 형상에 대한 연구가 진행되었다.⁸⁾ 기존 연구들은 주로 CPA 경로 형상과 동역학적 특성에 집중했으나 차량 시스템의 동적 특성을 반영하여 주행 속도에 따른 튜닝 오더 변화를 분석하는 연구와 차량 주행 조건에서의 검증은 상대적으로 부족하였다. 본 연구에서는 기존 매스 4개로 구성된 CPA를 2개의 매스 구조로 변경하여 DMF 시스템에 적용하였다. 매스 구성 변경으로 인한 필터링 성능 저하를 보완하기 위해 새로운 튜닝 오더를 제안하였으며, 이에 따라 설계된 CPA는 실제 주행 평가를 통해 검증하였다.

2. 본 론

2.1 CPA 실차 평가

본 연구에 사용된 차량 제원은 Table 1과 같으며, Fig. 1은 차량 구동계의 비틀림 진동을 측정하기 위한 계측 장치 배치도를 나타낸다. 엔진 플라이휠의 링기어와 변속기 상시 구동 기어위치에 비접촉식 마그네틱 스피드 센서(Magnetic speed sensor)를 부착하여 회전 속도 및 속도 변동량을 측정한다. 주행 시 엔진 속도를 1,000 ~ 3,000 rpm까지 가속하여 신호를 취득하였으며, 이때 변속기에서 계측된 변동 토크를 회전속도 변동의 형태로 계측하게 된다. 계측된 펄스는 LMS Front-end를 통해 입력되어 신호처리 과정을 거친다. 200 Hz 저주파 통과 필터(Low-

pass filter)를 적용하고 주파수 영역에서 분석을 위하여 차수 분석(Order analysis)을 실시하여 엔진의 입력 각가속도에 대한 변속기의 출력 각가속도의 크기를 Fig. 3에 나타내었다.

Fig. 2에 나타난 바와 같이, 기존 4개의 매스에서 2개를 제거하여 2매스만 장착한 CPA를 적용하여 실차 평가한 결과 변속기 입력축의 각가속도가 고객사에서 요구하는 목표 수준인 250 rad/s²을 초과하였다. 본 연구에서는 목표 수준을 만족하기 위한 사양을 검토하기 위한 해석을 진행하기 위해 파워트레인 모델링을 구축하였다. 변속기 입력축 각가속도를 개선하기 위해 제한된 패키징 조건내에서 변경이 가능한 CPA의 매스, 튜닝 오더, CPA의 댐핑(Damping)을 영향 인자로 선정하여 민감도 분석을 하였다. 이 중 가장 큰 영향을 미치는 인자를 대상으로 실험계획법(Design of Experiments, DOE)을 진행하였다.

Table 1 Vehicle operating conditions

Items	Specification
Engine	2.0 GDI
Max. torque	280 Nm
Max. power	120 Kw
Transmission	7 speeds
Driving system	FWD
Weight	2000 kgf

