



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2018-0090526
(43) 공개일자 2018년08월13일

(51) 국제특허분류(Int. Cl.)

G05B 23/02 (2006.01)

(52) CPC특허분류

G05B 23/0294 (2013.01)

G05B 23/0243 (2013.01)

(21) 출원번호 10-2017-0015487

(22) 출원일자 2017년02월03일

심사청구일자 2017년02월03일

(71) 출원인

인천대학교 산학협력단

인천광역시 연수구 아카데미로 119 (송도동)

(72) 발명자

윤종윤

인천광역시 연수구 해송로 70, 216동 602호(송도동, 송도웰카운티2단지)

(74) 대리인

김정수

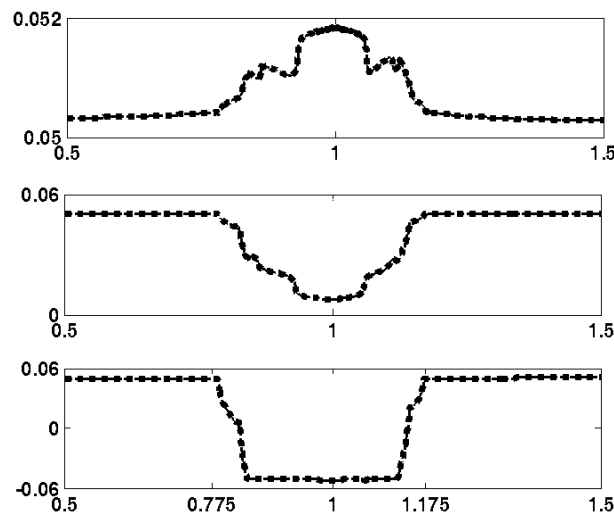
전체 청구항 수 : 총 7 항

(54) 발명의 명칭 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효용성 분석 방법

(57) 요약

본 발명은 새로운 개념의 평활함수를 개발하고, 실차 시스템 모델에 적용함으로써 해석 시 평활함수의 효용성 및 적용성을 높여 기본적인 수퍼 하모닉 요소를 포함하는 기어 충격 현상에 대한 시스템의 응답특성을 해석할 수 있도록 한 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효용성 분석 방법에 관한 것으로서, n 차 다항식 함수를 사용하여 평활함수 모델을 사용하는 단계; 특정 범위에 따라 상기 평활함수 모델의 핵심 요소인 평활함수 계수(ε_2)를 검증하는 단계; 및 기어 충격 조건에 초점을 맞추으로써 하모닉 균형 방법(HBM)을 기반으로 상기 평활함수 모델을 이용한 시뮬레이션의 영향을 조사하는 단계;를 포함하여 구성되어 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 함에 있어서 오류가 적은 평활함수 모델을 제공하는 효과가 있다.

대표도 - 도7



(52) CPC특허분류

G06F 17/10 (2013.01)

이 발명을 지원한 국가연구개발사업

과제고유번호 2015R1D1A1A01058183

부처명 교육부

연구관리전문기관 한국연구재단

연구사업명 기본연구지원사업

연구과제명 Gear ratttle 및 whine noise 해결을 위한 차량 시스템 드라이브라인 해석 및 계측 실험
개발에 관한 연구

기 여 율 1/1

주관기관 인천대학교

연구기간 2015.11.01 ~ 2018.10.31

명세서

청구범위

청구항 1

n차 다항식 함수를 사용하여 평활함수 모델을 사용하는 단계;

특정 범위에 따라 상기 평활함수 모델의 핵심 요소인 평활함수 계수(ε_2)를 검증하는 단계; 및

기어 충격 조건에 초점을 맞추으로써 하모닉 균형 방법 (HBM)을 기반으로 상기 평활함수 모델을 이용한 시뮬레이션의 영향을 조사하는 단계;를 포함하여 구성되는 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법.

청구항 2

제1항에 있어서, 상기 평활함수 모델은,

불연속 영역에서 기어 메쉬 힘의 변화를 평활할 수 있도록 구성되는 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법.

청구항 3

제1항에 있어서, 상기 평활함수 모델은,

실차 시스템에 있어서 하중을 받는 모든 기어는 시스템의 동적 특성을 변화시키지 않고 입력축에 집중하는 것으로 가정하고, 하나의 무부하 기어 쌍에만 초점을 맞추어 진동 충격 현상을 검사하며, 사용된 기어 쌍은 동적 조건 하에서 오류가 없도록 기하학적으로 이상적이라는 가정하에 진행되는 것인 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법.

청구항 4

제1항에 있어서, 평활함수 계수(ε_2)를 검증하는 단계에서,

상기 평활함수의 계수(ε_2)의 값을 높이면 수렴 문제가 제거되고, 평활함수 계수(ε_2)가 특정값을 초과하면 심각한 오류가 발생하며, 평활함수 계수(ε_2)가 진동 충격이 발생하지 않는 주파수 범위에서 설정되면 심각한 오류가 발생하는 것인 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법.

청구항 5

제1항에 있어서, 시뮬레이션의 영향을 조사하는 단계에서, 상기 HBM을 사용하여 해석된 진동 충격이 여전히 나타나는 것인 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법.

청구항 6

제1항에 있어서, 상기 평활함수 모델은 수학적으로 정의되며, 다음의 수학식으로 나타내도록 구성되는 것인 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법.

$$\delta(\rho_u) = \begin{cases} \rho_u + \frac{b}{2} & , \quad \rho_u < -B_2 \\ -\alpha(\rho_u + B_1)^n & , \quad -B_2 \leq \rho_u < -B_1 \\ 0 & , \quad -B_1 \leq \rho_u < B_1 \\ \alpha(\rho_u - B_1)^n & , \quad B_1 \leq \rho_u < B_2 \\ \rho_u - \frac{b}{2} & , \quad \rho_u \geq B_2 \end{cases}$$

$$B_2 = \frac{b}{2} + \varepsilon_2, B_1 = B_2 - n\varepsilon_2, \varepsilon_1 = \frac{b}{2} - B_1, \alpha = \frac{\varepsilon_2}{(B_2 - B_1)^n}$$

상기 수학식에서 ε_1 과 ε_2 는 $b/2$ 또는 $-b/2$ 로부터의 거리이며, $b/2$ 또는 $-b/2$ 의 영역에서 평활 변화를 생성하기 위해 n 차 다항식 함수($\alpha(\rho_u - B_1)^n$ 또는 $-\alpha(\rho_u + B_1)^n$)가 각각 사용되며, ρ_u 는 기어 쌍의 병진 상대 변위를 나타냄.

청구항 7

제6항에 있어서, 다항식 함수는 먼저 접선 방향으로 $\rho_u \geq B_2$ 의 범위 (또는 $\rho_u < -B_2$)에서의 $k_z \left(\rho_u - \frac{b}{2} \right)$ (또는 $k_z \left(\rho_u + \frac{b}{2} \right)$)의 직선과 접촉해야 하므로 접점의 미분 값은 기어 메쉬의 강성인 접선 $k_g (2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$ 의 기울기와 같고, 다항식 함수 $\alpha \rho_u^n$ (또는 $-\alpha \rho_u^n$)는 ρ_u 축 상에서 B_1 (또는 $-B_1$)만큼 이동하며, 홀수는 $-b/2$ 와 $b/2$ 사이의 영역에서 실차 시스템에서는 발생하지 않는 $F_{gu}(\rho_u)$ (무부하 기어 쌍의 병진 상대 변위(ρ_u)의 관점에서 입력축과 무부하 기어 사이의 기어 메쉬 힘)가 0 N 이하로 추정 될 수 있기 때문에 차수 n 은 짝수 이어야 하고, 따라서, 상기 수학식의 $F_{gu}(\rho_u)$ 는 다음의 수학식으로 유도되는 것인 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법.

$$U_3(\theta_{n1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1]$$

$$U_3(\theta_{n1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1]$$

$$U_3(\theta_{p1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p1}) + 1]$$

$$U_3(\theta_{p2}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p2}) + 1]$$

$$\delta_{gu3}(\rho_u) = \theta_{r2} + [\theta_{r1} \cdot U(\theta_{p2}) - \theta_{r2} \cdot U(\theta_{n2})]$$

$$-\alpha \theta_{n1}^n [U(\theta_{n2}) - U(\theta_{n1})] + \alpha \theta_{p1}^n [U(\theta_{p1}) - U(\theta_{p2})]$$

$$F_{gu3}(\rho_u) = k_g \delta_{gu3}(\rho_u)$$

여기서, $\theta_{r1} = \rho_u - \frac{b}{2}$, $\theta_{r2} = \rho_u + \frac{b}{2}$, $\theta_{p1} = \rho_u - B_1$, $\theta_{p2} = \rho_u - B_2$, $\theta_{n1} = \rho_u + B_1$ 및 $\theta_{n2} = \rho_u + B_2$ 로 정의될 수 있으며, $U_3(\theta_{n1})$ 은 θ_{n1} 에서의 스텝 함수이며, $U_3(\theta_{p1})$ 은 θ_{p1} 에서의 스텝함수이고, $U_3(\theta_{p2})$ 는 θ_{p2} 에서의 스텝함수임.

발명의 설명

기술 분야

본 발명은 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법에 관한 것으로서, 더욱 상세하게는 새로운 개념의 평활함수를 개발하고, 실차 시스템 모델에 적용함으로써 해석 시 평활함수의 효율성 및 적용성을 높여 기본적인 수퍼 하모닉 요소를 포함하는 기어 충격 현상에 대한 시스템의 응답특성을 해석할 수 있도록 한 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평

[0001]

활함수 효과 및 효용성 분석 방법에 관한 것이다.

배경 기술

1. 소개

기어 백래쉬로부터 기인하는 불연속 거동 특성은, 비선형 회전체 시스템 해석 시, 수렴성 문제를 종종 야기시킨다. 이와 같은 불연속성을 갖는 간극 형태의 비선형성은 수학적으로 평활함수(Smoothing functions)를 이용하여 정의될 수 있는데, 이와 같은 수학적모델은 불연속 구간에서의 시스템 거동 현상을 연속적으로 해석할 수 있게 해준다. 하지만, 평활함수의 기능은 구체적으로 잘 알려져 있지 않고, 특히 여러 비선형 조건하에서는 예측하기가 어렵다는 문제점이 있다.

기어 백래쉬와 같은 간극 형태의 비선형성은 실차 시스템에서 비선형 동적 응답을 시뮬레이션할 때 수렴 문제와 관련이 있다. 간극 자체는 접촉 또는 비접촉 거동으로 인한 불연속성이 포함된다. 이전의 기술에서는 평활함수로 시간 변화 강성 모델 또는 간극 형태(clearance-type)의 비선형 모델을 개발하기 위해 수행되어 왔다. 예를 들어, Shen 등의 연구자들은 백래쉬, 시간에 따른 강성 및 정적 동력전달 오류를 포함시킴으로써 평 기어 쌍의 동적 모델을 수립했다. Rao 등의 연구자들은 샤프트의 비틀림 유연성과 기어의 메시(mesh)가 시간에 따라 달라지는 강성을 고려하여 2 단 기어 시스템의 비틀림 불안정성을 연구하였다.

Al-shayyab과 Kahraman의 연구자들은 비선형 시간 변화 동적 모델을 사용하여 멀티 메시 기어 열에서 서브하모닉(sub-harmonic) 및 카오스거동(chaotic motions)을 조사했다. Raghothama와 Narayanan의 연구자들은 정현파 가진 조건 하에서 파라메트릭 가진을 야기하는 기어드 로터 시스템의 3 자유도(3-degree-of-freedom, DOF)의 비선형 모델의 주기 거동을 얻기 위해 증가 하모닉 균형 방법을 사용했다. Wong 등의 연구자들은 증가 하모닉 균형 방법을 사용하여 복원력의 비선형성을 제시했다. Kim 등의 연구자들은 선택된 평활함수가 여러 평탄화 인자에 의해 사용되었을 때 비선형 주파수 응답 특성에서의 차이를 보여 주었다. 평활함수는 많은 이전 연구 [9-12]에서 기계 시스템의 간극이나 비선형성을 시뮬레이션하는 데에도 사용되었다.

