

(12) 특허협력조약에 의하여 공개된 국제출원

(19) 세계지식재산권기구
국제사무국

(43) 국제공개일
2018년 8월 9일 (09.08.2018)

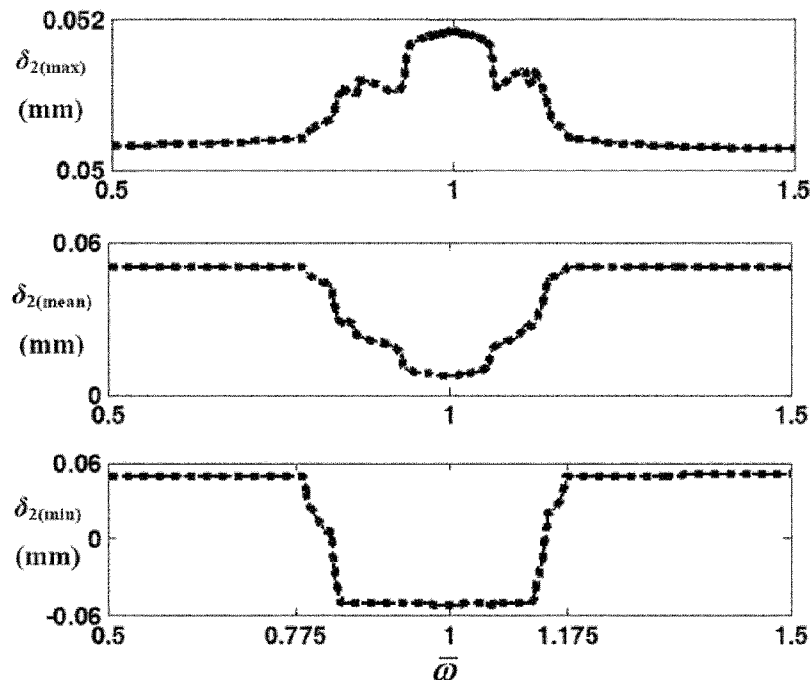


(10) 국제공개번호
WO 2018/143513 A1

- (51) 국제특허분류: **G05B 23/02** (2006.01) **G06F 17/10** (2006.01)
- (21) 국제출원번호: PCT/KR2017/004209
- (22) 국제출원일: 2017년 4월 19일 (19.04.2017)
- (25) 출원언어: 한국어
- (26) 공개언어: 한국어
- (30) 우선권정보: 10-2017-0015487 2017년 2월 3일 (03.02.2017) KR
- (71) 출원인: 인천대학교 산학협력단 (INCHEON UNIVERSITY INDUSTRY-ACADEMIC COOPERATION FOUNDATION) [KR/KR]; 21999 인천시 연수구 갯벌로 169(송도동), Incheon (KR).
- (72) 발명자: 윤종윤 (YOON, Jong Yun); 22000 인천시 연수구 해송로 70, 216동 602호(송도동, 송도웰카운티2단지), Incheon (KR).
- (74) 대리인: 김정수 (KIM, Jung Su); 05543 서울시 송파구 올림픽로 360, 5층(방이동), Seoul (KR).
- (81) 지정국 (별도의 표시가 없는 한, 가능한 모든 종류의 국내 권리의 보호를 위하여): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KH, KN, KP, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(54) Title: METHOD FOR ANALYZING EFFECT AND USEFULNESS OF NEW CONCEPT SMOOTHING FUNCTION FOR NONLINEAR ANALYSIS OF GAP SHAPE IN ACTUAL VEHICLE DRIVELINE SYSTEM

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



(57) Abstract: The present invention relates to an effect and usefulness analysis method of a new concept smoothing function for nonlinear analysis of a gap shape in an actual vehicle driveline system, wherein a smoothing function of a new concept is developed and applied to an actual vehicle system model so as to increase usefulness and applicability of the smoothing function during analysis, and response characteristics of a system as for a gear impact phenomenon including a basic super harmonic element can thus be analyzed. The method comprises the steps of: using a smoothing function model by using an nth order polynomial function; verifying a smoothing function coefficient (ϵ_2) which is a core element of the smoothing function model according to a specific range; and



WO 2018/143513 A1



(84) 지정국 (별도의 표시가 없는 한, 가능한 모든 종류의 역 내 권리의 보호를 위하여): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), 유라시아 (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), 유럽 (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

공개:

— 국제조사보고서와 함께 (조약 제21조(3))

investigating an influence of a simulation using the smoothing function model on the bases of a harmonic balance method (HBM), by focusing on a gear impact condition. Therefore, the present invention can provide a smoothing function model having fewer errors in performing a nonlinear analysis of a gap shape in an actual vehicle driveline system.

(57) 요약서: 본 발명은 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 평활함수 효과 및 효율성 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 맞추므로써 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.

명세서

발명의 명칭: 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효용성 분석 방법 기술분야

- [1] 본 발명은 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효용성 분석 방법에 관한 것으로서, 더욱 상세하게는 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 것이다.

배경기술

- [2] 1. 소개
- [3] 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 수학모델은 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.
- [4] 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.
- [5] 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 정현과 가진 조건 하에서 파라메트릭 가진을 야기하는 기어 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 특정 평활함수에

적용되는 평활함수인자에 따른 비선형 주파수 응답 특성 해석결과의 차이를 비교하였다. 평활함수는 선행되어진 여러 연구 [9-12]에서 기계 시스템의 간극이나 비선형성을 시뮬레이션하는 데에도 사용되었다.

- [6] 김 등의 연구자들에 의한 평활함수의 효과에 대한 실험은 이상적인 시스템 파라미터의 1 자유도계(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.

발명의 상세한 설명

기술적 과제

- [7] 따라서 본 발명은 전술한 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 효용성 분석 방법을 제공하기 위한 것이다.
- [8] 또한 본 발명은 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 조사하는 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효용성 분석 방법을 제공하기 위한 것이다.

과제 해결 수단

- [9] 상술한 목적을 달성하기 위한 실차 드라이브라인 시스템 내 간극형태의 비선형해석을 위한 신개념 평활함수 효과 및 효용성 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 맞추으로써 하모닉 균형 방법 (HBM)을 기반으로 상기 평활함수 모델을 이용한 시뮬레이션의 영향을 조사하는 단계;를 포함하여 구성된다.
- [10]
- [11] 상기 평활함수 모델은, 불연속 영역에서 기어 메쉬 힘의 변화를 평활할 수 있도록 구성될 수 있다.
- [12]
- [13] 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.

[14]

[15] 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.

[16]

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

[18]

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

[20]

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

$$B_2 = \frac{b}{2} + \epsilon_2, \quad B_1 = B_2 - n\epsilon_2, \quad \epsilon_1 = \frac{b}{2} - B_1, \quad \alpha = \frac{\epsilon_2}{(B_2 - B_1)^n} \quad (8b-c)$$

[21] 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.

[22]

[23] 다항식 함수는 먼저 접선 방향으로 $\rho_u \geq B_2$ 의 범위 (또는 $\rho_u < -B_2$)에서의 $k_g \left(\rho_u - \frac{b}{2} \right)$ (또는 $k_g \left(\rho_u + \frac{b}{2} \right)$)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 계산될 수 있기 때문에 차수 n 은 짝수 이어야 하고, 따라서, 상기 수학식의 $F_{gu}(\rho_u)$ 는 다음의 수학식으로 유도될 수 있다.

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

$$[25] \quad \text{여기서, } \theta_{r1} = \rho_u - \frac{b}{2}, \theta_{r2} = \rho_u + \frac{b}{2}, \theta_{p1} = \rho_u - B_1, \theta_{p2} = \rho_u - B_2, \theta_{n1} = \rho_u + B_1 \text{ 및}$$

$\theta_{n2} = \rho_u + B_2$ 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

[26] 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.

[27] 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 맞추므로써 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 기반으로부터 얻은 결과 대비 효과가 있음을 명확하게 나타낼 수 있는 효과가 있다.

도면의 간단한 설명

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

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

[30] 도 3은 두 개의 수치해석적 단위 스텝 함수의 비교를 나타냄.

[31] Key: —, $U_1(\theta_{r1})$; ·····, $U_2(\theta_{r1})$.

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

[33] Key: ·····, n = 2; - · -, n = 4; - - -, n = 6.

- [34] 도 5는 ϵ_2 를 갖는 모델 III의 평활화 기능을 나타냄 : (a) 모델 III과 ϵ_2 의 다른 값과의 비교, (b) ϵ_1 vs. ϵ_2 .
- [35] Key: , $\epsilon_2 = 5 \times 10^{-4}$; - · -, $\epsilon_2 = 8 \times 10^{-4}$; - - -, $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-3}$.
- [36] 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.
- [37] Key: , Model I; - - -, Model II; - · -, Model III.
- [38] 도 7은 평활함수 모델 I, II 및 III을 이용한 HBM ($N_{\max} = 6$)의 비교를 나타냄 :
Key: , Model I; - - -, Model II; - · -, Model III.
- [39] 도 8은 HBM과 NS 결과의 비교를 나타냄 :
- [40] Key: ———, HBM with Model III; ○, NS.
- [41] 도 9는 시간 영역에서 상이한 여기 조건 하에서 HBM과 NS에 따른 상대 변위의 비교를 나타냄 : (a) $\bar{\omega} = 0.825$ 에서의 $\delta_1(t)$ 및 $\delta_2(t)$ 의 시간 이력; (b) $\bar{\omega} = 1.0$ 에서의 $\delta_1(t)$ 및 $\delta_2(t)$ 의 시간 이력을 나타냄.
- [42] Key: ———, NS; - - -, HBM.
- [43] 도 10은 시간 영역에서 상이한 가진 조건 하에서 HBM 및 NS에 따른 기어 메쉬 힘의 비교 : (a) $\bar{\omega} = 0.825$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 시간 이력; (b) $\bar{\omega} = 1.0$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 시간 이력을 나타냄. Key: ———, NS; - - -, HBM.
- [44] 도 11은 주파수 영역에서 상이한 가진 조건 하에서 HBM과 NS의 상대 변위 비교를 나타냄 : (a) $\bar{\omega} = 0.825$ 에서의 $\delta_2(t)$ 의 FFT 결과; (b) $\bar{\omega} = 1.0$ 에서의 $\delta_2(t)$ 의 FFT 결과를 나타냄. Key: -■-, NS; —○—, HBM.
- [45] 도 12는 주파수 영역에서 상이한 가진 조건 하에서 HBM 및 NS와의 기어 메쉬 힘의 비교 : (a) $\bar{\omega} = 0.825$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 FFT 결과; (b) $\bar{\omega} = 1.0$ 에서의 $F_{gu}(t)$ 의 FFT 결과를 나타냄.
- [46] Key: -■-, NS; —○—, HBM.
- [47] 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.
- [48] Key: ———, $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$; , $\epsilon_2 = 5 \times 10^{-5}$; - - -, $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$.
- [49] 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_2 의 하모닉의 수 대 이용 가능한 ϵ_2 의 최소값을 나타냄.
- [50] Key: ———, $N_{\max} = 6$; , $N_{\max} = 8$; - - -, $N_{\max} = 10$; - · -, $N_{\max} = 12$.
- 발명의 실시를 위한 형태**
- [51] 이하, 본 발명의 실시예를 나타내는 첨부 도면을 참조하여 본 발명을 더욱 상세히 설명한다.
- [52] 2. 실차 시스템 및 비선형성의 모델링

[53] 2.1. 물리적 시스템과 그 매개 변수

[54] 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 오류 없이 기하학적으로 이상적이라고 가정된다. 따라서, 평활함수를 적용한 비선형 거동 특성을 분석하기 위해, 도1에 제시된 시스템으로부터 자유도계 수가 감소된 4 DOF 질량 집중 매개변수 시스템 모델이 사용될 것이다.