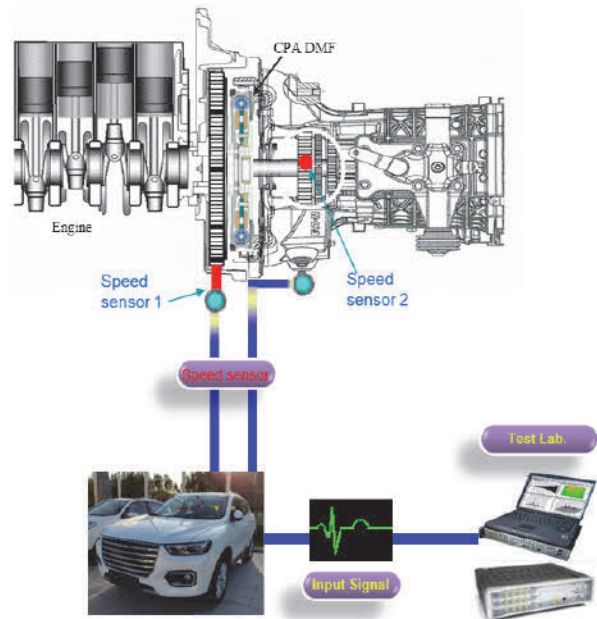


Fig. 1 Vehicle instrumentation

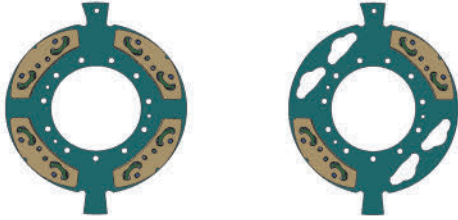


Fig. 2 CPA of 4 mass and 2 mass

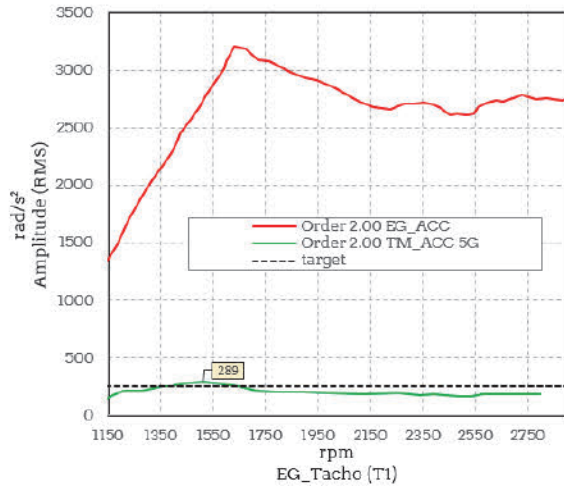


Fig. 3 Measurement results of 2mass CPA

2.2 엔진

구동계 시스템의 가진력으로 엔진 토크 모델링을 수행하였다. 4 기통 280 Nm 가솔린 엔진이며 입력 토크는 구동 토크와 토크 변동량을 조합으로 나타낼 수 있다. 토크 변동량의 경우 가진 토크 조화항 중에 가장 영향력이 큰 엔진 2 오더 성분만을 입력하기로 한다. 여기서 입력 토크는 실제 차량에서 계측된 각가속도 값을 이용하여 엔진 플라이휠의 등가 관성 모멘트를 곱하여 엔진의 입력 토크를 구할 수 있으며 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_e(t) = T_m + \sum_{n=1}^{\infty} A_e \sin(n_e \omega t) \quad (1)$$

여기서 $T_e(t)$ 는 엔진 토크, T_m 는 엔진 구동 토크, A_e 는 엔진 토크 크기, ω 는 엔진 속도, n_e 는 엔진 오더이다. ω_e 엔진 토크 주파수는 식 (2)와 같이 엔진 오더를 통해 엔진 속도에 비례한다.

$$\omega_e = n_e \omega \quad (2)$$

$$n_e = 2 \times \frac{N_c}{N_s} \quad (3)$$

식 (3)에서 N_c 엔진의 실린더 수, N_s 엔진의 행정 수로 엔진 오더는 2이다.

2.3 원심진자흡진기

Fig. 4에 나타낸 바와 같이 감쇠가 없는 경우 CPA의 운동방정식은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

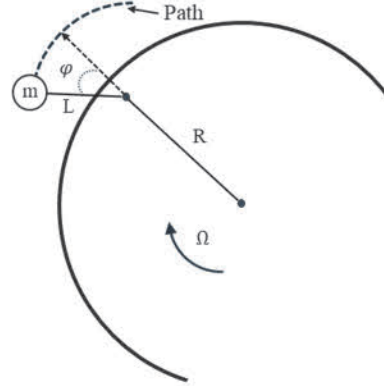


Fig. 4 Principle of CPA

$$mL^2 \ddot{\varphi} + mL\Omega^2 R \sin \varphi = 0 \quad (4)$$

여기서, Ω 는 평균회전속도, R 은 로터 중심으로부터 경로 정점 원의 중심까지의 거리, L 은 경로 곡률 반경 길이, m 은 CPA의 매스, $\ddot{\varphi}$ 는 CPA의 각속도이며, $\sin \varphi$ 는 진자의 각도에 따른 비선형 항이다. φ 가 작은 경우 $\sin \varphi$ 을 φ 로 근사할 수 있다. 따라서 식 (4)를 선형화하면 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$mL^2 \ddot{\varphi} + mL\Omega^2 R \varphi = 0 \quad (5)$$