김 등의 연구자들에 의한 평활함수의 효과에 대한 실험은 이상적인 시스템 파라미터의 단일 DOF(single DOF)를 갖는 단순한 비틀림 모델에 국한되었다. 일반적으로 시스템의 동적 조건은 WOT(Wide-Open-Throttle) 상태의 기어 래틀과 같은 진동 충격에 의해 영향을 받는 경우 시뮬레이션 수행 시 특히 더 큰 어려움을 초래할 수 있다. 심각한 기어 충격 조건에서 기어 메쉬 강성은 0에서 $2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ (또는 2.7×10^8 에서 $0 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$)까지 갑자기 변화한다. 또한, 이전의 연구는 하이퍼 볼릭 탄젠트 또는 아크 탄젠트 함수를 사용하여 특정 평활함수에 초점을 두었는데, 이것은 실제 시스템에서 기어 충돌 거동에 관한 수렴 문제를 극복하기에 충분하지 않다는 문제점이 있다.

선행기술문헌

비특허문헌

(비특허문헌 0001) Yoon, J.Y., Singh, R.: Effect of multi-staged clutch damper characteristics on transmission gear rattle under two engine conditions. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 227(9), 1273-1294 (2013)

(비특허문헌 0002) Yoon, J.Y., Lee, I.J.: Nonlinear analysis of vibro-impacts for unloaded gear pairs with various excitation and system parameters. ASME Journal of Vibration and Acoustics 136(3), 031010 (2014). doi: 10.1115/1.4026927

(비특허문헌 0003) Shen, Y., Yang, S., Liu, X.: Nonlinear dynamics of a spur gear pair with time-varying stiffness and backlash based on incremental harmonic balance method, International Journal of Mechanical Sciences 48, 1256-1263 (2006).

(비특허문헌 0004) Rao, Z., Zhou, C.Y., Deng, Z.H., Fu, M.Y.: Nonlinear torsional instabilities in two-stage gear systems with flexible shafts, International Journal of Mechanical Sciences 82, 60-66 (2014).

(비특허문헌 0005) Al-shayyab, A., Kahraman, A.: Non-linear dynamic analysis of a multi-mesh gear train using multi-term harmonic balance method: sub-harmonic motions. Journal of Sound and Vibration

279, 417-451 (2005).

(비특허문헌 0006) Raghothama, A., Narayanan, S.: Bifurcation and chaos in geared rotor bearing system by incremental harmonic balance method. *Journal of Sound and Vibration* 226(3), 469-492 (1999).

(비특허문헌 0007) Wong, C.W., Zhang, W.S., Lau, S.L.: Periodic forced vibration of unsymmetrical piecewise-linear systems by incremental harmonic balance method. *Journal of Sound and Vibration* 48, 1256-1263 (2006).

(비특허문헌 0008) Kim, T.C., Rook, T.E., Singh, R.: Effect of smoothening functions on the frequency response of an oscillator with clearance non-linearity. *Journal of Sound and Vibration* 263, 665-678 (2003).

(비특허문헌 0009) Yoon, J.Y., Yoon, H.S.: Nonlinear frequency response analysis of a multi-stage clutch damper with multiple nonlinearities. *ASME Journal of Computational and Nonlinear Dynamics* 9(3), 031007 (2014). doi:10.1115/1.4026036

(비특허문헌 0010) Yoon, J.Y., Lee, H.I.: Dynamic vibratory motion analysis of a multi-degree-of-freedom torsional system with strongly stiff nonlinearities. *Proc. IMechE Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 229, 1399-1414 (2015).

(비특허문헌 0011) Duan, C., Singh, R.: Forced vibration of a torsional oscillator with Coulomb friction under a periodically varying normal load. *Journal of Sound and Vibration* 325, 499-506 (2009).

(비특허문헌 0012) Duan, C., Singh, R.: Dynamic analysis of preload nonlinearity in a mechanical oscillator. *Journal of Sound and Vibration* 301, 963-978 (2007).

(비특허문헌 0013) Peng, Z.K., Lang, Z.Q., Billings, S.A., Tomlinson, G.R.: Comparison between harmonic balance and nonlinear output frequency response function in nonlinear system analysis. *Journal of Sound and Vibration* 311, 56-73 (2008).

(비특허문헌 0014) Chen, Y.M., Liu, J.K., Meng, G.: Incremental harmonic balance method for nonlinear flutter of an airfoil with uncertain-but-bounded parameters. *Applied Mathematical Modelling* 36, 657-667 (2012).

(비특허문헌 0015) Genesio, R., Tesi, A.: Harmonic balance methods for the analysis of chaotic dynamics in nonlinear systems. *Automatica* 28(3), 531-548 (1992).

(비특허문헌 0016) Masiani, R., Capecchi, D., Vestroni, F.: Resonant and coupled response of hysteretic two-degree-of-freedom systems using harmonic balance method. *International Journal of Non-Linear Mechanics* 37, 1421-1434 (2002).

(비특허문헌 0017) Ben-Gal, N., Moore, K.S.: Bifurcation and stability properties of periodic solutions to two nonlinear spring-mass systems. *Nonlinear Analysis* 61, 1015-1030 (2005).

(비특허문헌 0018) Wang, C.C.: Application of a hybrid method to the nonlinear dynamic analysis of a flexible rotor supported by a spherical gas-lubricated bearing system. *Nonlinear Analysis* 70, 2035-2053 (2009).

(비특허문헌 0019) Sundararajan, P., Noah, S.T.: Dynamics of forced nonlinear systems using shooting/arc-length continuation method-application to rotor systems. *Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics* 119, 9-20 (1997).

(비특허문헌 0020) Sundararajan, P., Noah, S.T.: An algorithm for response and stability of large order non-linear systems-application to rotor systems. *Journal of Sound and Vibration* 214(4), 695-723 (1998).

(비특허문헌 0021) Lee, J.H., Singh, R.: Nonlinear frequency responses of quarter vehicle models with amplitude-sensitive engine mounts. *Journal of Sound and Vibration* 313, 784-805 (2008).

(비특허문헌 0022) Von Groll, G., Ewins, D.J.: The harmonic balance method with arc-length

continuation in rotor/stator contact problems. Journal of Sound and Vibration 241(2), 223-233 (2001).

(비특허문헌 0023) Deconinck, B., Nathan Kutz, J.: Computing spectra of linear operators using the Floquet-Fourier-Hill method. Journal of Computational Physics 219, 296-321 (2006).

(비특허문헌 0024) Duan, C., Rook, T.E., Singh, R.: Sub-harmonic Resonance in a Nearly Pre-loaded Mechanical Oscillator. Nonlinear Dynamics 50(3), 639-650 (2007).

(비특허문헌 0025) Karagiannis, K., Pfeiffer, F.: Theoretical and experimental investigations of gear-rattling. Nonlinear Dynamics 2, 367-387 (1991).

발명의 내용

해결하려는 과제

[0008] 따라서 본 발명은 진술한 종래기술의 문제점을 해결하기 위한 것으로서, 본 발명의 목적은 이전 모델과 비교하여 n 차 다항식 함수를 사용하여 새로운 평활함수 모델을 제안하기 위한 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법을 제공하기 위한 것이다.

[0009] 또한 본 발명은 특정 범위에 따라 새로운 평활함수 모델의 핵심 요소를 검증하며, 기어 충격 조건에 초점을 맞추므로써 하모닉 균형 방법(Harmonic Balance Method, HBM)을 기반으로 시뮬레이션의 한계를 조사하는 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법을 제공하기 위한 것이다.

과제의 해결 수단

[0010] 상술한 목적을 달성하기 위한 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법은, n 차 다항식 함수를 사용하여 평활함수 모델을 사용하는 단계; 특정 범위에 따라 상기 평활함수 모델의 핵심 요소인 평활함수 계수(ε_2)를 검증하는 단계; 및 기어 충격 조건에 초점을 맞추므로써 하모닉 균형 방법(HBM)을 기반으로 상기 평활함수 모델을 이용한 시뮬레이션의 영향을 조사하는 단계;를 포함하여 구성된다.

[0011] 상기 평활함수 모델은, 불연속 영역에서 기어 메쉬 힘의 변화를 평활할 수 있도록 구성될 수 있다.

[0012] 상기 평활함수 모델은, 실차 시스템에 있어서 하중을 받는 모든 기어는 시스템의 동적 특성을 변화시키지 않고 입력축에 집중하는 것으로 가정하고, 하나의 무부하 기어 쌍에만 초점을 맞추어 진동 충격 현상을 검사하며, 사용된 기어 쌍은 동적 조건 하에서 오류가 없도록 기하학적으로 이상적이라는 가정하에 진행되도록 구성될 수 있다.

[0013] 평활함수 계수(ε_2)를 검증하는 단계에서, 상기 평활함수의 계수(ε_2)의 값을 높이면 수렴 문제가 제거되고, 평활함수 계수(ε_2)가 특정값을 초과하면 심각한 오류가 발생하며, 평활함수 계수(ε_2)가 진동 충격이 발생하지 않는 주파수 범위에서 설정되면 심각한 오류가 발생하는 것일 수 있다.

[0014] 시뮬레이션의 영향을 조사하는 단계에서, HBM을 사용하여 해석된 진동 충격이 여전히 나타나는 것일 수 있다.

[0015] 상기 평활함수 모델은 수학적으로 정의되며, 다음의 수학식으로 나타내도록 구성될 수 있다.

$$\delta(\rho_u) = \begin{cases} \rho_u + \frac{b}{2} & , \quad \rho_u < -B_2 \\ -\alpha(\rho_u + B_1)^n & , \quad -B_2 \leq \rho_u < -B_1 \\ 0 & , \quad -B_1 \leq \rho_u < B_1 \\ \alpha(\rho_u - B_1)^n & , \quad B_1 \leq \rho_u < B_2 \\ \rho_u - \frac{b}{2} & , \quad \rho_u \geq B_2 \end{cases}$$

$$B_2 = \frac{b}{2} + \varepsilon_2, B_1 = B_2 - n\varepsilon_2, \varepsilon_1 = \frac{b}{2} - B_1, \alpha = \frac{\varepsilon_2}{(B_2 - B_1)^n}$$

[0016]

[0017] 상기 수학식에서 ε_1 과 ε_2 는 $b/2$ 또는 $-b/2$ 로부터의 거리이며, $b/2$ 또는 $-b/2$ 의 영역에서 평활 변화를 생성하기 위해 n 차 다항식 함수($\alpha(\rho_u - B_1)^n$ 또는 $-\alpha(\rho_u + B_1)^n$)가 각각 사용되며, ρ_u 는 기어 쌍의 병진 상대 변위를 나타낸다.