[55] 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 모달 감쇠비를 5%하여 가정된다. 본 발명의 범위는 WOT (wide-open-throttle) 조건과 같이 극한 주행 조건에서 3 단 기어 체결 및 5 단 기어 무부하 상태의 경우로 제한된다.

[56] [표1]

	매개 변수	값
관성 (kg · 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 (N · m · 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

[57] [표2]

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

[58] 2.2 기본 운동 방정식 및 시스템에 적용된 비선형 성

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

[60] [수식1]

$$\underline{\underline{M}}\ddot{\underline{\theta}}(t) + \underline{\underline{C}}\dot{\underline{\theta}}(t) + \underline{\underline{K}}\underline{\theta}(t) + \underline{\underline{f}}_n(\underline{\theta}) = \underline{\underline{T}}_E(t), \quad (1a),$$

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

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

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

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

[61] 각 변위(

$$\underline{\theta}(t) = [\theta_f \quad \theta_{ie} \quad \theta_{ou} \quad \theta_{ve}]^T$$

)는 각각 플라이휠, 입력축, 무부하 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(

$$0 \leq t \leq \tau$$

)를

$$0 \leq \psi \leq 2\pi$$

에 매핑 할 수 있다. 여기서,

$$\psi$$

는 서브 하모닉 인덱스를 나타낸다. 또한, ω 가 매개 변수화 되는 경우, 가능한 수렴 문제를 피하기 위해 정규화 된 값(

$$\bar{\omega}(\omega/\omega_N)$$

)이 사용된다. 여기서,

$$\omega_N$$

는 도 1에 나타난 시스템의 진동 충격과 관련된 고유 진동수이다. 본 발명에서

$$\omega_N$$

는 47.6 Hz가 사용되었다. 시뮬레이션 수렴과 무차원화의 다중 선택과의 관계에 대한 심층 연구는 본 발명의 범위를 벗어난다.

[62] 시스템 응답을 계산하기 위해 입력 토크 $T_E(t)$ 는 다음의 수학적 2와 같이 정현과 가진으로 가정된다.

[63] [수식2]

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

[64] 입력 토크에 사용된 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

ϕ_{p1}

$= -1.93$ 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.

[65] [수식3]

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

[66] 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 사이의 간극에 의해 발생한다. 기어 쌍의 동적 운동은 수학적으로 다음의 수학식 4와 같이 설명된다.

[67] [수식4]

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

[68] 기어 백래시는 0.1 mm 값의 b 로 정의된다. 백래시는 다음의 수학식 5와 같은 단위 스텝 함수(

$$U(\rho_u)$$

)를 사용하여 표현된 구분적 비선형성이다.

[69] [수식5]

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

[70] 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.

[71] [수식6]

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

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

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

[72] [수식7]

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

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

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

[73] 여기서 $k_g (= 2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1})$ 은 기어 메쉬 강성이고 $b (= 0.1 \text{ mm})$ 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 비교한 것이다. 이들 모델을 비교할 때

$$U_1(\theta_{r1})$$

는

$$U_2(\theta_{r1})$$

보다 급격한 변화를 보여준다. 두 개의 수치 단위 스텝 함수를 비교하기 위해 σ_g 으로 1×10^3 을 값을 사용한다.

[74] 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, $b/2 (= 0.05 \text{ mm})$ 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.

[75]

[76] 3. 기어 메쉬 힘에 대한 평활함수의 수학적 모델

[77] 3.1 새로운 평활함수의 개발

[78] 이전의 평활함수 모델을 기반으로, 기어 백래시 $b/2$ 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 사용함으로써 발생하는 비현실적인 기어 메쉬 힘은 나중에 설명 될 추정값들과 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 관찰 된 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 수학적식 4 내지 수학적식 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 수학적식 8과 같이 설명된다.

[79] [수식8]

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

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

[80] 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

$$\alpha(\rho_u - B_1)^n$$

또는

$$-\alpha(\rho_u + B_1)^n$$

)가 각각 사용된다.

[81] 수학적식 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 줄어든다. 수학적식 8a 내지 수학적식 8e에서, 속성 B_1 및 α 는 몇 가지 조건에 기초하여 결정된다. 예를 들어, 다항식 함수는 먼저 접선 방향으로

$$\rho_u \geq B_2$$

의 범위 (또는

$$\rho_u < -B_2$$

)에서의

$$k_g \left(\rho_u - \frac{b}{2} \right)$$

(또는

$$k_g \left(\rho_u + \frac{b}{2} \right)$$

) 의 직선과 접촉해야 한다. 따라서 점점의 미분 값은 기어 메쉬의 강성인 접선 k_g 의 기울기와 같다. 둘째, 다항식 함수

$$\alpha \rho_u^n$$

(또는

$$-\alpha \rho_u^n$$

)는 ρ_u 축 상에서 B_1 (또는 $-B_1$)만큼 이동한다. 셋째, 홀수는 $-b/2$ 와 $b/2$ 사이의 영역에서 실차 시스템에서는 발생하지 않는 $F_{gu}(\rho_u)$ 가 0 N 이하로 추정 될 수 있기 때문에 차수 n 은 짝수 이여야 한다. 따라서, 수학적 8a 내지 수학적 8e에서, 기어 메쉬 힘 $F_{gu}(\rho_u)$ 는 다음의 수학적 9와 같이 유도된다. 여기서 상대적인 움직임은

$$\theta_{r1} = \rho_u - \frac{b}{2}$$

,

$$\theta_{r2} = \rho_u + \frac{b}{2}$$

,

$$\theta_{p1} = \rho_u - B_1$$

,

$$\theta_{p2} = \rho_u - B_2$$

,

$$\theta_{n1} = \rho_u + B_1$$

및

$$\theta_{n2} = \rho_u + B_2$$

로 정의된다.

[82] [수식9]

$$U_3(\theta_{n1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1] , \quad U_3(\theta_{n1}) \cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1] , \quad (9a)$$

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

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

$$-\alpha \theta_{n1}^n [U(\theta_{n2}) - U(\theta_{n1})] + \alpha \theta_{p1}^n [U(\theta_{p1}) - U(\theta_{p2})] , \quad (9c)$$

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

[83] 도 4는 n 에 관한 평활 효과를 비교한다. 도 4의 (a)에 도시된 바와 같이, n 을 6과 같은 특정값으로 증가시키면 도 4의 (a)에 대쉬라인으로 도시된 바와 같이 ε_1 이 커지게 된다. 이것은 도트라인과 같이 n 이 2로 감소될 때보다 평활 효과가 점진적으로 시작됨을 나타낸다. 따라서 평활 계수 ε_1 을 증가시키면 기어 메쉬 강성이 $0 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 에서 $2.7 \times 10^8 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ 로 갑자기 변경되는 것을 피함으로써

수치 수렴 조건이 향상된다.

- [84] 따라서, 도 4의 (b)는 ε_1 과 n 사이의 관계를 나타낸다. n 이 클수록, $b/2$ 또는 $-b/2$ 로부터 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 수학식 8b 내지 수학식 8e에 기술 된 바와 같이 ε_2 에 기초하여 추정되며, 이로부터 평활 효과가 수학적으로 결정될 수 있다.

[85]

[86] 3.2 평활 함수 모델 비교

- [87] 도 6은 모델 I, II 및 III의 차이점을 보여준다. 첫째, 모델 I은 수학식 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 $-b/2$ 에서 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 수학식 7에서 설명 된 계수 σ_g 에 의해서만 결정되지만, ε_1 과 ε_2 의 위치를 예측하기는 어렵다. 대조적으로, ε_2 가 수학식 8에 의해 정의되는 한 모델 III에 대한 ε_1 은 정확히 추정된다. 또한, ε_1 은 수학식 8c와 수학식 8d의 차수 n 에 따라 결정된다. 따라서 모델 III에서의 평활 효과를 갖는 동적 특성은 모델 I 및 II에서보다 명확하다.

- [88] 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 하모닉의 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 n 은 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, $\delta_2(\max)$, $\delta_2(\text{mean})$ 및 $\delta_2(\min)$ 는 및 주파수 스위핑 (frequency sweeping) 조건에 따라 도 7에 도시 된 바와 같이, 한 주기의 시간 응답에서 각각 $\delta_2(t)$ 의 최대값, 평균값 및 최소값이다.

- [89] 모든 모델에 대한 결과는 서로 잘 연관되어 있다. 또한, 단면 및 양면 진동 충격은

$$\bar{\omega}$$

$$= 0.775 \text{ 및}$$

$$\bar{\omega}$$

$$= 1.175 \text{ 사이에서 분명하게 관찰되었다.}$$

$\bar{\omega}$

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.

- [90] 표 3은 각 평활함수 모델을 사용하여 시뮬레이션의 실현 가능성을 설명한다. $N_{\max} = 6$ 에 따른 비선형 응답은 HBM을 사용하여 성공적으로 시뮬레이션 할 수 있다. 그러나 하모닉의 수가 6 이상으로 증가한 경우 표 3에 나타난 바와 같이, 모델 I 및 II의 경우 σ_g 값만을 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 적응에 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.

- [91] [표3]

하모닉의 수			
	모델 I	모델 II	모델 III
681012	OXXX	OXXX	O000

- [92] 4. 결과

- [93] 4.1 새로운 평활 함수 모델을 이용한 수치 해석과 HBM의 비교

- [94] 도 8은 수치 해석 (NS)을 이용한 시뮬레이션 결과와 주파수 영역에서의 HBM을 비교한 것을 나타낸다. 계산 시간이 비교 될 때, NS는 상향 (또는 하향) 주파수 스윙핑을 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 $\bar{\omega} = 0.8403$ 와 $\bar{\omega} = 1.122$ 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.

- [95] 도 9는 시간 영역에서의 HBM과 NS의 상대 변위를 비교 한 것이다. 도 9(a)는 가진 주파수 $\bar{\omega} = 0.825$ 에서 추정 된 결과를 나타내며, 도 9(b)는 $\bar{\omega}t = 1$ 에서의 결과를 나타낸다. 여기서 $\delta_1(t) = \theta_1(t) - \theta_{ic}(t)$ 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 $b/2$ 에서 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.

[96] 도 10은 $\bar{\omega}=0.825$ 와 $\bar{\omega}=1$ 에서의 두 가지 다른 가진 조건에서의 기어 메쉬 힘 $F_{gu}(t)$ 를 비교 한 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.