φ 에 대한 방정식으로 정리하면,

$$\ddot{\varphi} + \left(\frac{R\Omega^2}{L}\right) \varphi = 0 \quad (6)$$

고유진동수 ω_n 다음과 같이 정의된다.

$$\omega_n^2 = \frac{R}{L} \Omega^2 \quad \omega_n = \Omega \sqrt{\frac{R}{L}} \quad (7)$$

이 CPA의 고유 진동수는 항상 회전 속도 Ω 와 비례관계를 가진다. 엔진 오더 역시 회전 속도 Ω 비례한다. 따라서 CPA의 필터링 성능에 영향을 미치는 튜닝 오더 n_p 를 식 (8)에 따라 기하학적 설계 변수로 설정하면 엔진 토크의 진동수와 위상 반대(Anti-phase)로 작동하여 에너지를 흡수하고 진동을 효과적으로 상쇄하는 CPA를 얻을 수 있다.

$$n_p = \sqrt{\frac{R}{L}} \quad (8)$$

본 연구에 사용된 CPA는 DMF에 장착되어 Fig. 5와 같이 드라이브 플레이트(Drive plate)에 조립되어 있으며 롤러 스페이스(Roller spacer)와 매스가 일체형 구조이다. 드라이브 플레이트와 롤러 스페이스에 의해 경로가 구성되고 매스가 진자 운동한다. 매스 간섭 및 충격 진동으로 인한 파손을 방지하기 위해 스톱퍼(Stopper)가 설치되어 있다.

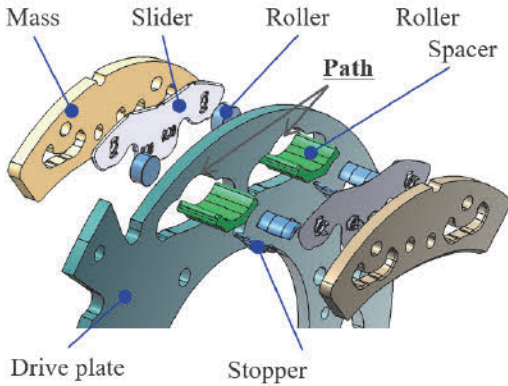


Fig. 5 Structure and component of CPA

CPA가 적용된 차량은 주로 고토크 엔진에서 사용되었으나 최근에는 낮은 엔진 토크에서도 확대 적용되고 있다. 매스의 중량이 증대되면 작동 토크가 증대된 만큼 엔진 토크를 상쇄하여 필터링 성능이 향상되지만 스톱퍼 충격으로 인한 내구 문제가 발생할 수 있다. 튜닝 오더가 엔진 오더에 근접하게 되면 필터링 성능이 향상될 수 있지만 원심 진자의 작동 변위가 증가하여 스톱퍼와의 간섭 및 충격 진동이 발생할 가능성이 있으므로 적절한 CPA의 파라미터 값을 선택하는 것이 중요하다.⁹⁾

2.4 모델링

본 연구에서는 상용 파워트레인 해석 프로그램인 AMESim을 이용하여 차량의 비틀림 진동해석을 수행하였다. 차량 구동계의 모델링을 하기 위해 5자유도(Degree of Freedom, DOF) 시스템으로서 엔진은 엔진의 회전하는 구성요소와 프라이머리 프라이휠을 하나의 관성 J1으로 간주하였다. Fig. 6과 같이 DMF의 스프링 강성 K1 과 히스테리시스 토크 C1은 세컨더리 플라이휠 관성 J2 사이에 모델링 하였다. 세컨더리 플라이휠은 CPA의 관성과 함께 추가된다. 변속기는 각 단별 기어 관성 J3, 구동 및 중동축으로 구성되어 있으며, 각각의 기어를 하나의 관성 모델로 등가 시킨 집중 질량계로 모델링 하였다. 나머지 드라이브라인 정보는 J4, J5으로 정의된다.