[0018] 다항식 함수는 먼저 접선 방향으로 $\rho_u \geq B_1$ 의 범위 (또는 $\rho_u < -B_1$)에서의 $k_z \left(\rho_u - \frac{b}{2} \right)$ (또는 $k_z \left(\rho_u + \frac{b}{2} \right)$)의 직선과 접촉해야 하므로 접점의 미분 값은 기어 메쉬의 강성인 접선 $k_g (2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$ 의 기울기와 같고, 다항식 함수 $\alpha \rho_u^n$ (또는 $-\alpha \rho_u^n$)는 ρ_u 축 상에서 B_1 (또는 $-B_1$)만큼 이동하며, 함수는 $-b/2$ 와 $b/2$ 사이의 영역에서 실차 시스템에서는 발생하지 않는 $F_{gu}(\rho_u)$ (무부하 기어 쌍의 병진 상대 변위(ρ_u)의 관점에서 입력축과 무부하 기어 사이의 기어 메쉬 힘)가 0 N 이하로 계산될 수 있기 때문에 차수 n 은 짝수 이어야 하고, 따라서, 상기 수학식의 $F_{gu}(\rho_u)$ 는 다음의 수학식으로 유도될 수 있다.

$$\begin{aligned} U_3(\theta_{n1}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1] \\ U_3(\theta_{n1}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1] \\ U_3(\theta_{p1}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p1}) + 1] \\ U_3(\theta_{p2}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p2}) + 1] \\ \delta_{gu3}(\rho_u) &= \theta_{r2} + [\theta_{r1} \cdot U(\theta_{p2}) - \theta_{r2} \cdot U(\theta_{n2})] \\ &\quad - \alpha \theta_{n1}^n [U(\theta_{n2}) - U(\theta_{n1})] + \alpha \theta_{p1}^n [U(\theta_{p1}) - U(\theta_{p2})] \\ F_{gu3}(\rho_u) &= k_g \delta_{gu3}(\rho_u) \end{aligned}$$

[0019] 여기서, $\theta_{n1} = \rho_u - \frac{b}{2}$, $\theta_{r2} = \rho_u + \frac{b}{2}$, $\theta_{p1} = \rho_u - B_1$, $\theta_{p2} = \rho_u - B_2$, $\theta_{n1} = \rho_u + B_1$ 및 $\theta_{n2} = \rho_u + B_2$ 로 정의될 수 있으며, $U_3(\theta_{n1})$ 은 θ_{n1} 에서의 스텝 함수이며, $U_3(\theta_{p1})$ 은 θ_{p1} 에서의 스텝함수이고, $U_3(\theta_{p2})$ 는 θ_{p2} 에서의 스텝함수이다.

발명의 효과

[0021] 따라서 본 발명의 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법은 이전 모델과 비교하여 n 차 다항식 함수를 사용하여 새로운 평활함수 모델을 제안함으로써, 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 함에 있어서 오류가 적은 평활함수 모델을 제공하는 효과가 있다.

[0022] 또한 본 발명의 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효율성 분석 방법은 특정 범위에 따라 새로운 평활함수 모델의 핵심 요소를 검증하며, 기어 충격 조건에 초점을 맞추으로써 하모닉 균형 방법(Harmonic Balance Method, HBM)을 기반으로 시뮬레이션의 한계를 검토함으로써, 본 발명의 시스템 및 다른 여러 형태의 비선형 시스템에 대해 일반적인 수치해석(Numerical Simulation)과 같은 다른 해석 기판으로부터 얻은 결과 대비 효과가 있음을 명확하게 나타낼 수 있는 효과가 있다.

도면의 간단한 설명

[0023] 도 1은 프런트 엔진과 프런트 휠 레이아웃을 가진 비틀림 시스템. : (a) 수동 변속기가 있는 실차 동력 전달 장치, (b)는 기어 메쉬 힘을 가진 개략도.

도 2는 엔진 여기 조건 하에서 기어 쌍의 비선형 거동을 나타냄 : (a) 진동 충격 하에서의 기어 접촉 조건, (b) 예상 기어 메쉬 힘과 기어 백래쉬 영역을 나타냄.

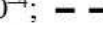
도 3은 두 개의 수치 단위 스텝 함수의 비교를 나타냄.

Key: , $U_1(\theta_{r1})$; , $U_2(\theta_{r1})$

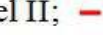
도 4는 다양한 차수에 따른 평활함수 모델 III를 나타냄 : (a) 모델 III와 다른 차수들의 비교; (b) 서로 상이한 차수에 따른 ε_1 .

Key: , $n=2$; , $n=4$; , $n=6$

도 5는 ε_2 를 갖는 모델 III의 평활화 기능을 나타냄 : (a) 모델 III와 ε_2 의 다른 값과의 비교, (b) ε_1 vs. ε_2 .

Key: , $\varepsilon_2 = 5 \times 10^{-4}$; , $\varepsilon_2 = 8 \times 10^{-4}$; , $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-3}$

도 6은 3 가지 평활함수의 비교를 나타냄 : (a) 평활함수의 비교 모델 I, II 및 III; (b) $-b/2$ 영역에서 모델 I, II 및 III의 평활 효과; (c) $b/2$ 영역에서 모델 I, II 및 III로의 평활 효과.

Key: , Model I; , Model II; , Model III.

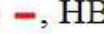
도 7은 평활함수 모델 I, II 및 III을 이용한 HBM ($N_{\max} = 6$)의 비교를 나타냄 :

Key: , Model I; , Model II; , Model III.

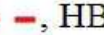
도 8은 HBM과 NS 결과의 비교를 나타냄 :

Key: , HBM with Model III; , NS.

도 9는 시간 영역에서 상이한 여기 조건 하에서 HBM과 NS에 따른 상대 변위의 비교를 나타냄 : (a) $\tilde{\omega} = 0.825$ 에서의 $\delta_1(t)$ 및 $\delta_2(t)$ 의 시간 이력; (b) $\tilde{\omega} = 1.0$ 에서의 $\delta_1(t)$ 및 $\delta_2(t)$ 의 시간 이력을 나타냄.

Key: , NS; , HBM.

도 10은 시간 영역에서 상이한 여기 조건 하에서 HBM 및 NS에 따른 기어 메쉬 힘의 비교 : (a) $\tilde{\omega} = 0.825$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 시간 이력; (b) $\tilde{\omega} = 1.0$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 시간 이력을 나타냄.

Key: , NS; , HBM.

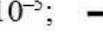
도 11은 주파수 영역에서 상이한 가진 조건 하에서 HBM과 NS의 상대 변위 비교를 나타냄 : (a) $\tilde{\omega} = 0.825$ 에서의 $\delta_2(t)$ 의 FFT 결과; (b) $\tilde{\omega} = 1.0$ 에서의 $\delta_2(t)$ 의 FFT 결과를 나타냄.

Key: , NS; , HBM.

도 12는 주파수 영역에서 상이한 가진 조건 하에서 HBM 및 NS와의 기어 메쉬 힘의 비교 : (a) $\tilde{\omega} = 0.825$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 FFT 결과; (b) $\tilde{\omega} = 1.0$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 FFT 결과를 나타냄.

Key: , NS; , HBM.

도 13은 평활함수 모델 III에 따른 ε_2 의 상이한 값에서의 HBM 결과를 비교를 나타냄 : (a) ε_2 에 따른 $\delta_2(t)$ 의 최대, 평균 및 최소값; (b) ε_2 에 따른 $\delta_2(t)$ 의 RMS(Root Mean Square) 값을 나타냄.

Key: , $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$; , $\varepsilon_2 = 5 \times 10^{-5}$; , $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$.

도 14는 하모닉의 수에 따른 ε_2 의 효과를 나타냄 : (a) 상이한 ε_2 값 및 상이한 하모닉의 수에 따른 $\delta_1(t)$ 의

최대, 평균 및 최소값의 비교; (b) ε 2의 하모닉의 수 대 이용 가능한 ε 2의 최소값을 나타냄.

Key: —, $N_{\max} = 6$; ·····, $N_{\max} = 8$; — — —, $N_{\max} = 10$; — · — ·, $N_{\max} = 12$.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

이하, 본 발명의 실시예를 나타내는 첨부 도면을 참조하여 본 발명을 더욱 상세히 설명한다.

2. 실차 시스템 및 비선형성의 모델링

2.1. 물리적 시스템과 그 매개 변수

도 1(a)는 수동 변속기가 있는 프론트 엔진 및 프론트 휠 드라이브 라인을 기반으로 한 물리적 시스템을 나타낸다. 도 1 (a)의 실차 시스템을 바탕으로 도 1(b)와 같이 개략도를 구성할 수 있다. 하중을 받는 모든 기어는 시스템의 동적 특성을 변화시키지 않고 입력축에 집중하는 것으로 가정하고, 하나의 무부하 기어 쌍에만 초점을 맞추어 진동 충격 현상을 검사한다. 또한, 사용된 기어 쌍은 동적 조건 하에서 어떠한 오류없이 기하학적으로 이상적이라고 가정된다. 따라서, 평활함수를 적용한 비선형 동적 거동을 분석하기 위해, 도1에 제시된 시스템으로부터 자유도계 수가 감소된 4 DOF 집중 시스템 모델이 사용될 것이다.

도 1에 사용된 기호 및 매개 변수 값은 표 1 및 표 2에 설명되어 있으며, 여기서 시스템 시뮬레이션을 위한 기본 시스템 속성은 실차 드라이브라인과 관련된 해당 업계로부터 측정되고 제공된다. 여기서 드래그 토크는 주어진 엔진 작동 상태에서 상수값으로 가정하고 클러치 댐퍼의 댐핑 c_f 과 구동축의 댐핑 c_{ve} 은 5% 도달 감쇠비로 가정된다. 본 발명의 범위는 WOT (wide-open-throttle) 조건과 같이 극한 주행 조건에서 3 단 기어 결합 및 5 단 기어 무부하 상태로 제한된다.

표 1

	매개 변수	값
관성 ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	I_f (플라이휠)	1.38×10^{-1}
	I_{ie} (변속기)	1.49×10^{-2}
	I_{ou} (엔로드 기어)	5.23×10^{-4}
	I_{ve} (휠)	8.08×10^{-2}
강성 ($\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{rad}^{-1}$)	k_f (클러치 댐퍼)	9.20×10^2
	k_{ve} (구동축)	3.95×10^2
반지름 (mm)	R_{iu} (입력축의 엔로드드 기어)	45.9
	R_{ou} (출력 샤프트의 무부하 기어)	35.6

표 2

드래그 토크	값 (Nm)
TDi (입력 샤프트의 드래그 토크)	1.22×10^2
TDu (무부하 기어의 드래그 토크)	2.0
TDve (차량의 드래그 토크)	44.2

2.2 기본 방정식과 이의 비선형 성

도 1의 시스템에 기초하여, 기본 방정식의 행렬 공식은 다음의 수학식 1과 같이 표현된다.