[97] 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.

[98] 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 스윙 조건에서 진동 충격 현상을 평가하는 데 여전히 사용할 수 있다.

[99] 4.2 진동 충격에 대한 HBM에서의 ε_2 값의 영향

[100] 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, 수학식 8과 수학식 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 $F_{gu}(\rho_u)$ 는 ϵ_2 가 감소될 때보다 부드럽게 추정된다.

- [101] 도 13은 다른 ϵ_2 로 추정된 $\delta_2(t)$ 의 동적 거동을 비교한다. $\epsilon_2 = 5 \times 10^{-5}$ 및 1×10^{-4} 으로 시뮬레이션되는 것은 $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 의 결과와 불일치하는 것을 나타낸다. $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 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 $\delta_2(\text{Root Mean Square, RMS})$ 은

$$\delta_{2(\text{RMS})} = \sqrt{\frac{1}{m} \left\{ \delta_2^2(t_0) + \delta_2^2(t_1) + \dots + \delta_2^2(t_{m-1}) \right\}}$$

의 관계에 의해서 계산되며, m 은 시간 이력의 한주기 내에서의 이산화된 각 순간별 단계를 나타내는 수이다.

- [102] 도 13의 (a) 및 (b)에 실선으로 나타낸 바와 같이, 진동 충격은 $\bar{\omega} = 0.775$ 와 $\bar{\omega} = 1.175$ 사이에서 발생한다. 그러나 $\bar{\omega} < 0.775$ 이고, $\bar{\omega} > 1.175$ 인 주파수 범위에서 $\delta_2(\max)$ 가 $b/2 = 0.05\text{mm}$ 미만의 값을 가지므로 $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$ 에서의 시뮬레이션 결과는 심각한 불일치를 나타낸다. $\epsilon_2 = 5 \times 10^{-5}$ 및 $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$ 에서의 $\delta_2(\text{RMS})$ 의 결과는 $\bar{\omega} < 0.775$ 및 $\bar{\omega} > 1.175$ 에서 $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 인 경우와 매우 다른 결과를 나타낸다. 도 13(a)에 나타낸 $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-4}$ 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 $\epsilon_2 = 1 \times 10^{-5}$ 으로 추정된다.

- [103] 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.

[104] [표4]

하모닉의 수	ϵ_2
681012	$1 \times 10^{-7} 1 \times 10^{-3} 2 \times 10^{-3} 3 \times 10^{-3}$

[105] 5. 결론

[106] 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.

[107] $N_{\max}$ 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.

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

[109]

[110] 상기 본 발명의 내용은 도면에 도시된 실시 예를 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.

청구범위

- [청구항 1] 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 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.

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

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

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 $k_g(\rho_u - \frac{b}{2})$ (또는 $k_g(\rho_u + \frac{b}{2})$)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 힘이 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 효용성 분석 방법.

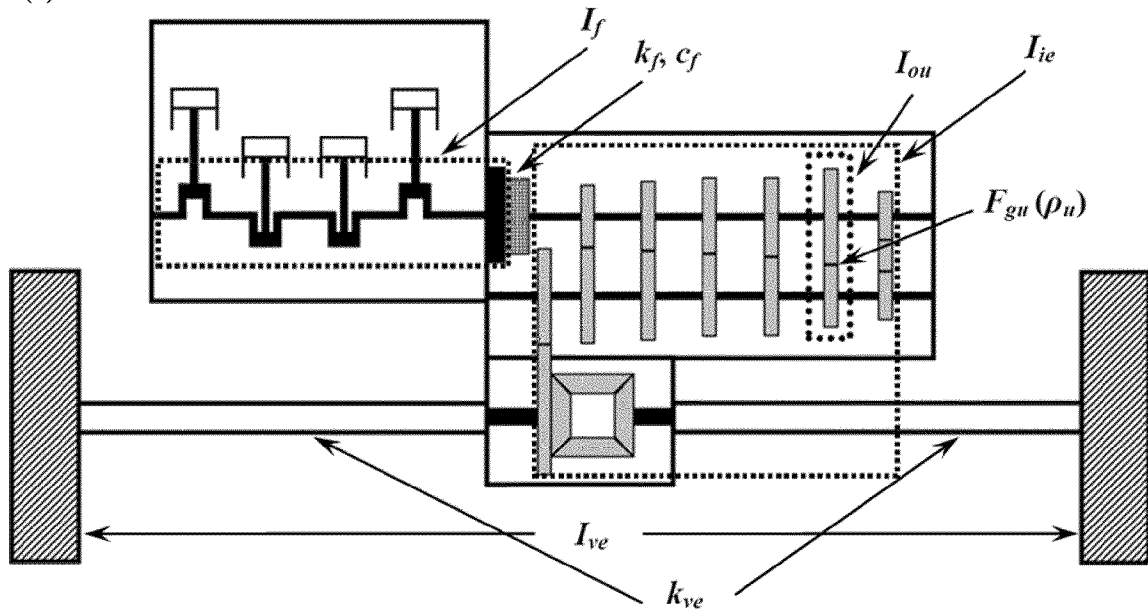
$$\begin{aligned} U_3(\theta_{n1}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1] \\ U_3(\theta_{n1}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{n1}) + 1] \\ U_3(\theta_{p1}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p1}) + 1] \\ U_3(\theta_{p2}) &\cong \frac{1}{2} [\tanh(\sigma_g \theta_{p2})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

여기서, $\theta_{r1} = \rho_u - \frac{b}{2}$, $\theta_{r2} = \rho_u + \frac{b}{2}$, $\theta_{p1} = \rho_u - B_1$, $\theta_{p2} = \rho_u - B_2$,

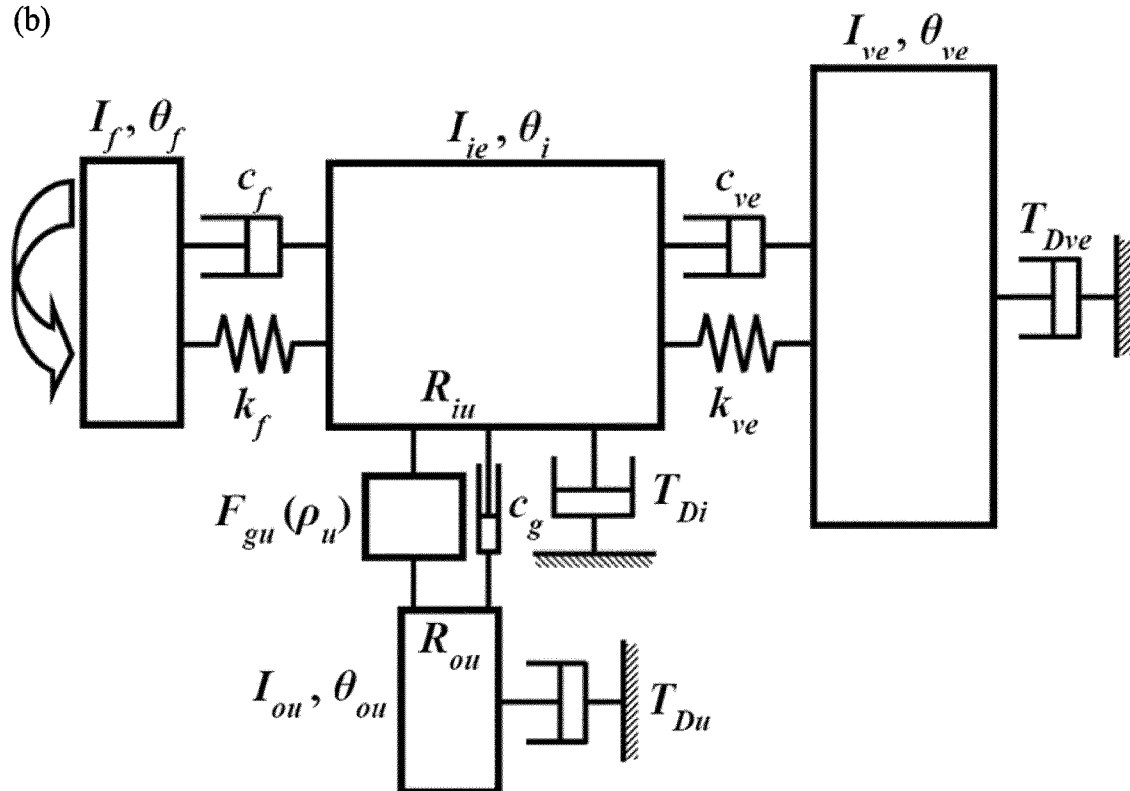
$\theta_{n1} = \rho_u + B_1$ 및 $\theta_{n2} = \rho_u + B_2$ 로 정의될 수 있으며, $U_3(\theta_{n1})$ 은 θ_{n1} 에서의 스텝 함수이며, $U_3(\theta_{p1})$ 은 θ_{p1} 에서의 스텝함수이고, $U_3(\theta_{p2})$ 는 θ_{p2} 에서의 스텝함수임.

[도1]

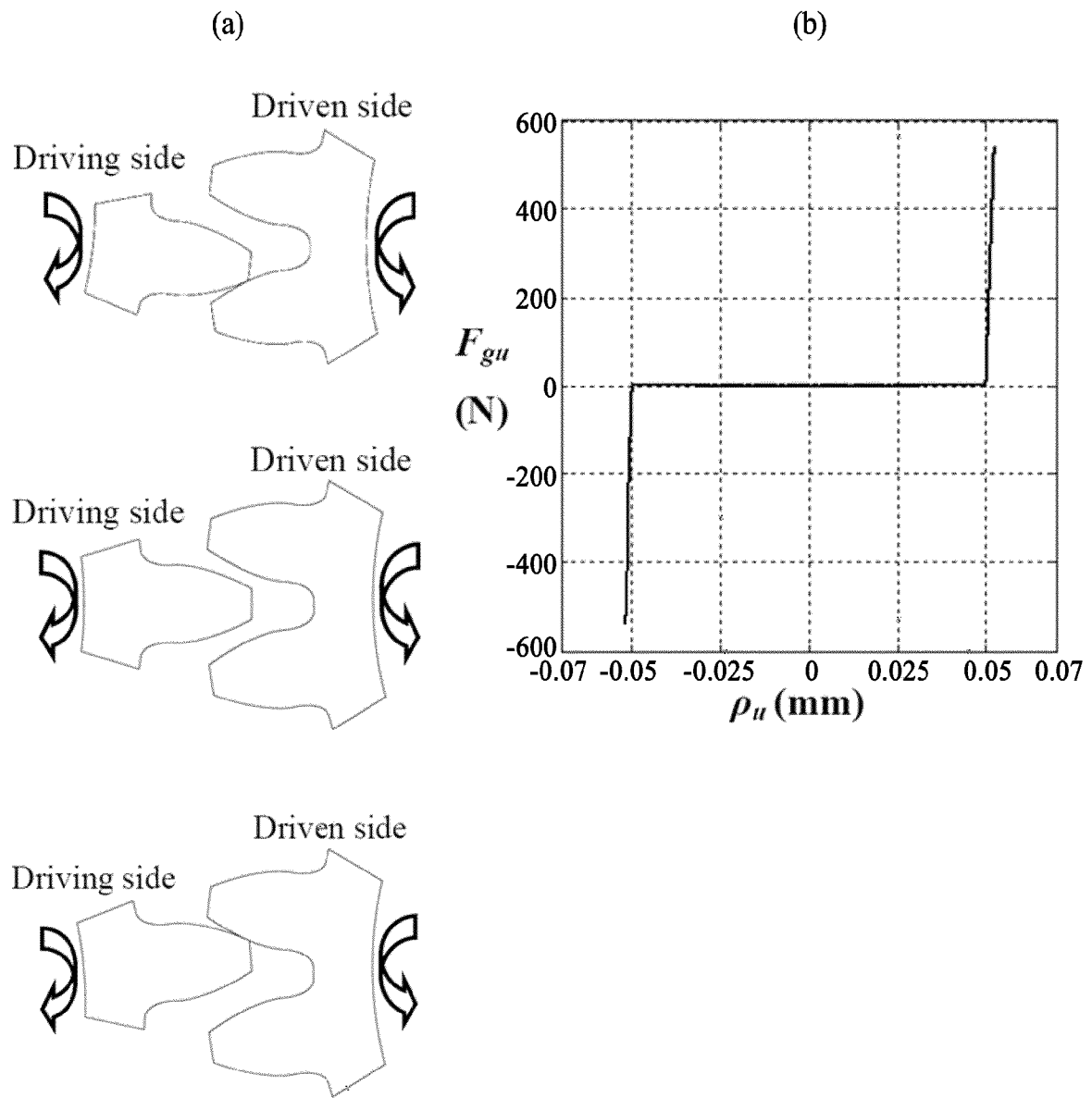
(a)