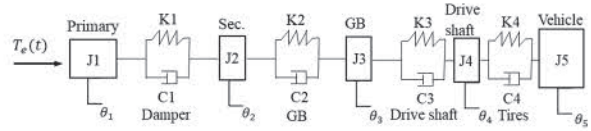


Fig. 6 Physical model under drive conditions

5-DOF 시스템의 운동방정식은 다음과 같으며, 실제 시스템 부품 명칭을 Table 2에 정리하였다.

$$J_1\ddot{\theta}_1 + C_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + K_2(\theta_1 - \theta_2) = T_e(t) \tag{9}$$

$$J_2\ddot{\theta}_2 - C_1(\dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2) + C_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) - K_1(\theta_1 - \theta_2) + K_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \tag{10}$$

$$J_3\ddot{\theta}_3 - C_2(\dot{\theta}_2 - \dot{\theta}_3) + C_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) - K_2(\theta_2 - \theta_3) + K_3(\theta_3 - \theta_4) = 0 \tag{11}$$

$$J_4\ddot{\theta}_4 - C_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + C_4(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) - K_3(\theta_3 - \theta_4) + K_4(\theta_4 - \theta_5) = 0 \tag{12}$$

$$J_5\ddot{\theta}_5 - C_4(\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) - K_4(\theta_4 - \theta_5) = 0 \tag{13}$$

Table 2 Components for 5 degrees of freedom

Inertia	Component	Stiffness	Component
J1	Primary	K1	Damper
J2	Secondary	K2	Gearbox
J3	Gearbox	K3	Driveshaft
J4	Driveshaft	K4	Tire
J5	Vehicle		

2.5 해석 결과

주행모드에서 엔진과 변속기 입력축의 각가속도를 해석 결과와 실차 평가 결과를 비교하였다. 해석결과 Fig.7 과 같이 1,500 rpm 엔진 속도에서 각가속도 변동값이 290 rad/s²(RMS)으로 실차 평가 결과와 동일한 수준인 것을 확인하였다.

CPA의 성능을 개선하기 위한 민감도 분석 결과를 Fig. 8에 나타내었다. (a) 매스 증가 시 각가속도가 감소하였으나 10% 증대 했음에도 목표 수준을 만족하지 못하였다. (b) 댐핑 변화는 영향이 미미하였다. (c) 튜닝 오더에 따른 해석결과 그래프이다. 튜닝 오더를 엔진 오더에 5% 근접시켰을 때 요구 수준을 만족하였으며, CPA 성능 인자 중 가장 민감도가 높은 것으로 확인되었다.

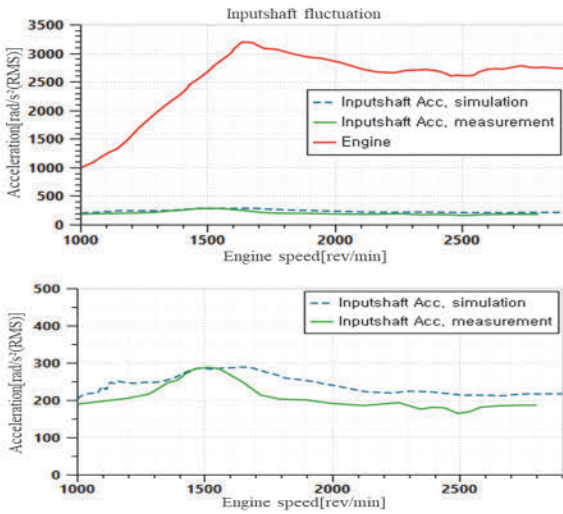
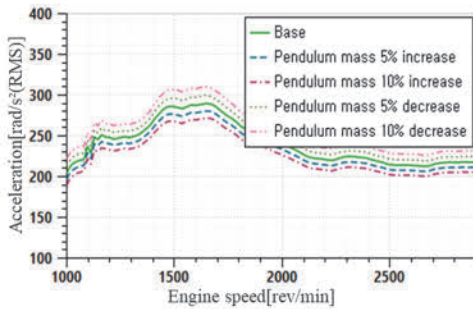
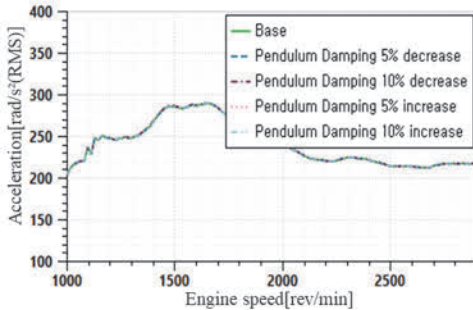