수학식 1

$$\underline{\underline{\mathbf{M}}}\ddot{\underline{\underline{\theta}}}(\mathbf{t})+\underline{\underline{\mathbf{C}}}\dot{\underline{\underline{\theta}}}(\mathbf{t})+\underline{\underline{\mathbf{K}}}\underline{\underline{\theta}}(\mathbf{t})+\underline{\underline{\mathbf{f}}}_{\mathbf{n}}(\underline{\underline{\theta}})=\underline{\underline{\mathbf{T}}}_{\mathbf{E}}(\mathbf{t}) \quad , \quad (1a),$$

$$\underline{\underline{\mathbf{M}}}=\text{diag}\left[I_f, \quad I_{ie}, \quad I_{ou}, \quad I_{ve}\right] \quad , \quad (1b),$$

$$\underline{\underline{\mathbf{C}}}=\begin{bmatrix} c_f & -c_f & 0 & 0 \\ -c_f & c_f+c_gR_{iu}^2+c_{ve} & c_gR_{iu}R_{ou} & -c_{ve} \\ 0 & c_gR_{iu}R_{ou} & c_gR_{ou}^2 & 0 \\ 0 & -c_{ve} & 0 & c_{ve} \end{bmatrix} \quad , \quad \underline{\underline{\mathbf{K}}}=\begin{bmatrix} k_f & -k_f & 0 & 0 \\ -k_f & k_f+k_{ve} & 0 & -k_{ve} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -k_{ve} & 0 & k_{ve} \end{bmatrix} \quad , \quad (1c,d)$$

$$\underline{\underline{\mathbf{f}}}_{\mathbf{n}}(\underline{\underline{\theta}})=\begin{bmatrix} 0 \\ R_{iu}F_{gu}(\rho_u)+T_{Di} \\ R_{ou}F_{gu}(\rho_u)-T_{Du} \\ T_{Dve} \end{bmatrix} \quad , \quad \underline{\underline{\mathbf{T}}}_{\mathbf{E}}(\mathbf{t})=\begin{bmatrix} T_E(t) \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad . \quad (1e,f),$$

$$F_{gu}(\rho_u)=k_g\delta(\rho_u), \quad \rho_u=R_{iu}\theta_{ie}(t)+R_{ou}\theta_{ou}(t) \quad .,$$

[0033]

[0034]

각 변위($\underline{\underline{\theta}}(\mathbf{t})=[\theta_f \quad \theta_{ie} \quad \theta_{ou} \quad \theta_{ve}]^T$)는 각각 플라이휠, 입력축, 언로드 기어 및 차량의 절대 거동으로 정의된다. $F_{gu}(\rho_u)$ 는 무부하 기어 쌍의 병진 상대 변위(ρ_u)의 관점에서 입력축과 무부하 기어 사이의 기어 메쉬 힘으로 정의된다. $\delta(\rho_u)$ 는 기어 운동의 불연속 특성을 반영한다. HBM을 사용하여 비틀림 시스템을 시뮬레이션하기 위해 새로운 변수($\psi=\omega t$)를 사용하여 시간 스케일의 무차원화를 수행하고 기간 τ 의 시간 범위($0 \leq t \leq \nu\tau$)를 $0 \leq \psi \leq 2\pi$ 에 매핑 할 수 있다. 여기서, ν 는 서브 하모닉 인덱스를 나타낸다. 또한, ψ 가 매개 변수화 되는 경우, 가능한 수렴 문제를 피하기 위해 정규화 된 값($\bar{\omega}(\omega/\omega_N)$)이 사용된다. 여기서, ω_N 는 도 1에 나타난 시스템의 진동 충격과 관련된 고유 진동수이다. 본 발명에서 ω_N 는 47.6 Hz가 사용되었다. 시뮬레이션 수렴과 무차원화의 다중 선택과의 관계에 대한 심층 연구는 본 발명의 범위를 벗어난다.

[0035]

시스템 응답을 계산하기 위해 입력 토크 $T_E(t)$ 는 다음의 수학식 2와 같이 정현파 가진으로 가정된다.

수학식 2

$$T_E(t)=T_m+\sum_{i=1}^{N_{as}}T_{pi}\cos(i\omega_pt+\phi_{pi})$$

[0036]

[0037]

입력 토크에 사용 된 값은 다음과 같다. 평균 토크는 $T_m = 168.9 \text{ N} \cdot \text{m}$ 이다. 교번 토크는 $T_{p1} = 251.53 \text{ N} \cdot \text{m}$ 이다. 위상은 $\phi_1 = -1.93$ 이다. 시스템은 일정한 속도의 정상 상태 조건으로 가정된다. 따라서, 도 1에 도시된 각 서브시스템의 드래그 토크는 토크의 합이 다음의 수학식 3과 같이 평균 토크 값(T_m)과 동일하다고 가정하여 추정된다.

수학식 3

$$T_m=T_{Di}+T_{Dve}+T_{Du}(R_{iu}/R_{ou})$$

[0038]

[0039]

도 2 (a)는 "구동측에서의 접촉", "비접촉"및 "피구동측에서의 접촉"에 대한 기어 쌍의 세 가지의 상이한 조건들을 나타낸다. 기어 쌍의 동적거동이 "구동측에서의 접촉"과 "비접촉"(또는 "구동측에서의 접촉"과 "피구동측에서의 접촉") 사이에서 반복적인 동작을 보이는 경우, 비틀림 시스템은 기어 래틀과 같은 진동충격에 의해 매우 많은 영향을 받는다. 일반적으로, 이 비선형 동적 효과는 백래시라고 불리는 구동 기어와 피구동 기어 사이

의 간극에 의해 발생한다. 기어 쌍의 동적 운동은 수학적으로 다음의 수학식 4와 같이 설명된다.

수학식 4

$$\delta(\rho_u) = \begin{cases} \rho_u + \frac{b}{2}, & \rho_u \leq -\frac{b}{2} \\ 0, & -\frac{b}{2} < \rho_u < \frac{b}{2} \\ \rho_u - \frac{b}{2}, & \rho_u \geq \frac{b}{2} \end{cases}$$

[0040]

[0041]

기어 백래시는 0.1 mm 값의 b로 정의된다. 백래시는 다음의 수학식 5와 같은 단위 스텝 함수($U(\rho_u)$)를 사용하여 표현된 구분적 비선형성이다.

수학식 5

$$\delta(\rho_u) = \left(\rho_u + \frac{b}{2}\right) + \left[\left(\rho_u - \frac{b}{2}\right) \cdot U\left(\rho_u - \frac{b}{2}\right) - \left(\rho_u + \frac{b}{2}\right) \cdot U\left(\rho_u + \frac{b}{2}\right)\right]$$

[0042]

[0043]

이전의 연구와 수학식 4 및 수학식 5에 기초하여 동적 기어 메쉬 힘은 수학적으로 다음의 각각의 수학식 6 및 수학식 7로 설명되는 모델 I 및 II 평활함수를 사용하여 추정된다. 여기서, 상대적인 거동은 $\theta_{r1} = \rho_u - \frac{b}{2}$ 와 $\theta_{r2} = \rho_u + \frac{b}{2}$ 로 정의된다.

[0044]

수학식 6

$$U_1(\theta_{r1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{r1}) + 1] \quad (6a)$$

$$U_1(\theta_{r2}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{r2}) + 1] \quad (6b)$$

[0045]

$$\delta_{gu1}(\rho_u) = \theta_{r2} + [\theta_{r1} U_1(\theta_{r1}) - \theta_{r2} U_1(\theta_{r2})] \quad , \quad F_{gu1}(\rho_u) = k_g \delta_{gu1}(\rho_u) \quad (6c,d)$$

수학식 7

$$U_2(\theta_{r1}) \cong \frac{1}{2} \left[\frac{2}{\pi} \arctan(\sigma_g \theta_{r1}) + 1 \right] \quad (7a)$$

$$U_2(\theta_{r2}) \cong \frac{1}{2} \left[\frac{2}{\pi} \arctan(\sigma_g \theta_{r2}) + 1 \right] \quad (7b)$$

[0046]

$$\delta_{gu2}(\rho_u) = \theta_{r2} + [\theta_{r1} U_2(\theta_{r1}) - \theta_{r2} U_2(\theta_{r2})] \quad , \quad F_{gu2}(\rho_u) = k_g \delta_{gu2}(\rho_u) \quad (7c,d)$$

[0047]

여기서 $k_g (= 2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$ 은 기어 메쉬 강성이고 b (= 0.1 mm)는 기어 백래시이다. 또한 실차 시스템에서 진동 충격 조건하에서 기어 메쉬 힘의 갑작스런 변화를 시뮬레이션하기 위해 모델 I과 II 모두에 대해 σ_g 의 값으로 1×10^{10} 이 사용된다. 도 3은 $U_1(\theta_{r1})$ 와 $U_2(\theta_{r1})$ 를 이용한 단위 스텝 함수에 대하여 두 개의 수치 모델

간의 차이점을 비교 한 것이다. 이들 모델을 비교할 때 $U_1(\theta_1)$ 는 $U_2(\theta_1)$ 보다 급격한 변화를 보여준다. 두 개의 수치 단위 스텝 함수를 비교하기 위해 σ_g 으로 1×10^3 을 값을 사용한다.

[0048] 도 2(b)는 모델 I 또는 II를 사용하여 $F_{gu}(\rho_u)$ 대 ρ_u 의 관계로 예상 기어 메쉬 힘을 표시한다. 도 2(b)에서 보여지는 예상 기어 메쉬 힘에 기초하여, $b/2$ ($= 0.05$ mm) 또는 $-b/2$ 에서 힘의 동적 조건이 갑자기 변화되며, 이는 기어 메쉬 힘의 급작스런 변화에 따라 시스템 응답 특성 시뮬레이션시 기어 사이의 강성이 0으로부터 높은 값으로 (또는 높은 값에서 0으로) 짧은 순간에 변화함으로써 수렴성의 문제를 발생시킨다. 두 모델 간의 차이점은 새로운 평활함수 모델에 따라 설명될 것이다.

[0049] 3. 기어 메쉬 힘에 대한 평활함수의 수학적 모델

[0050] 3.1 새로운 평활함수의 개발

[0051] 이전의 평활함수 모델을 기반으로, 기어 백래쉬 $b/2$ 로부터 왼쪽 (또는 오른쪽) 면의 평활 영역과 값을 변경할 수 없다. 수학적 4 내지 수학적 7에 주어진 이전 모델로부터의 평활 효과는 σ_g 의 값에만 의존한다. 또한, 다음과 같은 몇 가지 문제점들이 관찰되었다 : (1) 모델 I을 사용함에 의한 비현실적인 기어 메쉬 힘은 나중에 설명될 측정값들과 반대로 예상될 수 있다. (2) 자코빈(Jacobian) 행렬을 사용할 때 분수 함수가 사용되어야 하기 때문에 모델 II를 사용할 경우, 수치해석적으로 수렴성 문제가 발생할 수 있다. 따라서 새로운 평활함수 모델은 이전 연구에서 관찰된 문제를 피할 수 있을 뿐만 아니라 $b/2$ 로부터 왼쪽과 오른쪽 모두에 대해 비대칭 방법으로 평활 영역을 조정할 수 있는 유연성을 갖도록 고려되어야 한다. 이 조건을 만족시키기 위해, 본 발명에서는 수학적 4 내지 수학적 7의 모델보다 더 유연한 평활 효과를 쉽게 적용 할 수 있기 때문에 n 차 다항식 함수를 사용한다. 여기서, $b/2$ 또는 $-b/2$ 에서 소량의 변위 ε_1 및 ε_2 가 평활 조건 하에서 기어 메쉬 힘 추정에 대해 정의 될 수 있다. 이러한 요인들은 도 4(a)에 도시된 바와 같이 강성 영역에서의 $F_{gu}(\rho_u)$ 의 평활 변화를 일으킨다. 모델 III은 수학적으로 다음의 수학적 8과 같이 설명된다.

수학적 8

$$\delta(\rho_u) = \begin{cases} \rho_u + \frac{b}{2} & , \quad \rho_u < -B_2 \\ -\alpha(\rho_u + B_1)^n & , \quad -B_2 \leq \rho_u < -B_1 \\ 0 & , \quad -B_1 \leq \rho_u < B_1 \\ \alpha(\rho_u - B_1)^n & , \quad B_1 \leq \rho_u < B_2 \\ \rho_u - \frac{b}{2} & , \quad \rho_u \geq B_2 \end{cases} \quad (8a)$$

$$B_2 = \frac{b}{2} + \varepsilon_2, B_1 = B_2 - n\varepsilon_2, \varepsilon_1 = \frac{b}{2} - B_1, \alpha = \frac{\varepsilon_2}{(B_2 - B_1)^n} \quad (8b-c)$$

[0052] 여기서 도 4 (a)에 도시된 바와 같이 ε_1 과 ε_2 는 $b/2$ 또는 $-b/2$ 로부터의 거리이다. $b/2$ 또는 $-b/2$ 의 영역에서 평활 변화를 생성하기 위해, n 차 다항식 함수($\alpha(\rho_u - B_1)^n$ 또는 $-\alpha(\rho_u + B_1)^n$)가 각각 사용된다.

