

<논문> SAE NO. 953717

## 자동차 공회전시 기어래틀과 클러치 비틀림특성에 대한 연구

### A Study for a Automotive Neutral Gear Rattle and the Clutch Torsional Characteristics

홍 동 표,\* 정 태 진,\*\* 태 신 호\*\*\*  
D.P.Hong, T.J.Chung, S. H. Tae

#### ABSTRACT

Gear rattle is a source of vibration and noise in automotive gearbox casing and generally occurs at or near system resonant frequencies. The neutral gear rattle of the gearbox is affected by the stiffness and hysteresis torque in the clutch disk and drag torque determining balancing point of the clutch disk operating range. The experiment is carried out in the pre-damper type clutch and a manual transmission of a automobile equipped for inline four-sylinder four-cycle 1.5L MPI engine and the computer simulation is executed by 5th order Runge-Kutta method. The results of the simulation analysis and experimental studies show the dynamic behavior of clutch and a phenomenon of the neutral gear rattle with respect to drag torque and torsional characteristics of the clutch.

주요기술용어 : Manual Transmission(수동 변속기), Torsional Characteristic(비틀림 특성), Balancing Point(평균 작동점), Neutral Gear Rattle(중립 래틀), Drag Torque(저항 토크)

#### 기 호 설 명

- |   |                                |
|---|--------------------------------|
| $J_1$ : 엔진과 클러치의 등가 질량 관성모멘트              | $H$ : 클러치 히스테리시스               |
| $J_2$ : 클러치허브, 인풋기어의 등가 질량 관성모멘트          | $D$ : 기어박스의 드래그 토크             |
| $J_3$ : 카운터기어의 등가 질량 관성모멘트                | $T(t)$ : 엔진 토크                 |
| $\phi_b$ : 기어 백레쉬 변위                      | $\theta_1$ : 엔진 플라이 휘일의 회전각 변위 |
| $K_r$ : 한쌍의 기어이빨이 서로 접촉할 때의 등가 비틀림 스프링 상수 | $\theta_2$ : 인풋기어의 회전각 변위      |
|   | $\theta_3$ : 카운터기어의 회전각 변위     |
|   | $R_2$ : 인풋기어의 피치원 반경           |
|   | $R_3$ : 카운터기어의 피치원 반경          |

\* 정회원, 전북대학교 정밀기계공학과  
\*\* 정회원, 군산대학교 기계설계학과  
\*\*\* 전북대학교 대학원

### 1. 서 론

자동차 연구는 에너지 절약 차원에서 차량의 경량화 및 저연비성능을 향상시키는 방향으로 이루어졌다. 이것은 자동차 동력전달계의 크기와 무게를 감소시키는 요인이 되어, 엔진실린더수 감소 및 동력전달계 부품의 관성이 감소되었다. 그러나 이러한 연구는 저연비성능을 향상시킨 반면 동력전달계에서의 소음과 진동을 더 쉽게 초래하여 승차감을 저하시킨다. 동력전달계의 소음과 진동은 엔진의 비주기성과 불균일한 토크 발에 의해서 발생된다. 특히 동력전달계의 기어박스 케이싱에서 발생하는 래틀노이즈는 승객에 불쾌한 느낌을 준다. 래틀은 자동차 공회전시와 주행시에 기어박스에서 기어쌍의 백래쉬에 의해서 발생되는데, 특히 공회전시 래틀에 대하여 많은 연구가 수행되고 있다. 이것은 주행시의 래틀보다 공회전시의 래틀이 차내소음에 많은 영향을 미치기 때문이다. 공회전시 래틀에 대한 연구는 엔진 연소특성, 클러치의 관성과 비선형 댐퍼특성, 그리고 기어박스 관성과 기어비, 백래쉬에 따른 기어이빨의 충돌특성에 대한 지식과 이러한 특성에 따른 진동현상에 대한 이해를 필요로 한다. 이것을 바탕으로 동력전달계 비틀림진동에 대한 시뮬레이션을 수행하여 시스템의 다양한 인자들의 변화에 따른 진동현상을 분석함으로써 실험에 소요되는 비용과 시간을 절약할 수 있다.