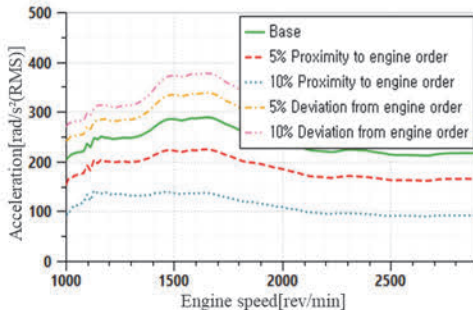
Fig. 7 Simulation and experiment comparison



(a) Pendulum mass

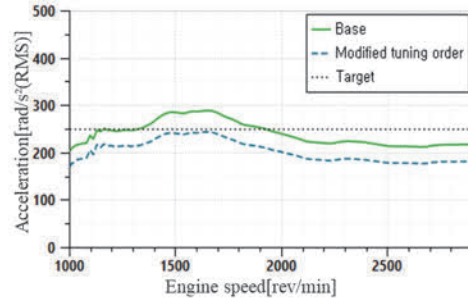


(b) Pendulum damping

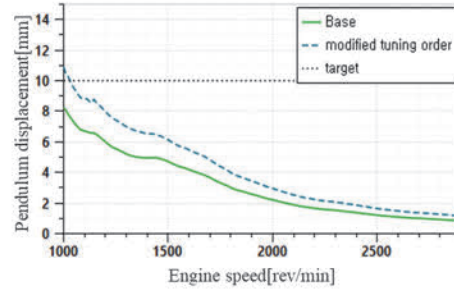


(c) Tuning order

Fig. 8 Sensitivity analysis of for CPA performance improvement



(a) Acceleration of input shaft



(b) CPA displacement

Fig. 9 Analysis of modified tuning order

튜닝 오더의 경우 매스가 진자운동하는 경로 설계를 통해 변경이 가능하기 때문에 제한된 레이아웃에서도 개선이 가능한 인자이다. 따라서 튜닝 오더값을 변경하여 구동계 동특성을 고려한 해석 결과를 Fig. 9에 나타내었다. (a)는 입력축의 각가속도를 나타낸 그래프이다. 튜닝 오더값이 매스 작동 변위 전 범위에서 엔진 오더에 근접하면서 전 엔진 속도영역에서 동일하게 감소하였다. (b)는 CPA 매스의 작동 변위를 나타낸 그래프이다. 튜닝 오더가 엔진 오더에 근접할수록 엔진으로부터 전달되는 토크가 증가되면서 작동 경로의 최대거리인 10 mm를 벗어나는 것을 확인하였다. 이 경우 작동 시 충격 진동이 발생할 수 있다. 따라서 비틀림 진동모델에서 구동계 동특성에 따라 진자 운동하는 매스의 작동 거리를 고려하여 다른 튜닝 오더를 가지는 경로를 설계한다면 고객이 요구하는 각가속도와 CPA의 작동 거리를 모두 만족하는 경로 설계가 가능해진다. 이에 엔진 속도(rpm)당 작동하는 거리에 따라 목표 수준 각가속도값과 최대 작동 거리를 만족하는 튜닝 오더를 파악하는 것이 요구된다.

2.6 실험계획법

본 연구에서는 DOE를 활용하여 해석을 하기 위한 변수는 CPA의 튜닝 오더를 선정하였다. Table 3과 같이 실험의 반응 변수는 매스의 작동 변위와 변속기 입력축의 각가속도를 선정하였다. 각 튜닝 오더의 조합에 따라 실험을 반복적으로 수행하였으며, 변수의 범위는 설계가

능 하한치에서 상한치까지 0.01의 간격으로 설정하였다. 해석 결과는 3차원 그래프로 나타내어 목표 수준을 만족할 수 있는 튜닝 오더를 확인한다.

만족하는 범위가 없을 경우 이는 튜닝 오더로는 목표 수준을 만족할 수 없는 조건이며, 다른 인자의 추가 검토를 통해 다시 DOE 해석을 수행해야 한다.