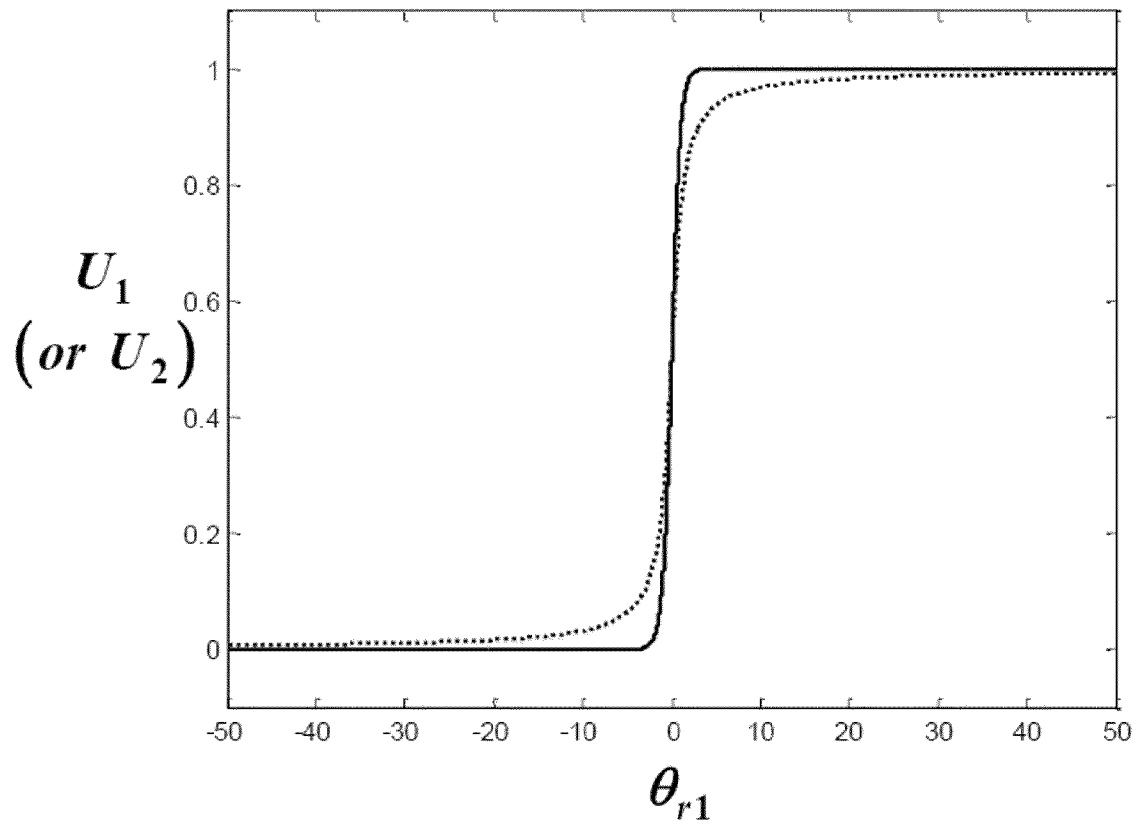
(b)



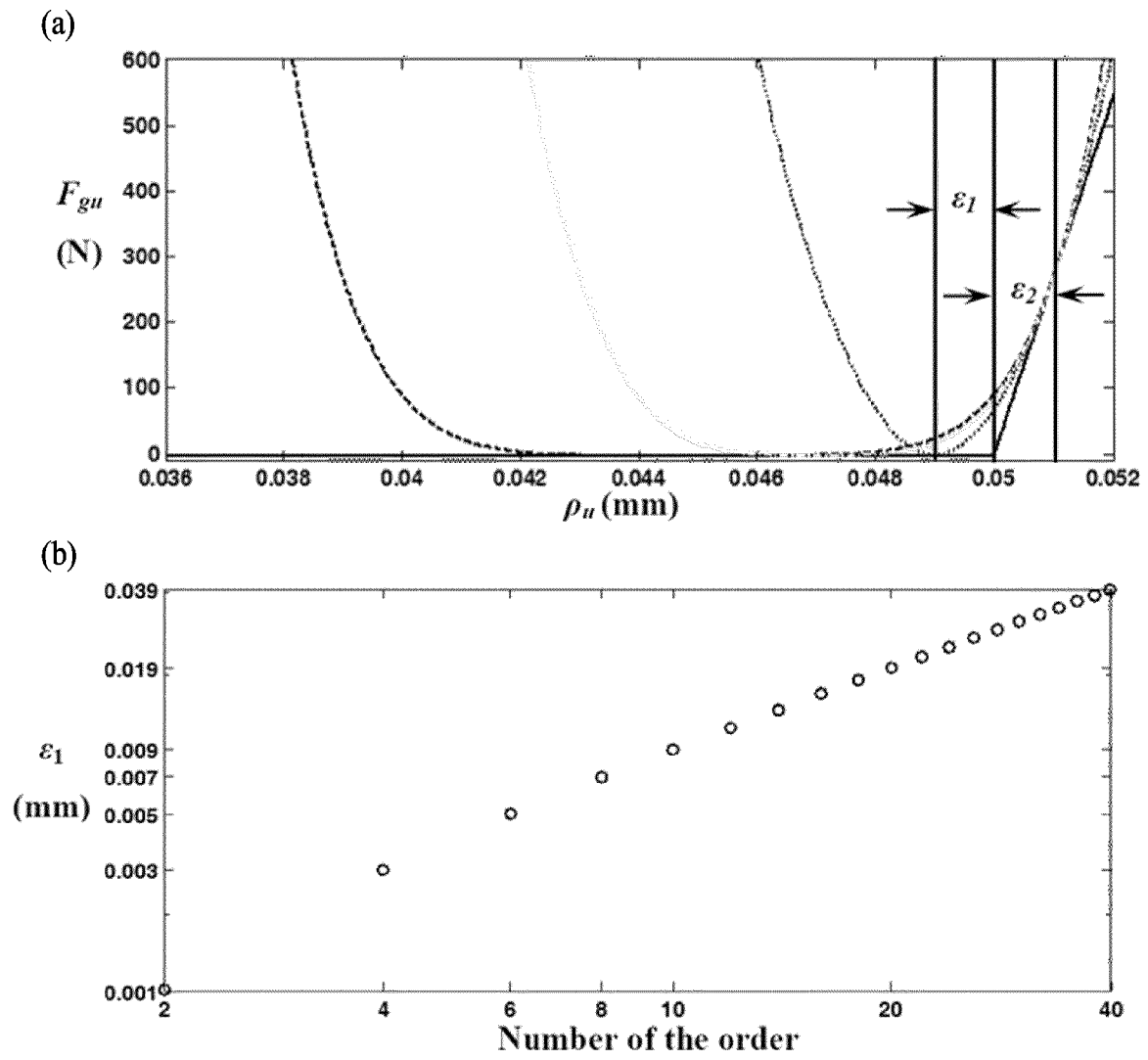
[도2]



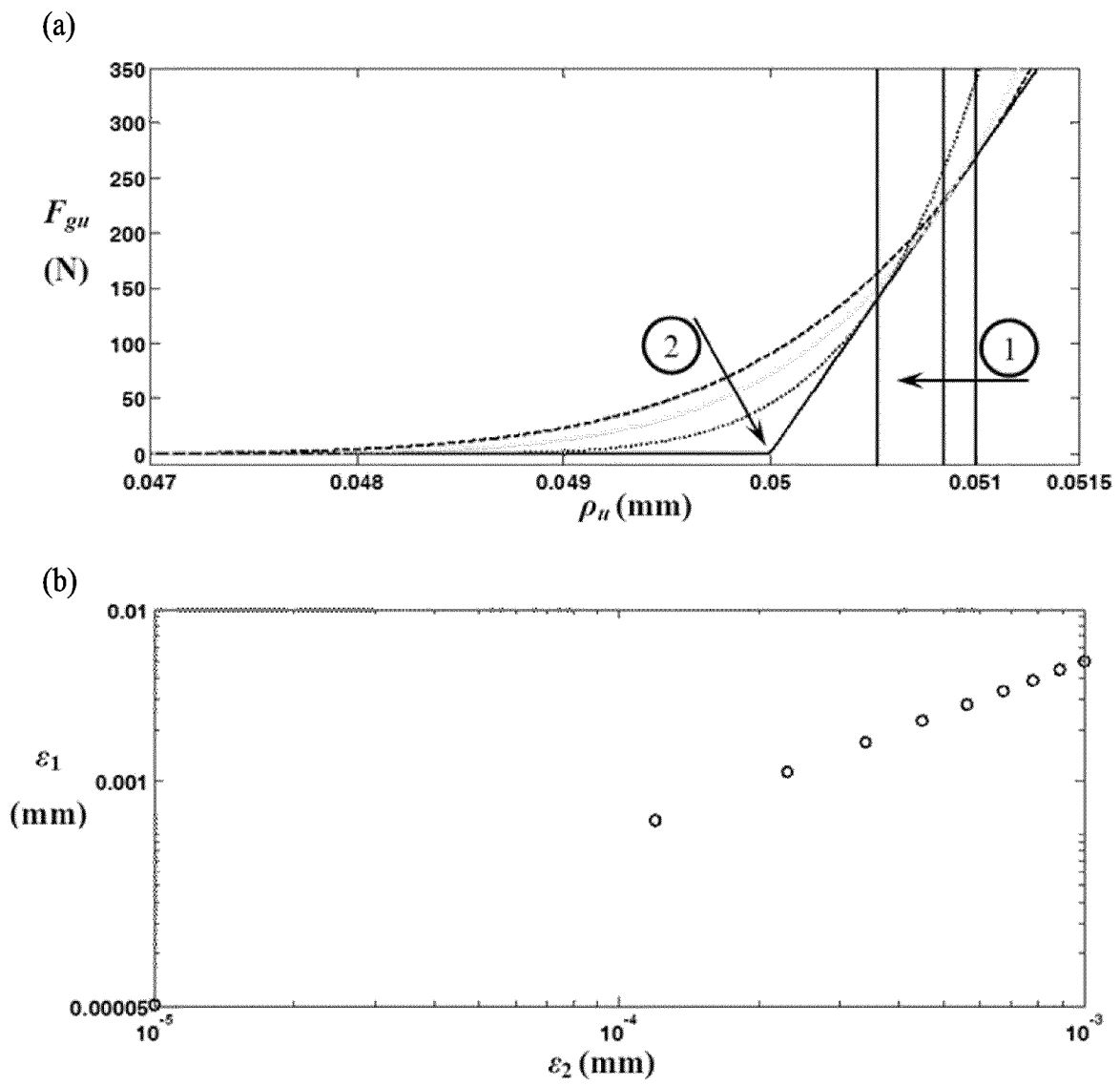
[도3]