[0053] 수학적 8b에서 설명한 바와 같이, B_2 는 $b/2$ 에 ε_2 를 가산하여 간단하게 추정되며, 여기서 ε_2 는 임의로 결정할 수 있다. 따라서, ε_2 가 작으면 ε_1 이 작아지고 기어 접촉 거동에 대한 평활성이 더 줄어들다. 수학적 8a 내지 수학적 8e에서, 속성 B_1 및 α 는 몇 가지 조건에 기초하여 결정된다. 예를 들어, 다항식 함수는 먼저 접선 방향

으로 $\rho_u \geq B_2$ 의 범위 (또는 $\rho_u < -B_2$)에서의 $k_s\left(\rho_u - \frac{b}{2}\right)$ (또는 $k_s\left(\rho_u + \frac{b}{2}\right)$)의 직선과 접촉해야 한다. 따라서 접점의 미분 값은 기어 메쉬의 강성인 접선 k_g 의 기울기와 같다. 둘째, 다항식 함수 $\alpha\rho_1^n$ (또는 $-\alpha\rho_1^n$)는 ρ_u 축 상에서 B_1 (또는 $-B_1$)만큼 이동한다. 셋째, 홀수는 $-b/2$ 와 $b/2$ 사이의 영역에서 실차 시스템에서는 발생하지 않

는 $F_{gu}(\rho_u)$ 가 0 N 이하로 추정 될 수 있기 때문에 차수 n은 짝수 이어야 한다. 따라서, 수학적 8a 내지 수학적

8e에서, 기어 메쉬힘 $F_{gu}(\rho_u)$ 는 다음의 수학적 9와 같이 유도된다. 여기서 상대적인 움직임은 $\theta_{r1} = \rho_u - \frac{b}{2}$,

$\theta_{r2} = \rho_u + \frac{b}{2}$, $\theta_{p1} = \rho_u - B_1$, $\theta_{p2} = \rho_u - B_2$, $\theta_{m1} = \rho_u + B_1$ 및 $\theta_{m2} = \rho_u + B_2$ 로 정의된다.

수학적 9

$$U_3(\theta_{m1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{m1}) + 1], \quad U_3(\theta_{m1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{m1}) + 1], \quad (9a)$$

$$U_3(\theta_{p1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p1}) + 1], \quad U_3(\theta_{p2}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p2}) + 1], \quad (9b)$$

$$\delta_{gu3}(\rho_u) = \theta_{r2} + [\theta_{r1} \cdot U(\theta_{p2}) - \theta_{r2} \cdot U(\theta_{m2})] - \alpha \theta_{m1}^n [U(\theta_{m2}) - U(\theta_{m1})] + \alpha \theta_{p1}^n [U(\theta_{p1}) - U(\theta_{p2})], \quad (9c)$$

$$F_{gu3}(\rho_u) = k_g \delta_{gu3}(\rho_u). \quad (9d)$$

[0055]

[0056]

도 4는 n에 관한 평활 효과를 비교한다. 도 4의 (a)에 도시 된 바와 같이, n을 6과 같은 특정값으로 증가시키면 도 4의 (a)에 대쉬라인으로 도시된 바와 같이 ε_1 이 커지게 된다. 이것은 도트라인과 같이 n이 2로 감소될 때보다 평활 효과가 점진적으로 시작됨을 나타낸다. 따라서 평활 계수 ε_1 을 증가 시키면 기어 메쉬 강성이 0 N · m⁻¹에서 2.7×10^8 N · m⁻¹로 갑자기 변경되는 것을 피함으로써 수치 수렴 조건이 향상된다.

[0057]

따라서, 도 4의 (b)는 ε_1 과 n 사이의 관계를 나타낸다. n이 클수록, b/2 또는 -b/2로부터 거리 ε_1 이 증가한다. 앞에서 설명한 것처럼 ε_2 는 기어 접촉 거동의 평활 변화에도 영향을 준다. 도 5는 평활 효과에 대한 ε_2 의 관계를 도시한다. 도 5의 (a)는 ①로 도시된 ε_2 값이 감소되면, ②로 표시 한 바와 같이 $F_{gu}(\rho_u)$ 의 평활도가 감소됨을 나타낸다. ε_2 가 1×10^{-5} 와 같이 작은 값인 경우 ε_2 가 1×10^{-3} 과 같이 큰 값일 때보다 기어 접촉의 동적 특성이 실차 거동에 더 가깝게 된다. 또한, ε_1 은 수학적 8b 내지 수학적 8e에 기술 된 바와 같이 ε_2 에 기초하여 추정되며, 이로부터 평활 효과가 수학적으로 결정될 수 있다.

[0058]

3.2 평활 함수 모델 비교

[0059]

도 6은 모델 I, II 및 III의 차이점을 보여준다. 첫째, 모델 I은 수학적 6에서 설명한 것처럼 쌍곡선 탄젠트 함수를 사용한다. 이 함수는 b/2 또는 -b/2 영역에서 음수 또는 양수 오버 샷을 나타낸다. 따라서, b/2 또는 -b/2에서 기어 접촉이 발생하기 전에는 기어 메쉬 힘이 음 또는 양의 값으로 결코 떨어지지 않기 때문에 모델 I은 심각한 오류를 포함한다. 모델 II와 III는 모델 I과 같은 문제를 보이지 않으며, 이는 도 6에 나타나 있다. 그러나 모델 II와 III는 $F_{gu}(\rho_u)$ 의 평활 변화가 일어나는 영역과 약간 다르다. 예를 들어, 모델 II에서 평활된 $F_{gu}(\rho_u)$ 는 수학적 7에서 설명 된 계수 σ_g 에 의해서만 결정되지만, ε_1 과 ε_2 의 위치를 예측하기는 어렵다. 대조적으로, ε_2 가 수학적 8에 의해 정의되는 한 모델 III에 대한 ε_1 은 정확히 추정된다. 또한, ε_1 은 수학적 8c와 수학적 8d의 차수 n에 따라 결정된다. 따라서 모델 III에서의 평활 효과를 갖는 동적 특성은 모델 I 및 II에서 보다 명확하다.

[0060]

HBM은 다양한 모델에 따른 평활함수의 영향을 조사하는 데 사용된다. 다자유도계 시스템을 위한 HBM의 개발과 기본 과정은 이전 연구에서 소개되었다. 도 7은 모델 I, II 및 III을 사용한 HBM 결과를 비교한다. 도면에서 시스템 응답은 최대 하모닉스의 수 $N_{max} = 6$ 으로 추정된다. σ_g 의 값은 2.2 절에서 설명한 모든 모델에서 1×10^{10} 이고, 모델 III에서 ε_2 와 n은 각각 1×10^{-5} 및 20이다. 여기서 $\delta_2(t) = R_{iu}\Theta_{ie}(t) + R_{ou}\Theta_{ou}(t)$ 는 입력축과 무부하 상태의 상대 변위이고, $\delta_2(max)$, $\delta_2(mean)$ 및 $\delta_2(min)$ 는 및 주파수 스위핑 (frequency sweeping) 조건

에 따라 도 7에 도시된 바와 같이, 한 주기의 시간 응답에서 각각 $\delta_2(t)$ 의 최대값, 평균값 및 최소값이다.

[0061] 모든 모델에 대한 결과는 서로 잘 연관되어 있다. 또한, 단면 및 양면 진동 충격은 $\tilde{\omega} = 0.775$ 및 $\tilde{\omega} = 1.175$ 사이에서 분명하게 관찰되었다. $\tilde{\omega}$ 는 특성 주파수 $\omega = 47.6\text{Hz}$ 를 사용하여 정규화된 주파수이다. 하모닉의 수가 증가하면 HBM을 사용한 시뮬레이션은 모델 I, II 및 III에 따라 많은 차이점을 나타낸다.

[0062] 표 3은 각 평활함수 모델을 사용하여 시뮬레이션의 실현 가능성을 설명한다. $N_{\max} = 6$ 에 따른 비선형 응답은 HBM을 사용하여 성공적으로 시뮬레이션할 수 있다. 그러나 하모닉의 수가 6 이상으로 증가한 경우 표 3에 나타난 바와 같이, 모델 I 및 II의 경우 σ_g 값을 이용하여서는 비선형 응답을 계산하지 못한다. 그러나 모델 III의 경우에는 하모닉 수가 높을 경우 수치 해석결과와 비교시 다소 해석 상의 에러가 발생은 하고 있으나, 적용한 모든 하모닉수에 대해 성공적으로 시뮬레이션이 수행된다. 표 3에 설명된 결과를 바탕으로 볼 때, 모델 III의 시뮬레이션 사례는 모델 I 및 II와는 달리 하모닉 조건의 적용에 더 적합하며 이는 모델 III에는 수학적 8에 기초하는 ε_2 , n 및 σ_g 와 같은 평활 조건을 관리하는 더 많은 요소를 포함하고 있기 때문이다.

표 3

하모닉의 수			
	모델 I	모델 II	모델 III
6	o	o	o
8	x	x	o
10	x	x	o
12	x	x	o

[0064] 4. 결과

[0065] 4.1 새로운 평활 함수 모델을 이용한 수치 해석과 HBM의 비교

[0066] 도 8은 수치 해석 (NS)을 이용한 시뮬레이션 결과와 주파수 영역에서의 HBM을 비교한 것을 나타낸다. 계산 시간이 비교될 때, NS는 상향 (또는 하향) 주파수 스윙업을 위해 2 시간이 필요하다. 반면 HBM 계산 시간은 20 분이다. 두 결과 모두 진동 충격을 잘 반영한다. 그러나 HBM은 기어 충격 조건에 대한 NS 결과를 따르지 않는다. 시스템이 $\tilde{\omega} = 0.8403$ 와 $\tilde{\omega} = 1.122$ 사이의 양면 충격을 가질 때, 도 8에서 실선으로 표시된 바와 같이 δ_2 (최대)에서 NS와 HBM 사이의 심각한 차이가 관찰된다. 이것은 하모닉의 수가 6이기 때문에 이전 연구에서 검사된 HBM의 한계에 기인한다. 진동 충격은 본질적으로 임펄스 형태의 특성을 포함하기 때문에 진동 충격은 $N_{\max} = 6$ 또는 12보다 높은 수의 하모닉 성분과 더 높은 수퍼 하모닉 성분을 포함한다. 또한, HBM을 갖는 하모닉 수의 한계는 NS로부터의 FFT 결과와 비교해 볼 때, 푸리에 성분 중 위상각 값의 불일치를 야기한다. 이들 거동은 도 9 내지 도 12에 도시되어있다.

[0067] 도 9는 시간 영역에서의 HBM과 NS의 상대 변위를 비교한 것이다. 도 9(a)는 가진 주파수 $\tilde{\omega} = 0.825$ 에서 추정된 결과를 나타내며, 도 9(b)는 $\tilde{\omega} t = 1$ 에서의 결과를 나타낸다. 여기서 $\delta_1(t) = \theta_f(t) - \theta_{ie}(t)$ 는 플라이휠과 입력축 사이의 상대적인 변위를 나타낸다. 도 9(a)는 단면 충돌 하에서의 시간 이력을 비교하고 있다. HBM과 NS로부터의 $\delta_1(t)$ 의 결과는 서로 잘 일치하고 있다. 그러나, $\delta_2(t)$ 는 원형의 점선으로 표시된 바와 같이 특히 기어 충돌이 b/2에서 발생할 때, 작은 차이를 보인다. 일반적으로 NS는 시간 영역 분석을 기반으로 하기 때문에 충격 반응을 잘 포함한다. HBM의 이러한 불일치는 도 9(b)에 나타난 것처럼 시스템에 양면 충돌이 있을 때 분명하게 관찰된다. 양면 충돌 조건이 단면 충돌 조건보다 나쁘기 때문에 점선으로 표시된 것처럼 기어 충격 시 기어메쉬 힘이 단면 충돌보다 더 우세하다.