Table 3 Design variables used in optimization

ID	Description	Design space		
		Step size	Lower	Upper
DV1	Tuning order	0.01	2.5	1.5

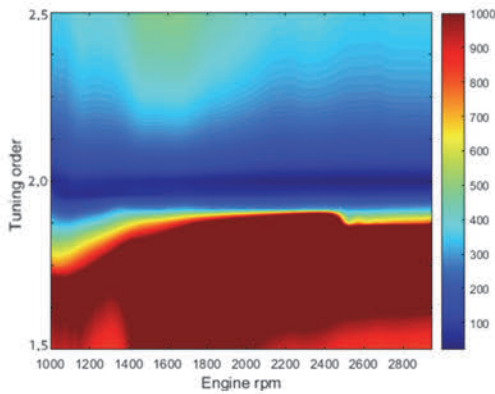
2.7 DOE 결과

Fig. 10은 CPA 튜닝 오더에 따른 엔진 속도 당 변속기 입력축 측의 각가속도를 나타내는 등고선도이다. (a)에서 확인되듯이 튜닝 오더가 중심에서 아래로 갈수록 불안정한 진동이 발생하며, 각가속도가 상승할 위험이 더 크다는 것을 확인할 수 있었다. (b)는 목표 수준인 250 rad/s²을 만족하는 각가속도 범위를 보여주는 그래프이다. 엔

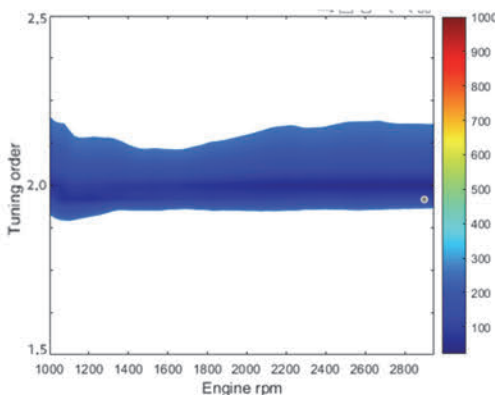
진 속도 1,600 rpm 부근일 때, 엔진 토크가 최대 토크에 도달함에 따라 만족 가능한 튜닝 오더 범위가 감소하는 것을 확인하였다.

Fig. 11은 CPA의 튜닝 오더에 따른 엔진 속도당 CPA의 작동 변위값을 보여주는 등고선도 그래프이다. (a)에서 확인되듯이 초기 rpm에서는 CPA 매스의 작동 변위가 크며 rpm으로 가면서 원심력의 영향으로 작동 변위가 줄어들기 때문에 (b)에서 확인되듯이 초기 rpm에서 만족할 수 있는 튜닝 오더 범위는 비교적 적다. 각가속도를 만족하는 튜닝 오더값이라도 초기 rpm에서 CPA 변위가 만족되지 못한다. 즉, 튜닝 오더가 전 작동 변위 영역에서 일정하게 유지될 경우 각가속도와 변위가 모두 만족되기 어려울 수 있다. 따라서 튜닝 오더를 가변하여 작동 변위가 큰 영역에서는 튜닝 오더를 엔진 오더와 멀어지게 하고 작동 변위가 작은 영역에서는 엔진 오더에 근접하게 설계함으로써 각가속도와 변위가 모두 만족될 수 있다.

Fig. 12는 변속기의 입력축 측 각가속도(a)와 CPA의 작동 변위(b)를 모두 만족하는 튜닝 오더 선도를 나타낸다. 튜닝 오더를 빨간선과 같이 설정하면 전 영역에서 각가