T.Sakai<sup>1)</sup> 등은 자동차 수동변속기 래틀의 이론과 실험분석을 통하여 클러치 디스크의 비틀림특성을 최적화함에 의해서 래틀을 줄일 수 있다는 가능성을 보여주었다. Fujimoto, Ohnuma<sup>2,3)</sup> 등은 자동차 수동변속기의 공회전시 래틀에 대한 실차 실험과 비선형 비틀림진동 시스템의 시뮬레이션을 수행하여 래틀에 대한 생성메카니즘과 특성을 해석적으로 체계화 하였다. Sakai, Seaman<sup>4,5,6)</sup> 등은 종동기어의 관성토크와 드래그토크의 비교를 통하여 래틀의 초기 발생 시점을 확립하였다. 최근에 Singh<sup>7,8)</sup> 등은 공회전시 기어래틀 문제를 해결하기 위해 선형과 비선형 수학적 모델을 구성하여, 래틀 발생 기준과 클러치, 플라

이휠, 드래그토크가 래틀에 미치는 영향을 연구하였다. 이러한 연구를 통하여 볼 때 클러치 디스크의 비틀림 특성에 대한 연구는 동력전달계의 비틀림진동과 공회전시 맞물려 회전하는 기어쌍의 충돌에 의한 중립래틀(neutral gear rattle)과 주행시 기어박스과 차동장치에서의 구동기어와 종동기어의 충돌에 의한 구동래틀(drive gear rattle) 문제를 해결할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 기존의 연구에서 확립된 이론을 바탕으로 실차실험과 시뮬레이션을 수행하여 기어박스 중립상태에서 클러치가 기어박스 래틀에 영향을 미칠수 있는가를 실험적으로 확인하고 클러치 디스크의 정적처짐을 발생시키는 드래그토크(drag torque), 클러치 설계 인자인 비틀림 강성과 히스테리시스에 따른 클러치의 동적거동과 기어박스 래틀노이즈의 발생 원인을 살펴 보고자 한다.

### 2. 공회전시 동력전달계의 모델링

기어래틀은 계의 고유진동수 부근에서 발생하는 비선형 정상상태 진동문제이다. 이것은 동력전달계의 비틀림모드와 기어박스에서의 기어쌍의 충돌에 의한 비틀림 진동의 진폭과 연관되어 있다. 또한 기어박스 중립상태에서의 래틀 노이즈는 엔진 플라이휠, 클러치, 기어박스로 구성되는 계의 응답 함수이다. 따라서 동력전달계의 동적인 거동을 해석함으로써 래틀문제를 해결할 수 있다. Fig.1은 동력전달계의 동적인 거동을 해석하기 위한 3자유도 모델링으로 엔진플라이휠, 클러치, 기어박스 인풋, 카운트 샤프트로 이루어져 있다. 이와 같은 물리적인 모델링은 본