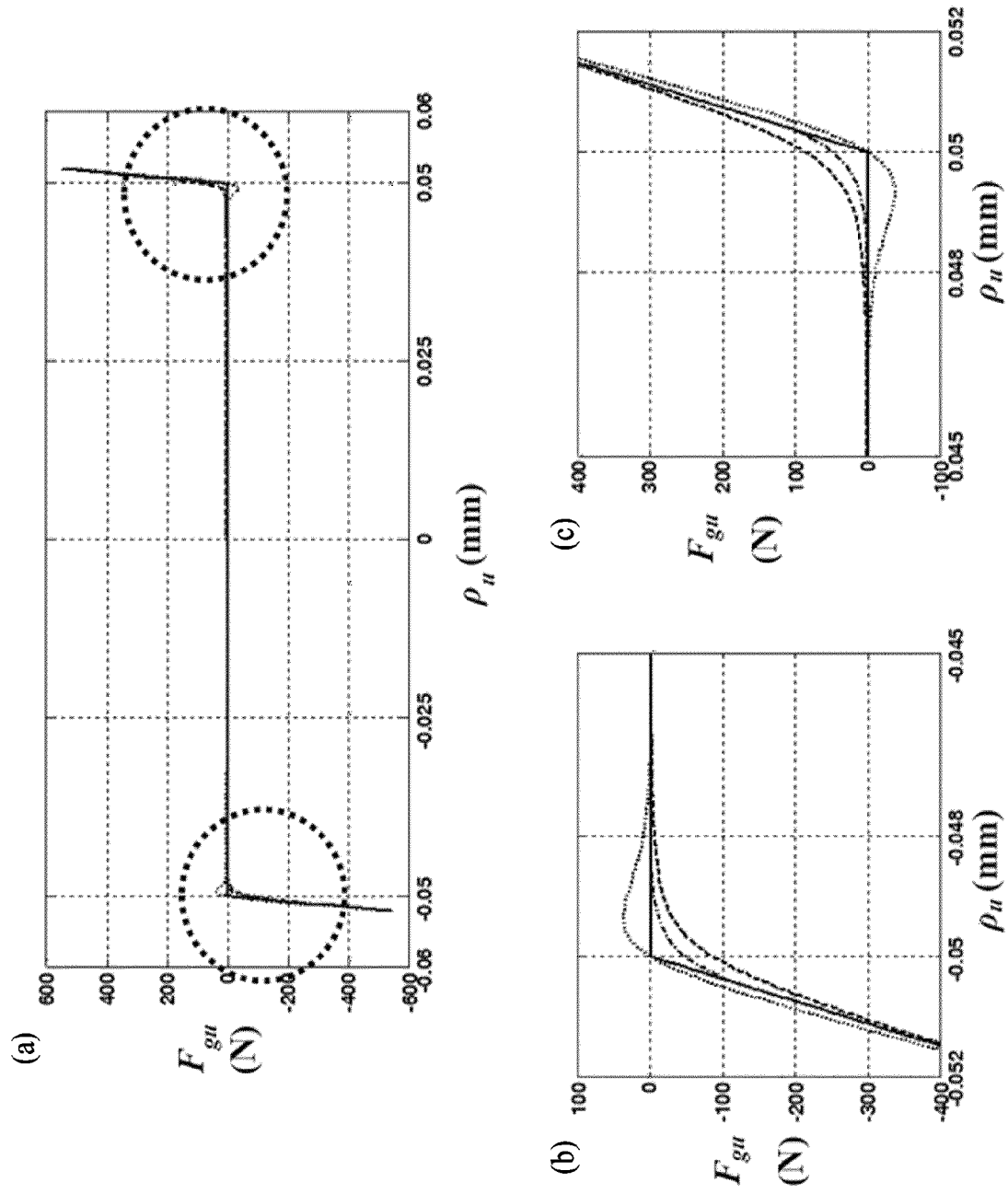
[도4]



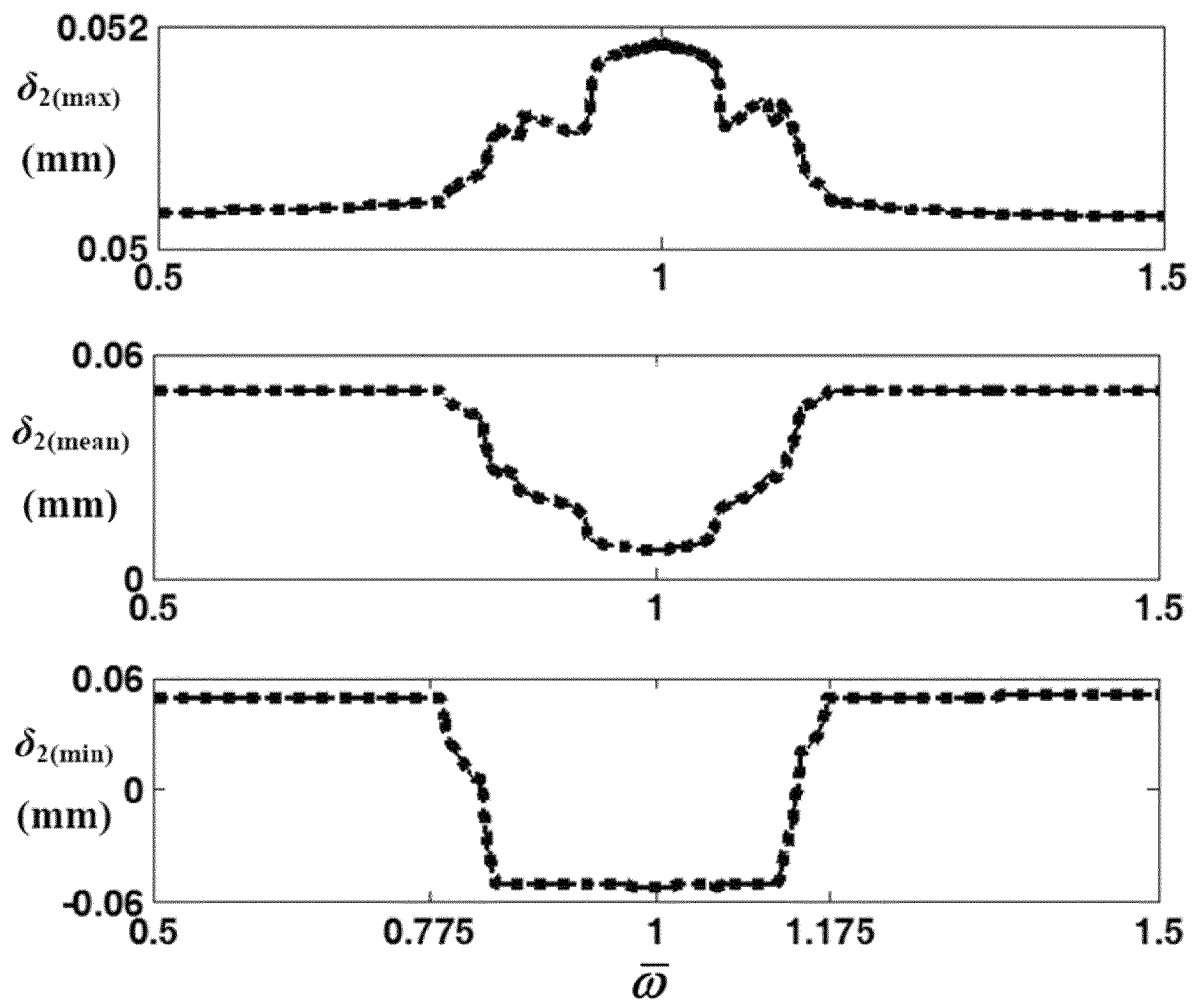
[도5]



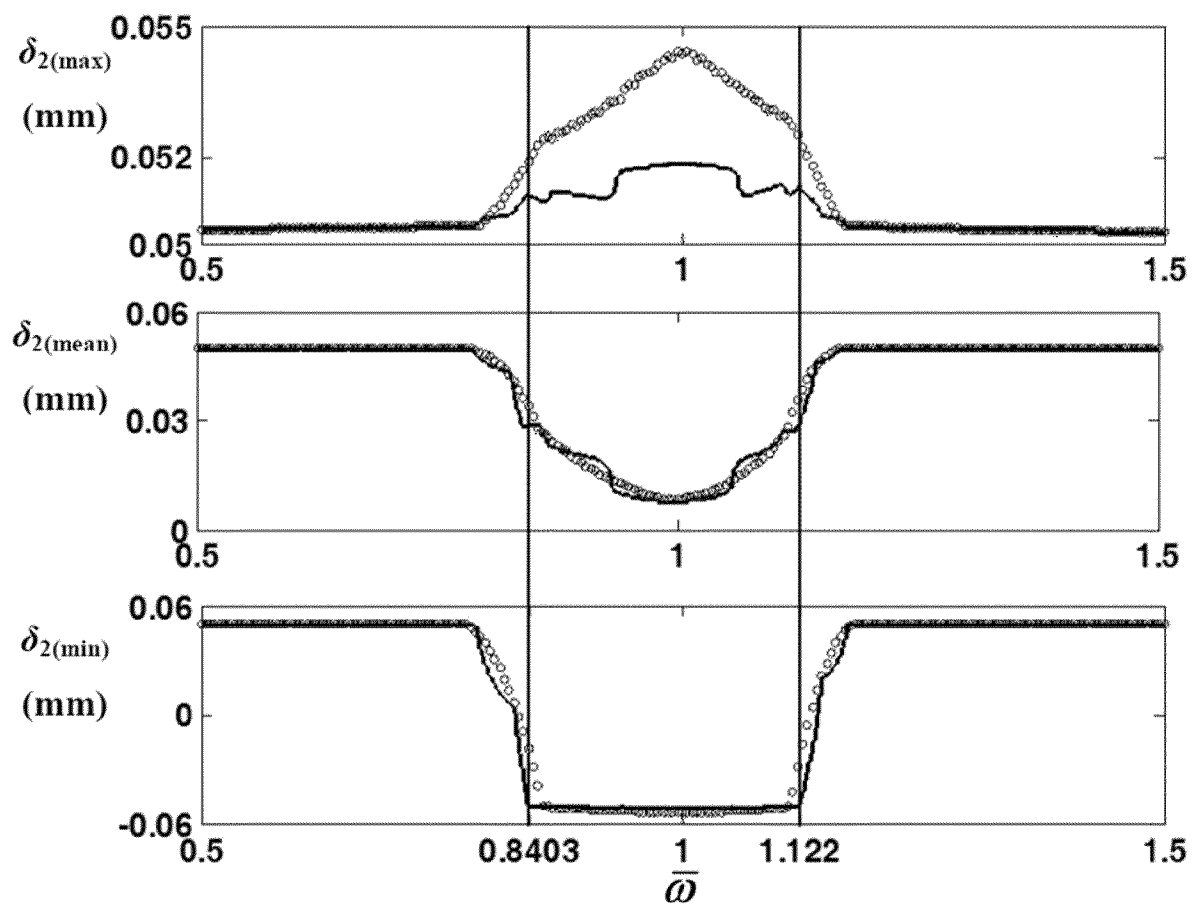
[도6]