[0068] 도 10은 $\tilde{\omega} = 0.825$ 와 $\tilde{\omega} = 1$ 에서의 두 가지 다른 가진 조건에서의 기어 메쉬 힘 $F_{gu}(t)$ 를 비교한 것이다. 도 10 (a)와 (b)는 각각 단면과 양면의 충격을 시뮬레이션한 것이다. 예를 들어, 도 10 (a)에 나타난 $F_{gu}(t)$ 의 동적 거동은 처음에는 영 (zero) 값을 따르고, 그 다음에는 양의 값으로만 370N 근방의 높은 값까지 올라간다. 그러나 NS 결과는 HBM 결과보다 충격 반응의 밀도가 더 높음을 보여준다. 도 10(b)의 $F_{gu}(t)$ 의 결과는 양면 충돌을

나타낸다. 도 10(b)의 단면 임팩트와 유사한 방식으로, NS의 $F_{gu}(t)$ 는 기어 충돌이 발생하는 순간에 더 높은 밀도를 나타낸다. 양면 충격에 대한 $F_{gu}(t)$ 의 동적 거동은 양과 음의 양쪽에 반복적인 움직임을 보여준다. 또한 양면 충돌의 피크 값은 단면 충돌의 피크 값보다 높다. 로컬 최고값은 1200 N이고 최소값은 -1100 N이다. 전반적으로 HBM과 NS 사이의 양측의 비교는 NS 결과가 HBM 결과보다 슈퍼하모닉 성분을 많이 포함하고 있음을 보여준다. 두 시뮬레이션 간의 이러한 불일치는 FFT 결과를 바탕으로도 발견되었다.

[0069] 도 11 및 도 12는 $\delta_2(t)$ 및 $F_{gu}(t)$ 의 FFT 결과를 6 하모닉과 비교한다. 도 11은 HBM 및 NS에 기초한 $\delta_2(t)$ 로부터의 FFT 결과의 비교를 도시한다. 단면 충돌이 발생하면 도 11 (a)와 같이 두 시뮬레이션 간의 심각한 불일치가 관찰되지 않았다. 그러나 4, 5 및 6 차 하모닉의 위상각 값은 잘 일치되지 않는다. 양면 충돌에 대한 FFT 결과는 모든 하모닉 성분 범위에서 HBM과 NS 사이의 위상각 값들에서 심각한 차이를 보여주며, 이는 도 11 (b)에서 명확하게 관찰되고 있다.

[0070] 도 12는 단면 및 양면 충돌에 대한 $F_{gu}(t)$ 의 FFT 결과를 비교한다. $\delta_2(t)$ 의 FFT 결과와 비슷한 방식으로 도 12의 (a)에 나타난 단면 임팩트에 대한 $F_{gu}(t)$ 의 FFT 결과는 HBM의 4,5,6 차 하모닉의 위상각이 NS의 위상각들과 잘 일치되지 않았다. 또한, HBM의 양면 충격에 대한 위상각의 하모닉 스펙트럼은 1 차 하모닉의 위상각 성분을 제외하고는 NS의 결과와 큰 차이를 보인다. 따라서 HBM에 적용된 하모닉의 한계 개수는 도 11과 도 12의 결과를 토대로 500 Hz를 초과하는 높은 범위의 슈퍼 하모닉 성분을 포함하고 있지 않기 때문에 해석상의 불일치가 발생한다. 그러나 HBM은 도 8과 도 9에서와 같이 주파수 및 시간 영역에서 주파수 스위프 조건에서 진동 충격 현상을 평가하는 데 여전히 사용할 수 있다.

[0071] 4.2 진동 충격에 대한 HBM에서의 ε_2 값의 영향

[0072] 일반적으로 간극형태의 비선형성은 본질적으로 불연속성을 포함하므로 기어 메쉬 힘이 0에서 높은 강성 수준으로 갑자기 변경되거나 그 반대가 될 수 있다. 이러한 동적 특성으로 인해 수렴 문제가 발생하거나 계산 시간이 소모될 수 있다. 따라서 이러한 문제를 해결하기 위해 평활함수가 사용된다, 수학적 8과 수학적 9에 기초하여, 평활효과가 서로 다른 레벨의 ε_2 를 사용하여 적용될 수 있다. 예를 들어, ε_2 의 레벨이 증가함에 따라 무부하 상태의 기어 쌍의 상대 변위 $\delta_2(t)$ 또는 기어 메쉬 힘 $F_{gu}(p_u)$ 는 ε_2 가 감소될 때보다 부드럽게 추정된다.

[0073] 도 13은 다른 ε_2 로 추정된 $\delta_2(t)$ 의 동적 거동을 비교한다. $\varepsilon_2 = 5 \times 10^{-5}$ 및 1×10^{-4} 으로 시뮬레이션되는 것은 $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 의 결과와 불일치하는 것을 나타낸다. $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 인 HBM 결과는 4.1 절에서 설명한 바와 같이 임펄스 특성을 제외한 진동 충격을 합리적으로 시뮬레이션한 것으로 가정한다. 도 13에서 볼 수 있듯이 $\delta_2(\max)$ 와 $\delta_2(\text{Root Mean Square, RMS})$ 의 양측 결과에서 ε_2 의 영향이 명확하게 나타나며, 여기서 m은 시간 이력의 한주기 내에서의 이산화된 각 순간별 단계를 나타내는 수이다.

[0074] 도 13의 (a) 및 (b)에 실선으로 나타난 바와 같이, 진동 충격은 $\delta = 0.775$ 와 $\delta = 1.175$ 사이에서 발생한다. 그러나 $\delta < 0.775$ 이고, $\delta > 1.175$ 인 주파수 범위에서 $\delta_2(\max)$ 가 $b/2 = 0.05\text{mm}$ 미만의 값을 가지므로 $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$ 에서의 시뮬레이션 결과는 심각한 불일치를 나타낸다. $\varepsilon_2 = 5 \times 10^{-5}$ 및 $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$ 에서의 $\delta_2(\text{RMS})$ 의 결과는 $\delta < 0.775$ 및 $\delta > 1.175$ 에서 $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 인 경우와 매우 다른 결과를 나타낸다. 도 13(a)에 나타난 $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$ 에서의 $\delta_2(\max)$ 의 시뮬레이션 결과에서, $b/2 = 0.05\text{mm}$ 이하의 $\delta_2(\max)$ 레벨은 기어 쌍이 결코 서로 접촉하지 않는다는 것을 반영하며, 이는 물리 시스템에 대하여 실질적으로 합리적이지 못하다. 합리적인 시뮬레이션 결과를 얻으려면 ε_2 가 특정 범위 내에서 결정되어야 한다. 본 발명에서는 모든 HBM 결과는 $\varepsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 으로 추정된다.

[0075] 도 14와 표 4는 하모닉의 수와 함께 고려한 ε_2 값의 관계를 보여준다. 도 14(a)는 여러 개의 하모닉 수 $N_{\max}$ 의 HBM 결과를 보여준다. $N_{\max}$ 가 증가함에 따라, 불일치는 $N_{\max} = 6$ 인 HBM 결과에 비해 심각해진다. HBM 결과의 정확도가 떨어지는 이유는 ε_2 값 때문이다. ε_2 값 대 $N_{\max}$ 는 도 14의 (b)에 도시되어 있으며, 표 4에 나타나

있다. $N_{\max}$ 가 증가할 때 수렴하는 문제를 극복하기 위해서는 ε_2 가 $N_{\max} = 6$ 일 때의 1×10^{-5} 보다 커야한다. 예를 들어, $N_{\max} = 6$ 에 대해 ε_2 의 최소값은 1×10^{-7} 이다. 그러나 표 4에서 설명한 것처럼 $N_{\max}$ 가 6보다 커지면 ε_2 는 1×10^{-3} 이상이어야 한다. 따라서 ε_2 의 증가로 인해 수렴 문제가 해결된다. 반면에 ε_2 가 크면 도 14 (a)와 같은 불일치가 발생한다.

표 4

하모닉의 수	ε_2
6	1×10^{-7}
8	1×10^{-3}
10	2×10^{-3}
12	3×10^{-3}

5. 결론

새로운 평활함수가 제안되고, 본 모델은 이전 연구에서 제시된 다른 모델과 비교되었다. 이 모델을 사용하여 HBM의 한계가 $\delta_2(t)$, $F_{gu}(t)$ 및 FFT 결과의 시간 이력에 대한 임펄스 응답에 대해 조사되었다. 이 발명의 구체적인 효과는 다음과 같이 요약된다. 첫째, 새로운 평활함수 모델은 n 차 다항식 함수를 사용하여 제안되었다. 이 모델은 불연속 영역에서 기어 메쉬 힘의 변화를 평활할 수 있어 수렴 문제를 해결할 수 있다. 둘째, 평활 계수 ε_2 의 타당성을 조사 하였다. ε_2 의 값을 높이면 수렴 문제가 제거됨을 확인하였다. 그러나 ε_2 가 특정 값을 초과하면 심각한 오류가 발생하며, 특히 진동 충격이 발생하지 않는 주파수 범위에서는 더욱 심각한 오류가 발생하였다. 셋째, 기어 래틀과 같은 충격 현상에 대한 HBM의 한계가 조사되었다. HBM과 NS를 비교해 볼 때, HBM이 포함하는 하모닉 수의 제한에 따라 임펄스 형태의 응답 특성을 해석상으로 얻을 수는 없었으나 HBM을 이용한 해석결과는 여전히 기어에서 발생하는 충격형태의 진동 특성을 잘 보여주고 있다.

$N_{\max}$ 대 ε_2 의 연구에 기초하여, 모델 III 평활함수는 수렴 문제를 성공적으로 극복하더라도 NS 결과와 비교시 여전히 해석상의 불일치를 보인다. 따라서, HBM을 위한 간극형태의 비선형성을 위한 여러 형태의 비차원화 방법의 개발 또는 해석기법 연구가 향후 연구 대상이 될 수 있다.

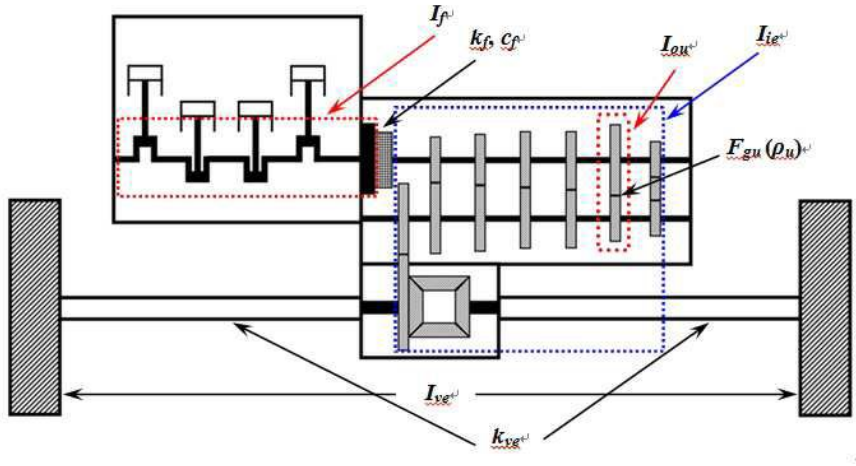
한편, 본 발명에 의한 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효용성 분석 방법은 모든 과정이 컴퓨터상에서 수행된다.

상기 본 발명의 내용은 도면에 도시된 실시예를 참고로 설명되었으나 이는 예시적인 것에 불과하며, 본 기술 분야의 통상의 지식을 가진 자라면 이로부터 다양한 변형 및 균등한 타 실시예가 가능하다는 점을 이해할 것이다. 따라서 본 발명의 진정한 기술적 보호 범위는 첨부된 특허청구범위의 기술적 사상에 의해 정해져야 할 것이다.