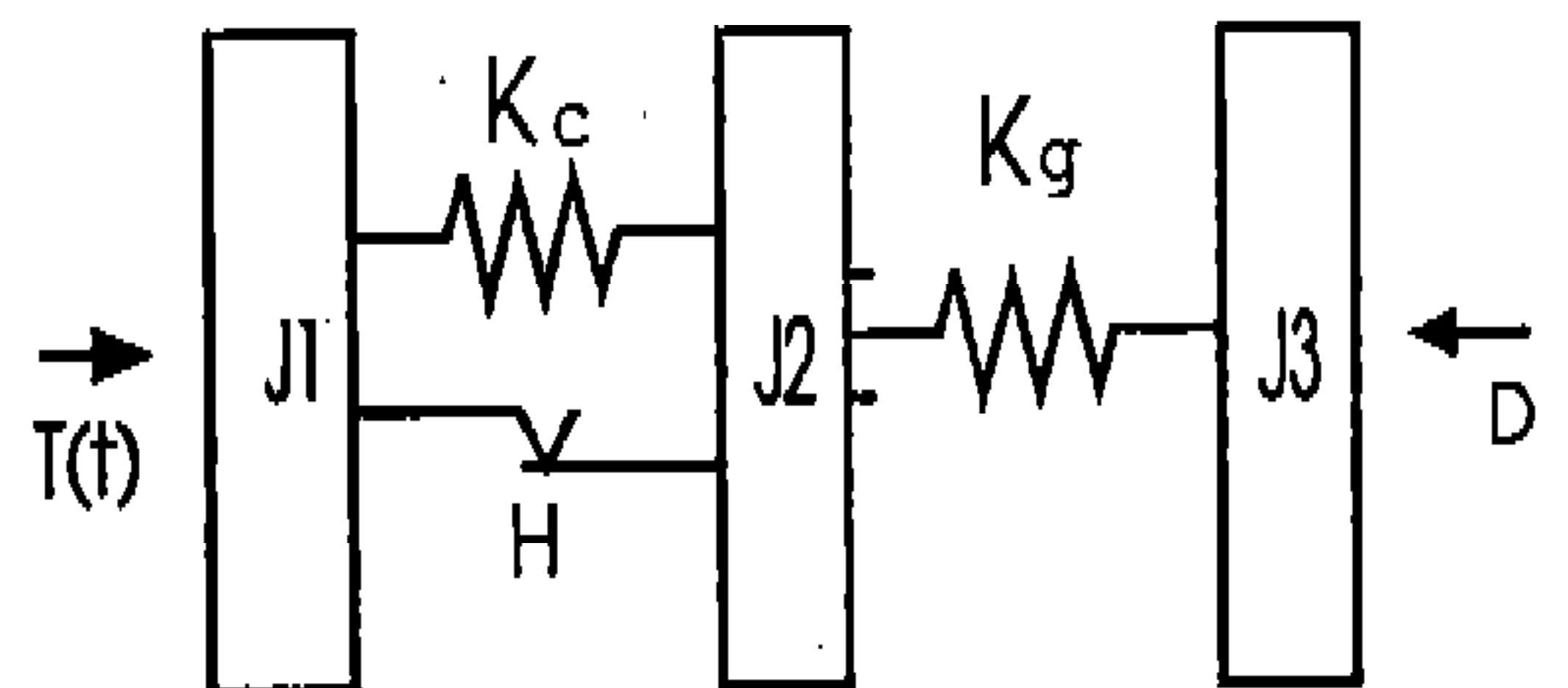


Fig.1 Simulation model

논문에서 수행되는 연구와 관련하여 두가지 문제점을 고려하여 모델링 되었다. 첫번째는 클러치 허브댐퍼의 동적특성과 연관된 동력전달계의 비틀림 변형모드와 관련된 문제점이고, 두번째는 기어들의 백래쉬로 인해 발생하는 기어쌍의 충돌과 관련된 것이다. 이러한 모델링을 통하여 기어이빨의 충격에 따른 래들의 발생단계와 래들이 존재하는 동안 계의 비선형 동적거동을 예측할 수 있다.

2.1 운동방정식

Fig.1의 모델링은 네가지 전제조건에 의해서 수행되어진다.

1) 클러치허브 아웃풋(clutch hub output)과 인풋샤프트(input shaft)은 공차(clearance)가 작은 스플라인(spline)으로 연결되어 있어 무시할 수 있다. 또한 중립래들 문제의 연구에서 선형 분석을 통한 모달데이터<sup>8)</sup>로 부터 클러치허브 아웃풋은 기어박스 인풋샤프트의 모달변위와 같으므로  $J_2$ 에 포함된다.

2) 엔진플라이휠의 관성모멘트는 다른 부분의 관성모멘트에 비해서 상당히 크다. 이것은 엔진이 클러치를 통하여 기어박스의 인풋샤프트, 그리고 카운트샤프트(count shaft)상의 자유기어(free gear)와 연결되어, 이 요소들과 함께 회전하는 회전하지 않는간에 관계없이 플라이휠에서의 진동은 똑같이 나타난다. 따라서 엔진을 하나의 가진기처럼 고려할 수 있다.