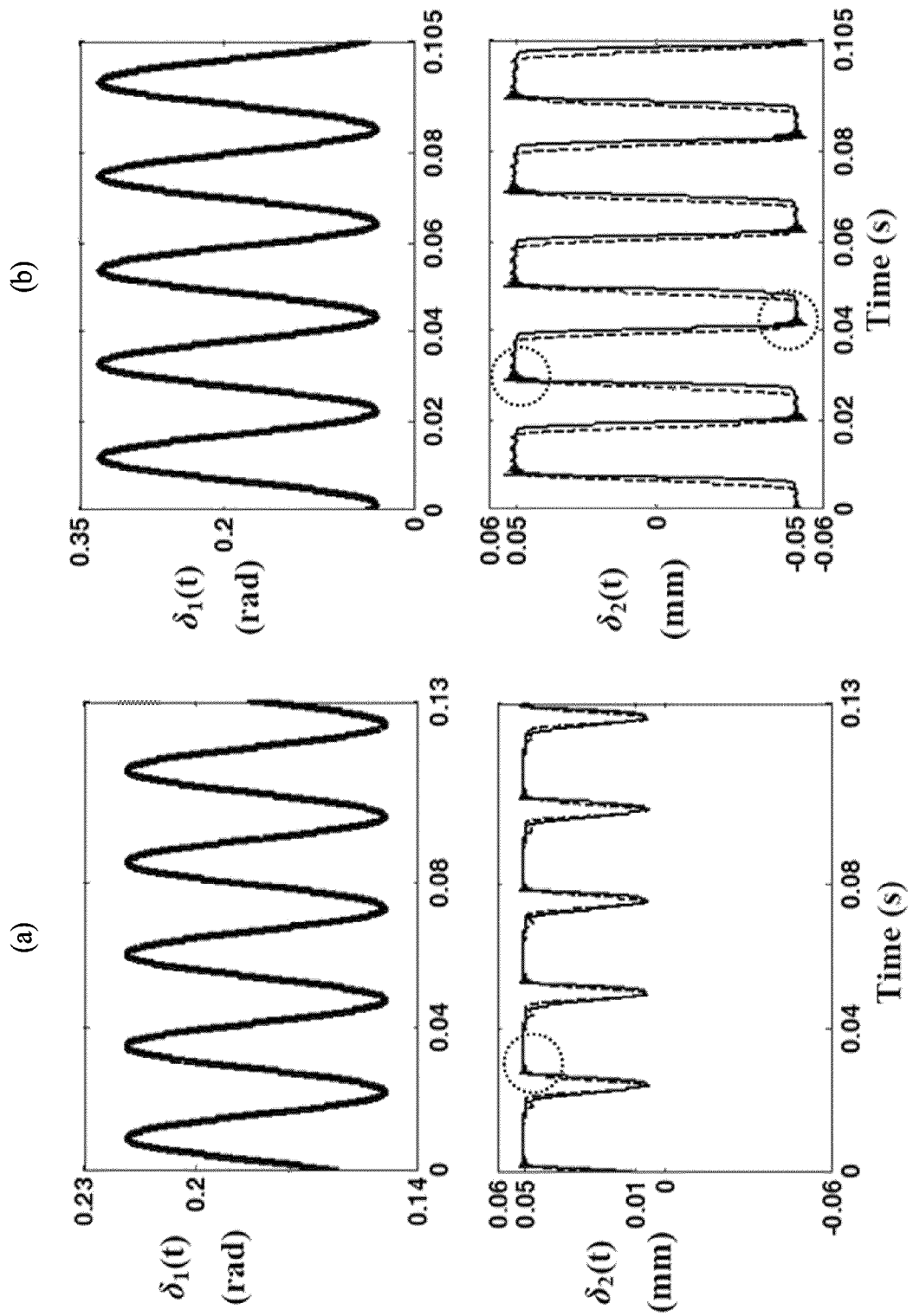
[도7]



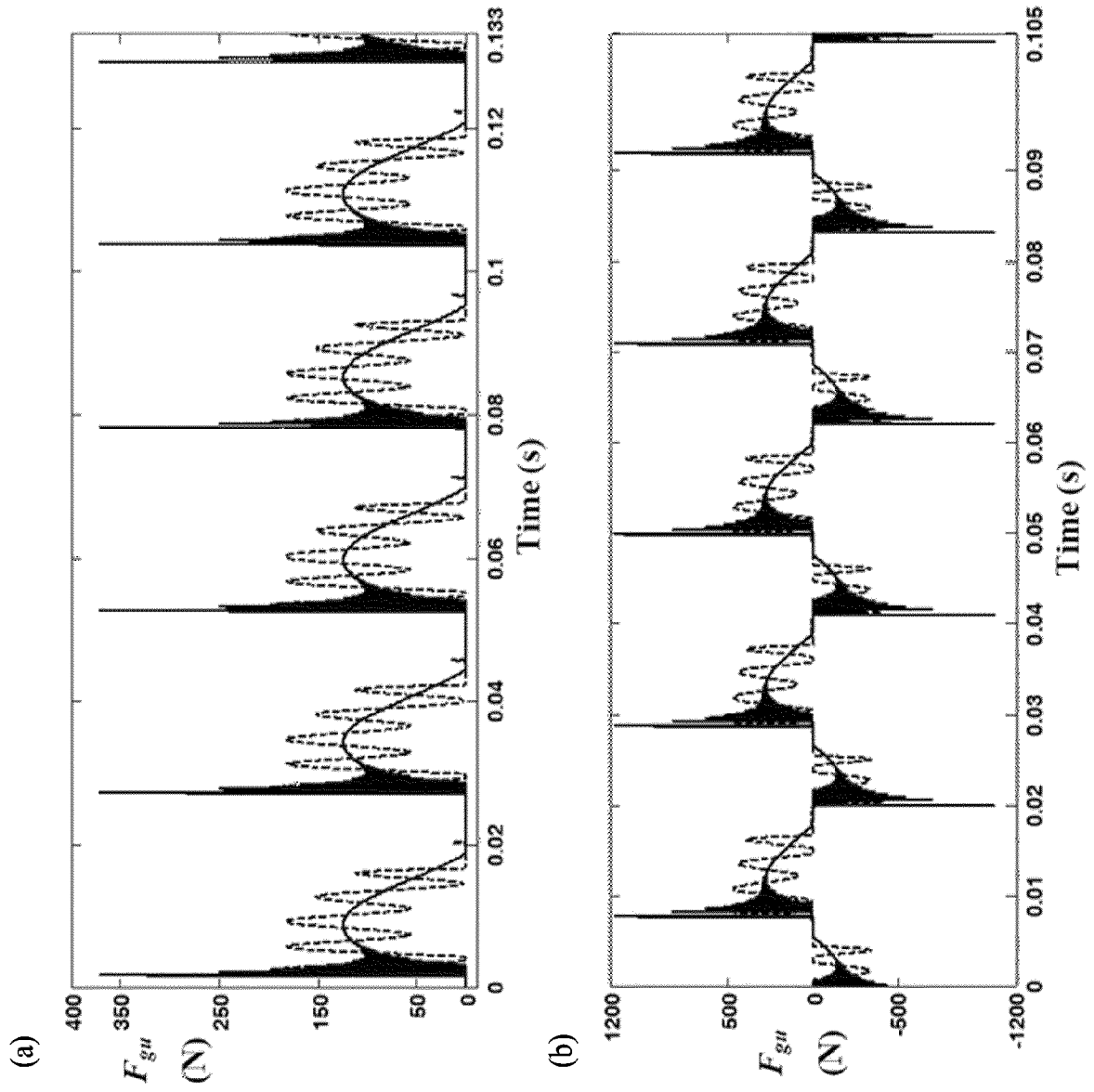
[도8]