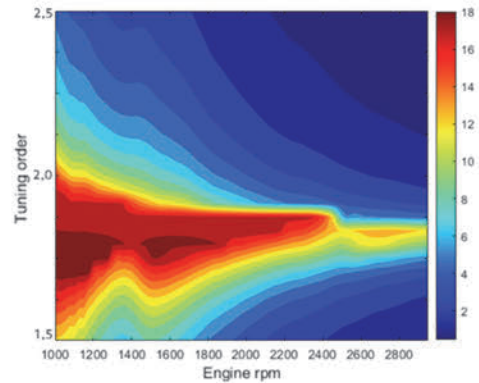


(a) Driveline response

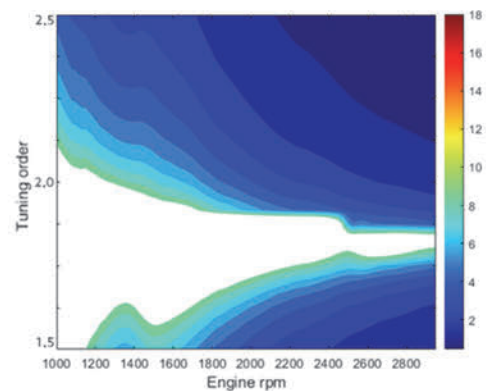


(b) Feasible domain

Fig. 10 Driveline response from DOE results

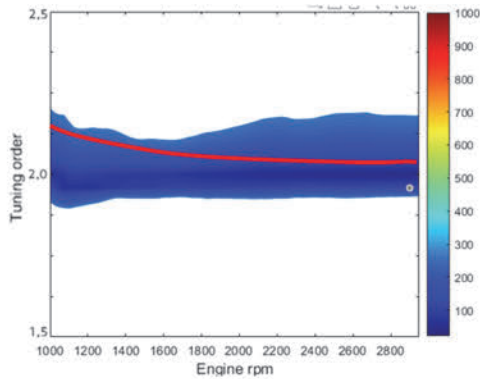


(a) CPA displacement

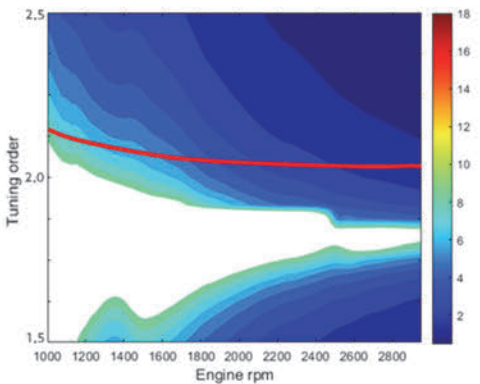


(b) Feasible domain

Fig. 11 Pendulum displacement from DOE results



(a) Driveline response



(b) CPA displacement

Fig. 12 Tuning order plot satisfying (a) and (b)

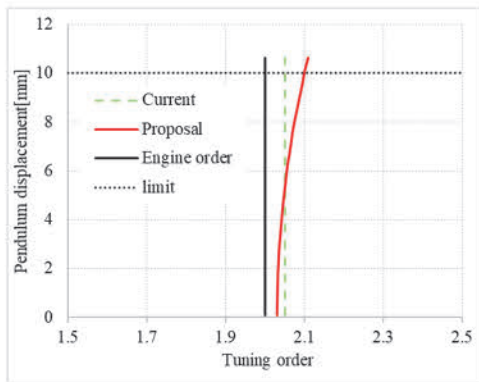


Fig.13 Proposed tuning order

속도와 변위가 만족되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 13은 초기 rpm 에서의 세츄레이션과 변속기의 각 가속도를 만족하기 위한 CPA 매스의 작용 거리에 따른 튜닝 오더를 보여주는 그래프이다. 튜닝 오더를 에피사이클로이드로 설계할 경우 각 가속도는 만족하지만 초기 rpm에서의 CPA 작동 변위를 만족하지 못한다. 따라서 작동 변위가 큰 구간에서 튜닝 오더가 가변 되도록 설계하여 요구 목표 수준이 만족될 수 있도록 하였다.



Fig. 14 Improved 2mass CPA

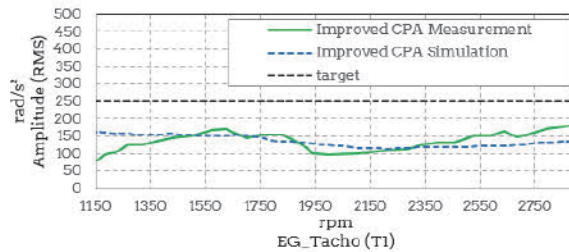
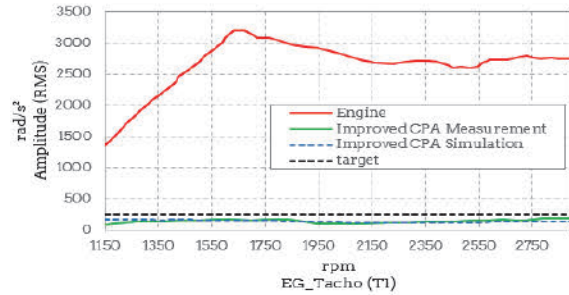