3) 중립상태에서의 소음은 자동차는 멈추어 있고 엔진은 공회전 영역에서 회전하며, 기어박스는 중립위치에 있을 때 클러치와 기어박스에서 발생한다. 이때 엔진의 하우징(housing)과 기어 박스는 고정되어 있다. 이 고정된 하우징에 대하여 크랭크샤프트, 인풋샤프트, 자유기어 등은 회전하는 요소들로 이 모델의 회전체를 형성한다.

4) 중립상태에서는 인풋샤프트상에서의 자유기어, 아웃풋샤프트, 휠샤프트(wheel shaft), 드라이브라인(driveline), 차동장치는 회전하지 않는다.

$$J_1\ddot{\theta}_1 + f(\theta_{12}) + h(\theta_{12}, \dot{\theta}_{12}) = T(t) \quad (1)$$

$$J_2\ddot{\theta}_2 - f(\theta_{12}) - h(\theta_{12}, \dot{\theta}_{12}) + R_2K_g g(x) = 0 \quad (2)$$

$$J_3\ddot{\theta}_3 - R_3K_g g(x) = -D \quad (3)$$

$$\theta_{12} = \theta_1 - \theta_2, \quad x = R_2\theta_2 - R_3\theta_3$$

$$T(t) = T_m + \sum T_{bj} \sin(w_j t + \alpha_j) \quad j=1, 2, \dots,$$

$$f(\theta_{12}) = \begin{cases} K_2(\theta_{12} - \phi_1) + K_1\phi_1 & \phi_1 < \theta_{12} \leq \phi_2 \\ K_1\theta_{12} & -\phi_3 \leq \theta_{12} \leq \phi_1 \\ K_2(\theta_{12} + \phi_3) - K_1\phi_3 & -\phi_4 < \theta_{12} < \phi_3 \end{cases}$$

$$h(\theta_{12}, \dot{\theta}_{12}) = \begin{cases} h_2 \dot{\theta}_{12} > 0 \\ -h_2 \dot{\theta}_{12} < 0 \end{cases} \quad \theta_{12} > \phi_1 \text{ or } \theta_{12} < -\phi_3$$

$$\begin{cases} h_1 \dot{\theta}_{12} > 0 \\ -h_1 \dot{\theta}_{12} < 0 \end{cases} \quad -\phi_3 < \theta_{12} < \phi_1$$

$$g(x) = \begin{cases} x - \phi_b & \phi_b < x \\ x & -\phi_b \leq x \leq \phi_b \\ x + \phi_b & x < -\phi_b \end{cases}$$