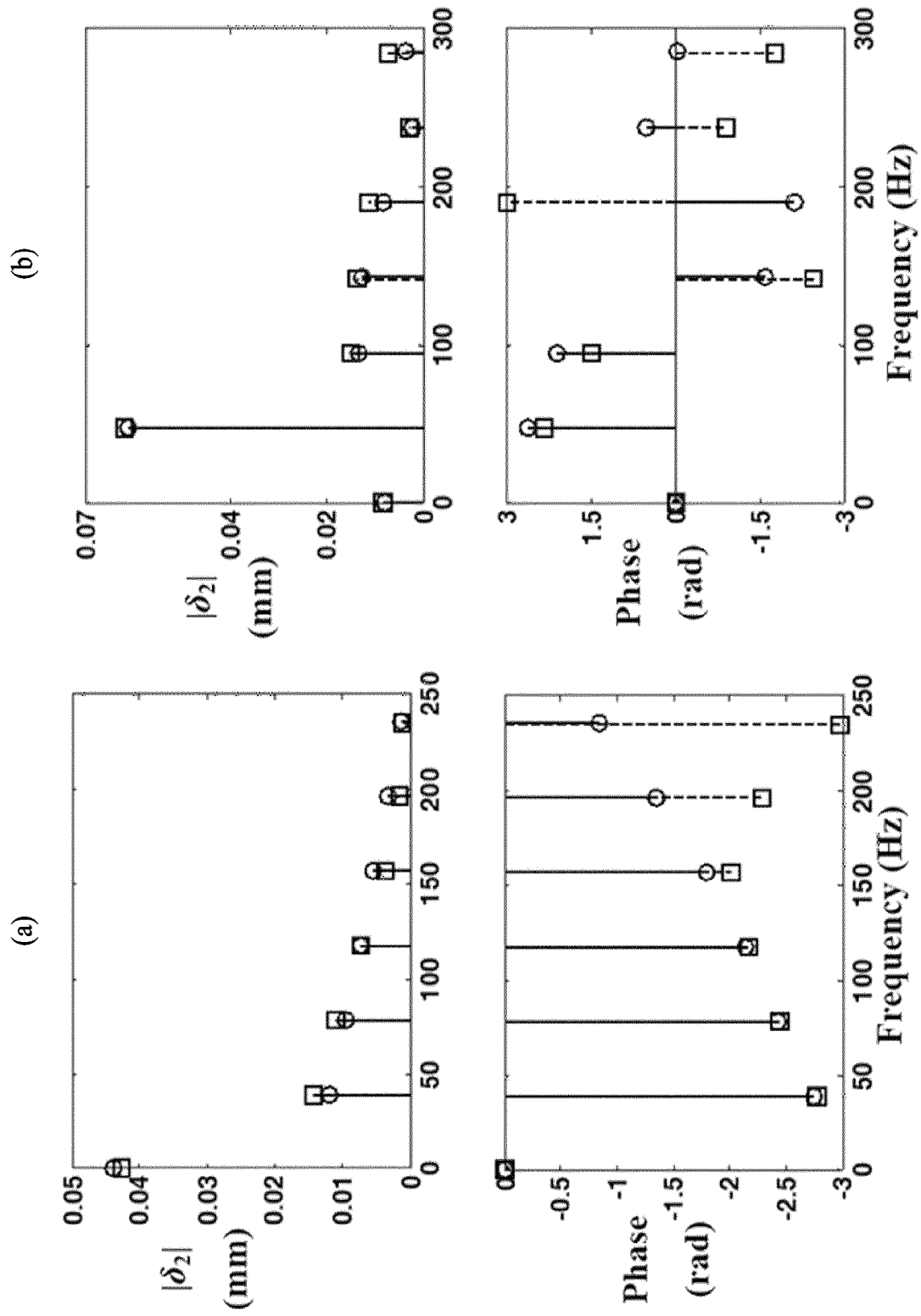
[도9]



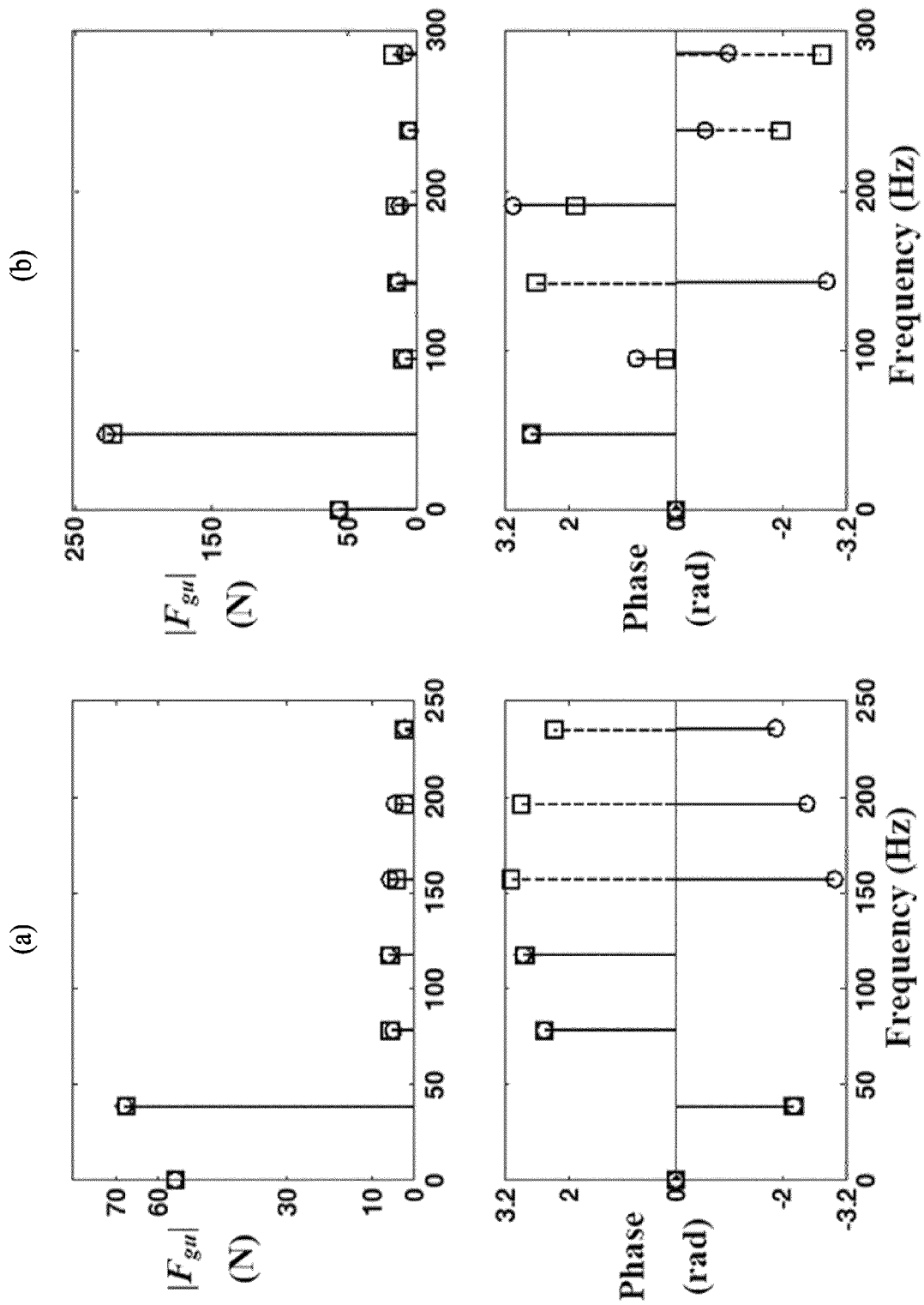
[도10]



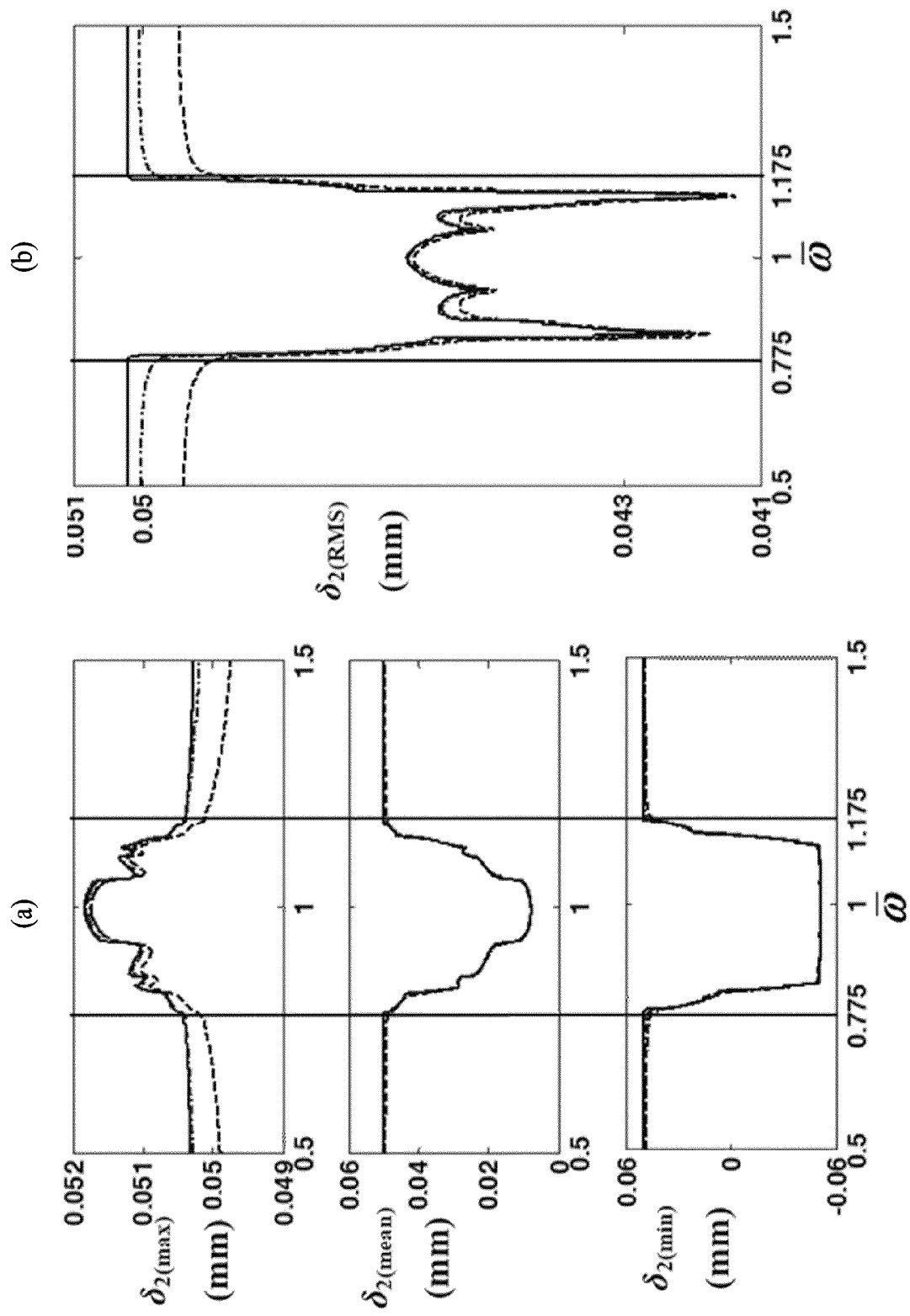
[도11]