Fig. 15 Simulation and experiment comparison

2.8 실차 평가 및 해석 결과 비교 검토

Fig. 14와 같이 개선된 CPA 튜닝 오더와 매스 증가 사양을 적용한 결과, Fig. 15에서 확인할 수 있듯이 엔진 토크 최대 지점에서 변속기 축 각가속도가 290 rad/s²에서 157 rad/s²수준으로 46 % 감소하였다. 실차 평가에서는 170 rad/s²으로 나타나 해석결과와의 오차가 10 %이내로 CPA 해석 프로세스에 대한 신뢰성을 입증하였다.

3. 결론

본 연구에서는 DMF에 장착된 CPA를 구동계 모델 수립하여 시뮬레이션을 통해 튜닝 오더에 대한 CPA 성능을 검토하였다. 따라서 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 해석과 실차 평가를 비교한 결과, 1500 rpm에서 각가속도 변동값이 해석결과 290 rad/s²(RMS)로 실차 평가 값과 동일 수준임을 확인하여 모델의 신뢰성을 확보하였다.
- 2) CPA 성능 민감도 분석 결과 매스 증대와 댐핑 변화는 영향이 제한적이고 튜닝 오더가 가장 큰 영향을 미쳤

다. 특히 엔진 오더에 근접하도록 조정한 경우 목표 각 가속도 수준은 만족하였으나, 작동 범위 제한을 동시에 만족하기 위해서는 차량 시스템 동특성을 반영한 엔진 속도별 가변하는 튜닝 오더가 필요함을 확인하였다.

- 3) DOE를 통해 변속기 입력축의 각가속도와 CPA 작동 범위를 동시에 만족할 수 있는 튜닝 오더값을 도출하였다. 해석결과, 초기 rpm에서 작동 범위가 큰 영역은 엔진 오더로부터 멀어지게, 고 rpm의 작동 범위가 작은 영역은 엔진 오더에 근접하게 가변 설계하는 것이 효과적임을 확인하였다.
- 4) 개선된 튜닝 오더와 매스 증대안을 적용한 2매스 CPA의 실차 평가 결과, 변속기 측 각가속도가 기존대비 약 46% 감소하였으며, 실차 평가 결과와 해석 결과의 오차는 10% 이내로 CPA 해석 프로세스의 신뢰성을 입증하였다.

References

- 1) M. D. Hur and S. K. Lee, "The Research of Torsional Vibration Analysis for HF Application in Powertrain," Transactions of KSAE, 07-L0023, pp.73-78, 2007.
- 2) D. E. Newland, "Nonlinear Aspects of Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol.86, No.3, pp.257-263, 1964.
- 3) E. Vitaliani, D. Di Rocco and M. Sopouch, "Modelling and Simulation of General Path Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers," SAE 2015-24-2387, 2015.
- 4) J. Mayet and H. Ulbrich, "First-Order Optimal Linear and Nonlinear Detuning of Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers," Journal of Sound and Vibration, Vol.335, pp.34-54, 2015.
- 5) A. Renault, Simulation and Optimisation of Pendular Absorbers for Automotive Powertrain, Ph.D. Thesis, ENSAM, Lille, France, 2018.
- 6) V. Manchi and C. Sujatha, "Torsional Vibration Reduction of Rotating Shafts for Multiple Orders Using Centrifugal Double Pendulum Vibration Absorber," Applied Acoustics, Vol.174, Paper No.107768, 2021.
- 7) H. H. Denman, "Tautochronic Bifilar Pendulum Torsion Absorbers for Reciprocating Engines," Journal of Sound and Vibration, Vol.159, No.2, pp.251-277, 1992.
- 8) M. Herve, B. Pascale and R. Alexandre, "Put an End to a Few Preconceived Ideas for Pendulum," 6th International CTI Symposium Automotive Transmissions, HEV and EV Drives, China, pp.1-5, 2017.
- 9) Y. H. Jang, S. K. Lee and D. S. Lee, "Torsional Vibration Reduction in Automatic Transmission: Focus on Torque Converter Damper and Centrifugal Pendulum Performance," Transactions of KSAE, Vol.30, No.4, pp.313-318, 2022.