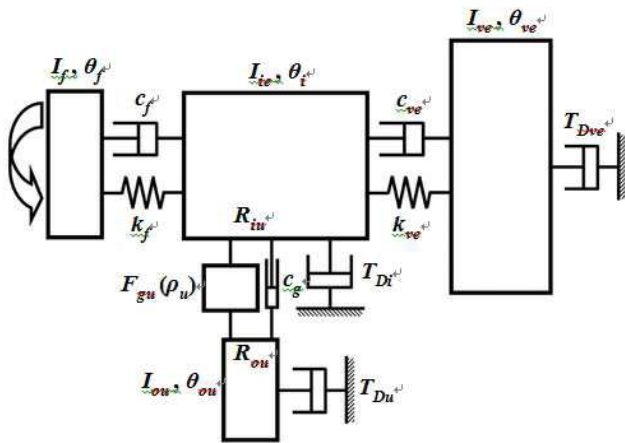
도면

도면1

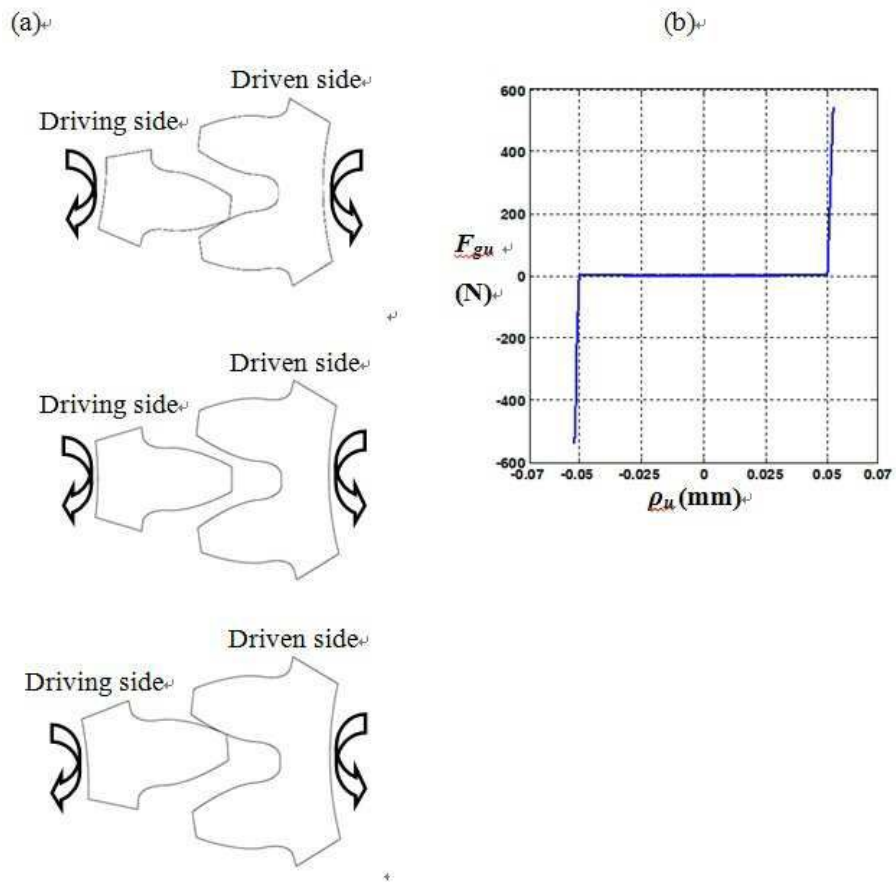
(a)



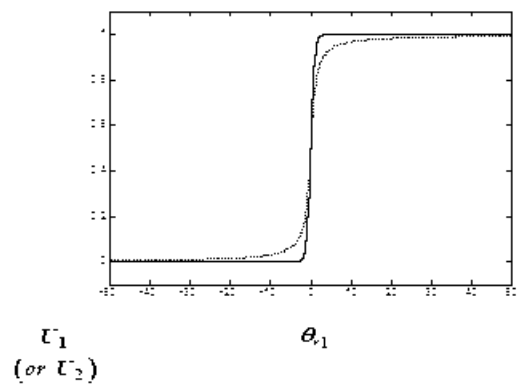
(b)



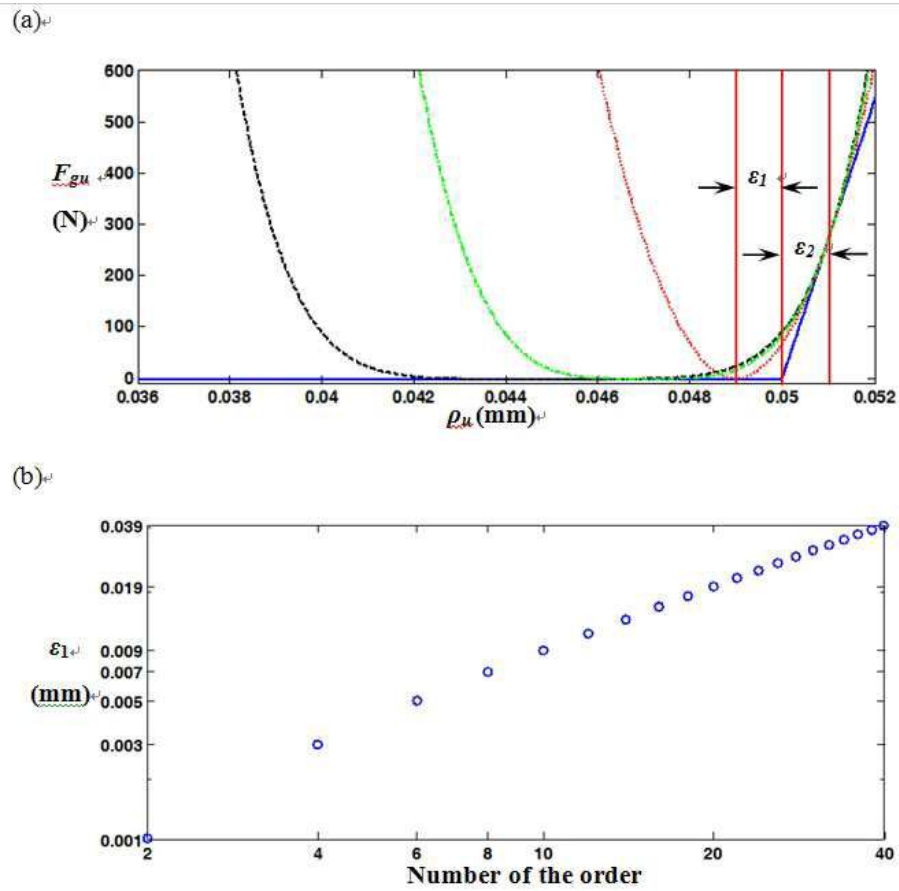
도면2



도면3

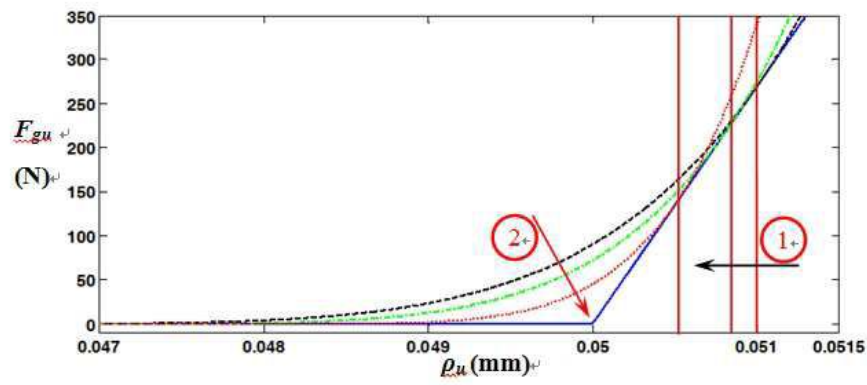


도면4

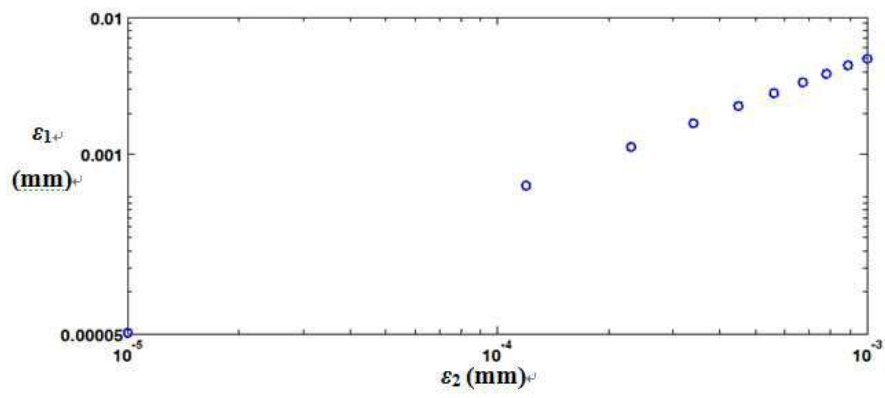


도면5

(a)

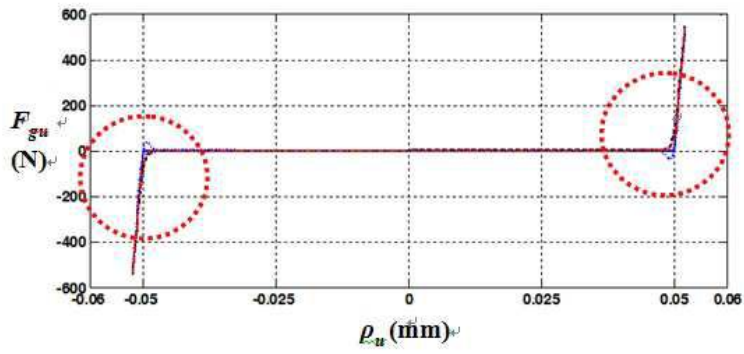


(b)

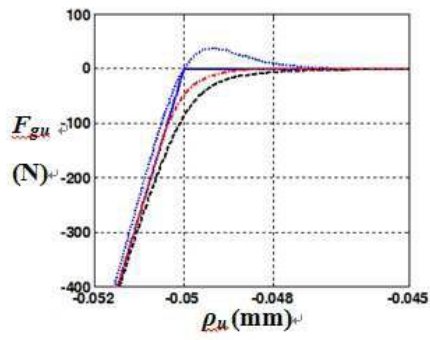


도면6

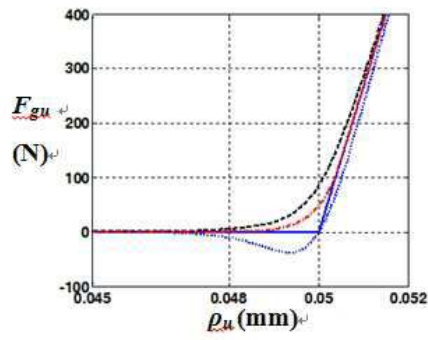
(a)