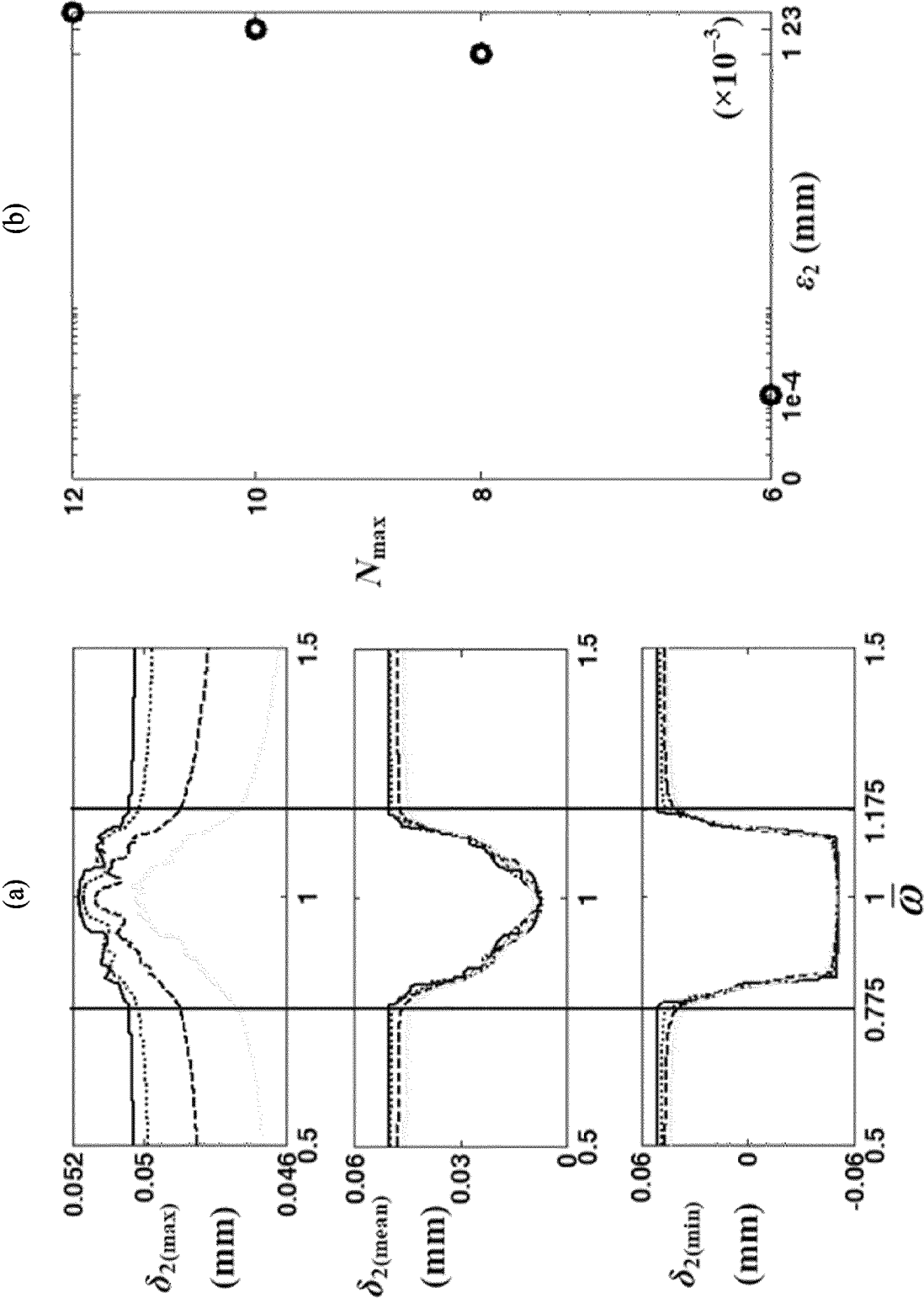
[도12]



[도13]



[도14]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/KR2017/004209

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

G05B 23/02(2006.01)i, G06F 17/10(2006.01)i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

G05B 23/02; G06F 19/00; G06F 17/50; G05B 19/18; G06F 17/10

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Korean Utility models and applications for Utility models: IPC as above

Japanese Utility models and applications for Utility models: IPC as above

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

eKOMPASS (KIPO internal) & Keywords: nth degree polynomial function, smoothing function model, simulation, harmonic balance method, clearance type, non-linear analysis, gear mesh power

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	YOON, Jong-Yun et al., "Effect and Feasibility Analysis of the Smoothing Functions for Clearance-type Nonlinearity in a Practical Driveline System", Springer Science+Business Media Dordrecht 2016, 20 April 2016, Volume 85, Issue 3, pages 1651-1664. See pages 1652, 1656-1657, 1663-1664; and figures 4-5. ※ Document D1 is a document declaring exceptions to lack of novelty in an earlier application.	1-7
Y	GUO, Yi et al., "Dynamic Analysis of Planetary Gears With Bearing Clearance", Journal of Computational and Nonlinear Dynamics [online], 13 June 2012; Retrieved from the Internet: <URL: https://www.researchgate.net/profile/Robert_Parker8/publication/261133717_Dynamic_Analysis_of_Planetary_Gears_With_Bearing_Clearance/links/0c96053359ad3b948f000000/Dynamic-Analysis-of-Planetary-Gears-With-Bearing-Clearance.pdf >. See pages 1-2, 4; and figure 6.	1-5
A		6-7



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search 17 OCTOBER 2017 (17.10.2017)	Date of mailing of the international search report 17 OCTOBER 2017 (17.10.2017)
Name and mailing address of the ISA/KR  Korean Intellectual Property Office Government Complex-Daejeon, 189 Sconsa-ro, Daejeon 302-701, Republic of Korea Facsimile No. +82-42-481-8578	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/KR2017/004209

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	KIM, T.C. et al., "Super- and Sub-harmonic Response Calculations for a Torsional System with Clearance Nonlinearity Using the Harmonic Balance Method", Journal of Sound and Vibration [online], 13 October 2004; Retrieved from the Internet: <URL: https://adl.osu.edu/sites/adl.osu.edu/files/uploads/J132_Kim%20et%20al_JSV_2005.pdf >. See page 967; and figure 1.	1-5
A	KR 10-2011-0005893 A (ROMAX TECHNOLOGY LIMITED) 19 January 2011 See paragraphs [0124]-[0138]; and figure 3.	1-7
A	CN 103971006 A (TSINGHUA UNIVERSITY et al.) 06 August 2014 See paragraphs [0164]-[0165]; and figure 4.	1-7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT
Information on patent family members

International application No.

PCT/KR2017/004209

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member	Publication date
KR 10-2011-0005893 A	19/01/2011	CN 102016736 A	13/04/2011
		CN 102016736 B	16/09/2015
		CN 103398844 A	20/11/2013
		EP 2300887 A2	30/03/2011
		US 2011-0106510 A1	05/05/2011
		WO 2009-133161 A2	05/11/2009
		WO 2009-133161 A3	25/02/2010
CN 103971006 A	06/08/2014	CN 103971006 B	13/06/2017

A. 발명이 속하는 기술분류(국제특허분류(IPC))

G05B 23/02(2006.01)i, G06F 17/10(2006.01)i

B. 조사된 분야

조사된 최소문헌(국제특허분류를 기재)

G05B 23/02; G06F 19/00; G06F 17/50; G05B 19/18; G06F 17/10

조사된 기술분야에 속하는 최소문헌 이외의 문헌

한국등록실용신안공보 및 한국공개실용신안공보: 조사된 최소문헌란에 기재된 IPC

일본등록실용신안공보 및 일본공개실용신안공보: 조사된 최소문헌란에 기재된 IPC

국제조사에 이용된 전산 데이터베이스(데이터베이스의 명칭 및 검색어(해당하는 경우))

eKOMPASS(특허청 내부 검색시스템) & 키워드: n차 다항식 함수, 평활함수 모델, 시뮬레이션, 하모닉 균형 방법, 간극형 태, 비선형해석, 기어 메쉬 힘

C. 관련 문헌

카테고리*	인용문헌명 및 관련 구절(해당하는 경우)의 기재	관련 청구항
X	JONG-YUN YOON 등. 'Effect and feasibility analysis of the smoothening functions for clearance-type nonlinearity in a practical driveline system'. Springer Science+Business Media Dordrecht 2016. 2016.04.20, Volume 85, Issue 3, pages 1651-1664. 페이지 1652, 1656-1657, 1663-1664; 및 도면 4-5 참조. ※ 인용문헌 D1은 선출원에서 공지예외주장을 한 문헌입니다.	1-7
Y	YI GUO 등. 'Dynamic Analysis of Planetary Gears With Bearing Clearance'. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics [online]. 2012.06.13; Retrieved from the Internet: <URL: https://www.researchgate.net/profile/Rober t_Parker8/publication/261133717_Dynamic_Analysis_of_Planetary_Gears_With_Bear ing_Clearance/links/0c96053359ad3b948f000000/Dynamic-Analysis-of-Planetary-Ge ars-With-Bearing-Clearance.pdf>. 페이지 1-2, 4; 및 도면 6 참조.	1-5
A		6-7

☒ 추가 문헌이 C(계속)에 기재되어 있습니다.

☒ 대응특허에 관한 별지를 참조하십시오.

* 인용된 문헌의 특별 카테고리:

“A” 특별히 관련이 없는 것으로 보이는 일반적인 기술수준을 정의한 문헌

“T” 국제출원일 또는 우선일 후에 공개된 문헌으로, 출원과 상충하지 않으며 발명의 기초가 되는 원리나 이론을 이해하기 위해 인용된 문헌

“E” 국제출원일보다 빠른 출원일 또는 우선일을 가지나 국제출원일 이후에 공개된 선출원 또는 특허 문헌

“X” 특별한 관련이 있는 문헌. 해당 문헌 하나만으로 청구된 발명의 신규성 또는 진보성이 없는 것으로 본다.

“L” 우선권 주장에 의문을 제기하는 문헌 또는 다른 인용문헌의 공개일 또는 다른 특별한 이유(이유를 명시)를 밝히기 위하여 인용된 문헌

“Y” 특별한 관련이 있는 문헌. 해당 문헌이 하나 이상의 다른 문헌과 조합하는 경우로 그 조합이 당업자에게 자명한 경우 청구된 발명은 진보성이 없는 것으로 본다.

“O” 구두 개시, 사용, 전시 또는 기타 수단을 언급하고 있는 문헌

“&” 동일한 대응특허문헌에 속하는 문헌

“P” 우선일 이후에 공개되었으나 국제출원일 이전에 공개된 문헌

국제조사의 실제 완료일

2017년 10월 17일 (17.10.2017)

국제조사보고서 발송일

2017년 10월 17일 (17.10.2017)

ISA/KR의 명칭 및 우편주소



대한민국 특허청
(35208) 대전광역시 서구 청사로 189,
4동 (둔산동, 정부대전청사)

팩스 번호 +82-42-481-8578

심사관

변성철

전화번호 +82-42-481-8262



C(계속). 관련 문헌		
카테고리*	인용문헌명 및 관련 구절(해당하는 경우)의 기재	관련 청구항
Y	T.C. KIM 등. 'Super- and sub-harmonic response calculations for a torsional system with clearance nonlinearity using the harmonic balance method' . Journal of Sound and Vibration [online]. 2004.10.13; Retrieved from the Internet: <URL: https://adl.osu.edu/sites/adl.osu.edu/files/uploads/J132_Kim%20et%20al_JSV_2005.pdf >. 페이지 967; 및 도면 1 참조.	1-5
A	KR 10-2011-0005893 A (로맥스 테크놀로지 리미티드) 2011.01.19 단락 [0124]-[0138]; 및 도면 3 참조.	1-7
A	CN 103971006 A (TSINGHUA UNIVERSITY 등) 2014.08.06 단락 [0164]-[0165]; 및 도면 4 참조.	1-7

국제조사보고서에서 인용된 특허문헌	공개일	대응특허문헌	공개일
KR 10-2011-0005893 A	2011/01/19	CN 102016736 A CN 102016736 B CN 103398844 A EP 2300887 A2 US 2011-0106510 A1 WO 2009-133161 A2 WO 2009-133161 A3	2011/04/13 2015/09/16 2013/11/20 2011/03/30 2011/05/05 2009/11/05 2010/02/25
CN 103971006 A	2014/08/06	CN 103971006 B	2017/06/13