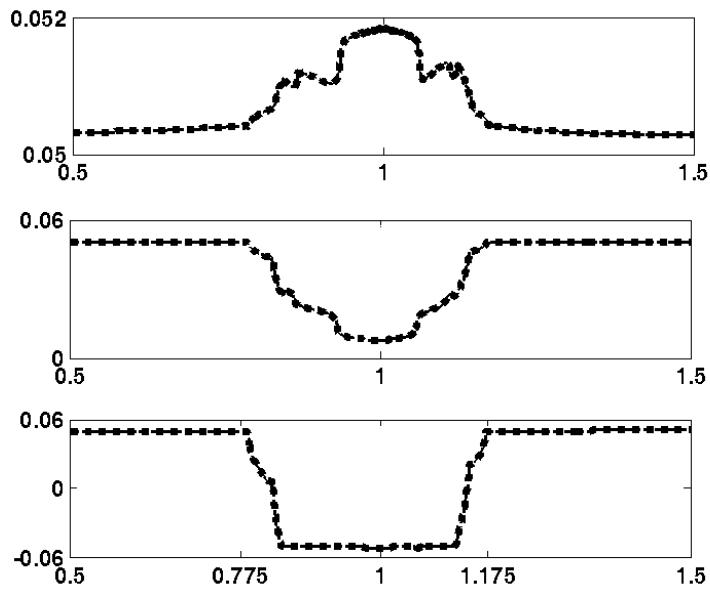
(b)



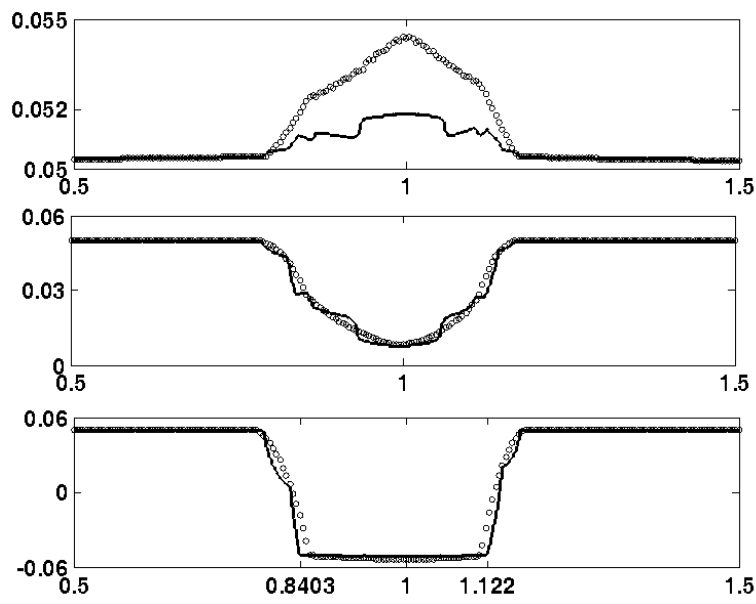
(c)



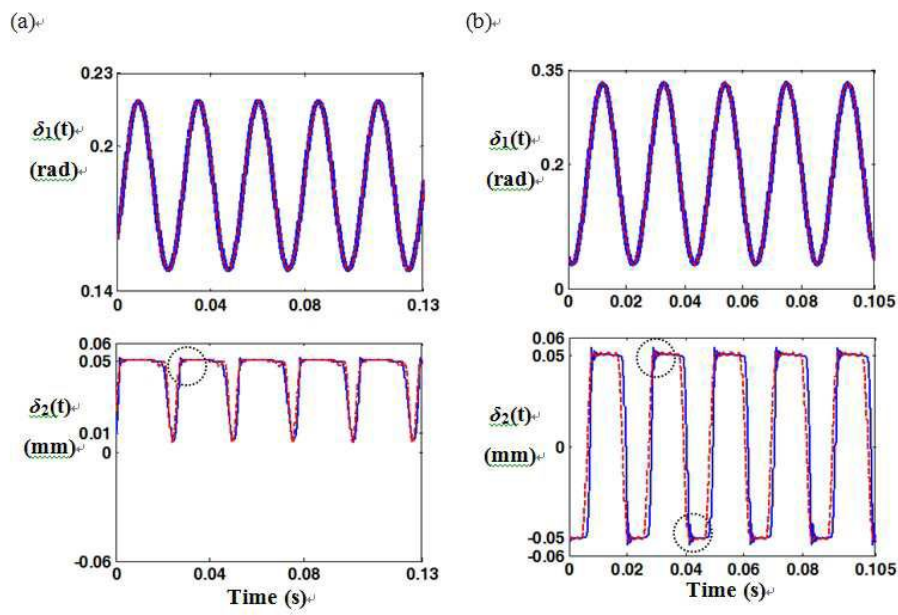
도면7



도면8

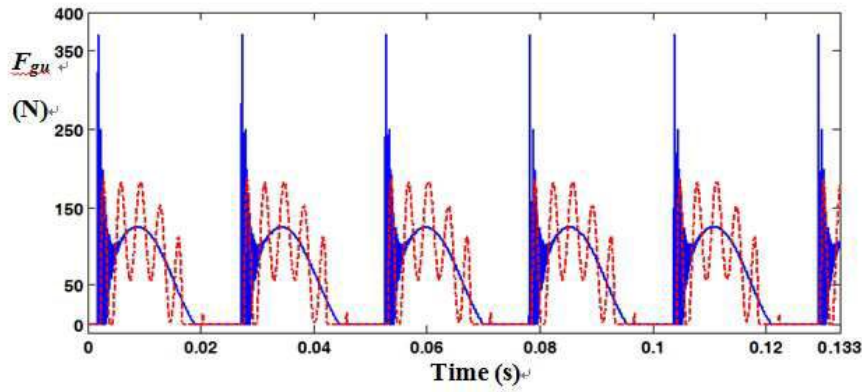


도면9

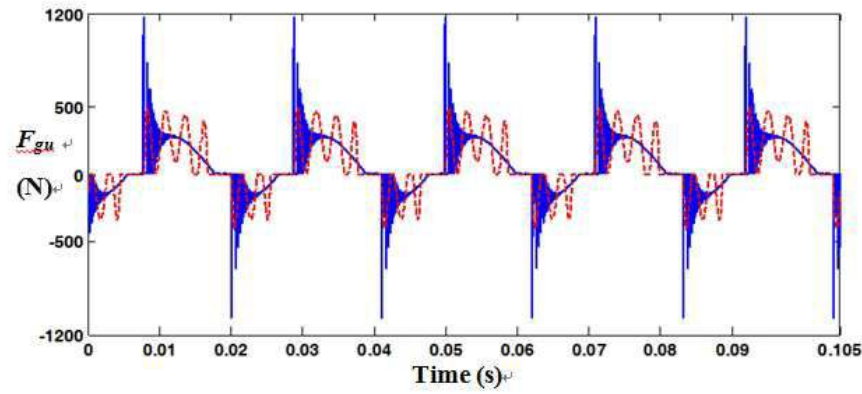


도면10

(a)

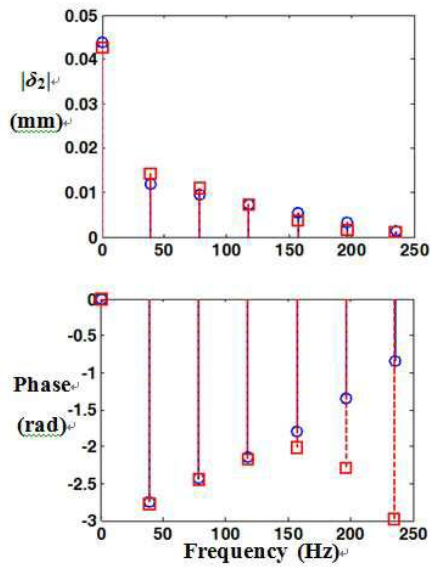


(b)

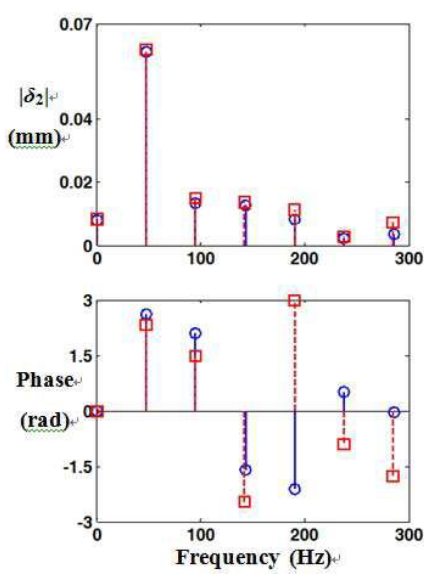


도면11

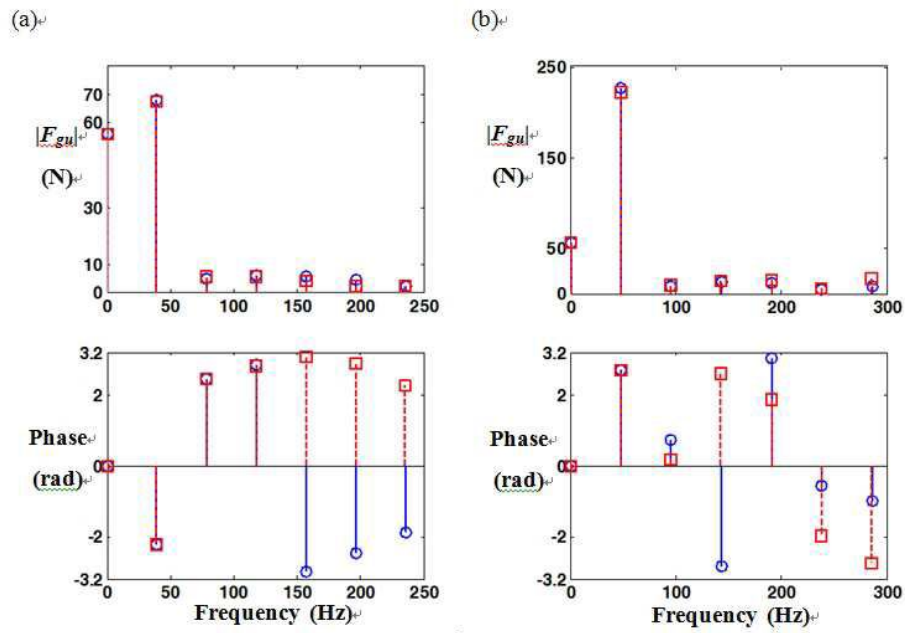
(a)



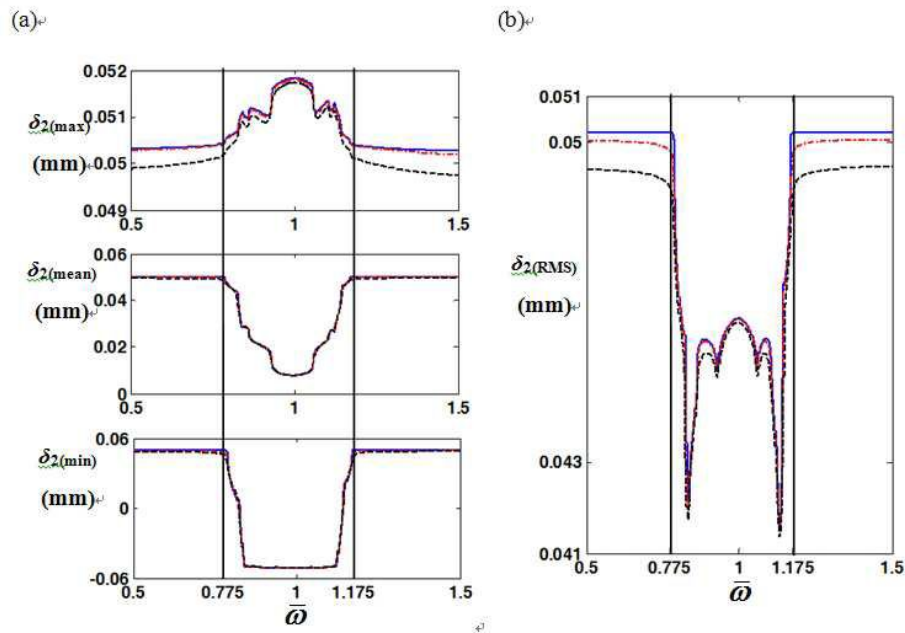
(b)



도면12



도면13



도면14