여기서

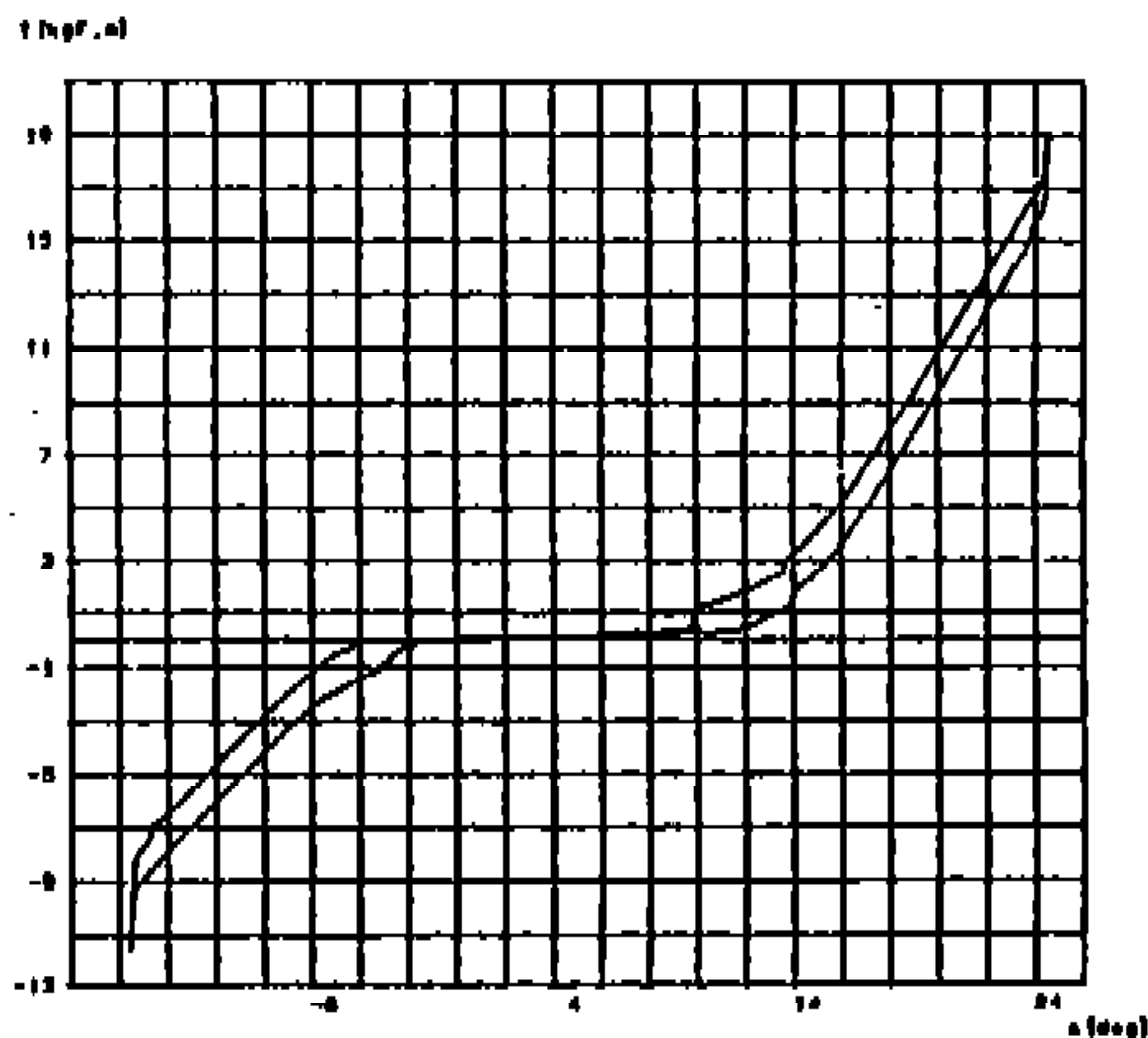
- $J_1$  : 커넥팅로드, 크랭크샤프트, 엔진플라이휠, 클러치커버, 클러치디스크를 포함한 등가 질량 관성모멘트
- $J_2$  : 클러치허브, 인풋기어의 등가 질량 관성모멘트
- $J_3$  : 카운터기어의 등가 질량 관성모멘트
- $K_1$  : 클러치 프리댐퍼 비틀림 스프링 상수
- $K_2$  : 클러치 메인댐퍼 비틀림 스프링 상수
- $h_1$  : 클러치 프리댐퍼 히스테리시스
- $h_2$  : 클러치 메인댐퍼 히스테리시스
- $K_g$  : 한쌍의 기어이빨이 서로 접촉할 때의 등가 비틀림 스프링 상수
- $D$  : 기어박스의 드래그토크
- $T(t)$  : 엔진 토크
- $T_m$  : 엔진 평균토크
- $T_{bj}$  : j차 조화항에서의 변동토크
- $w_j$  : j차 조화항의 각 진동수

- $a_j$  :  $j$ 차 조화항에서의 위상각
- $\phi_b$  : 기어 백래쉬 변위
- $\theta_1$  : 엔진플라이휠의 회전각 변위
- $\theta_2$  : 인풋기어의 회전각 변위
- $\theta_3$  : 카운터기어의 회전각 변위
- $R_2$  : 인풋기어의 피치원 반경
- $R_3$  : 카운터기어의 피치원 반경

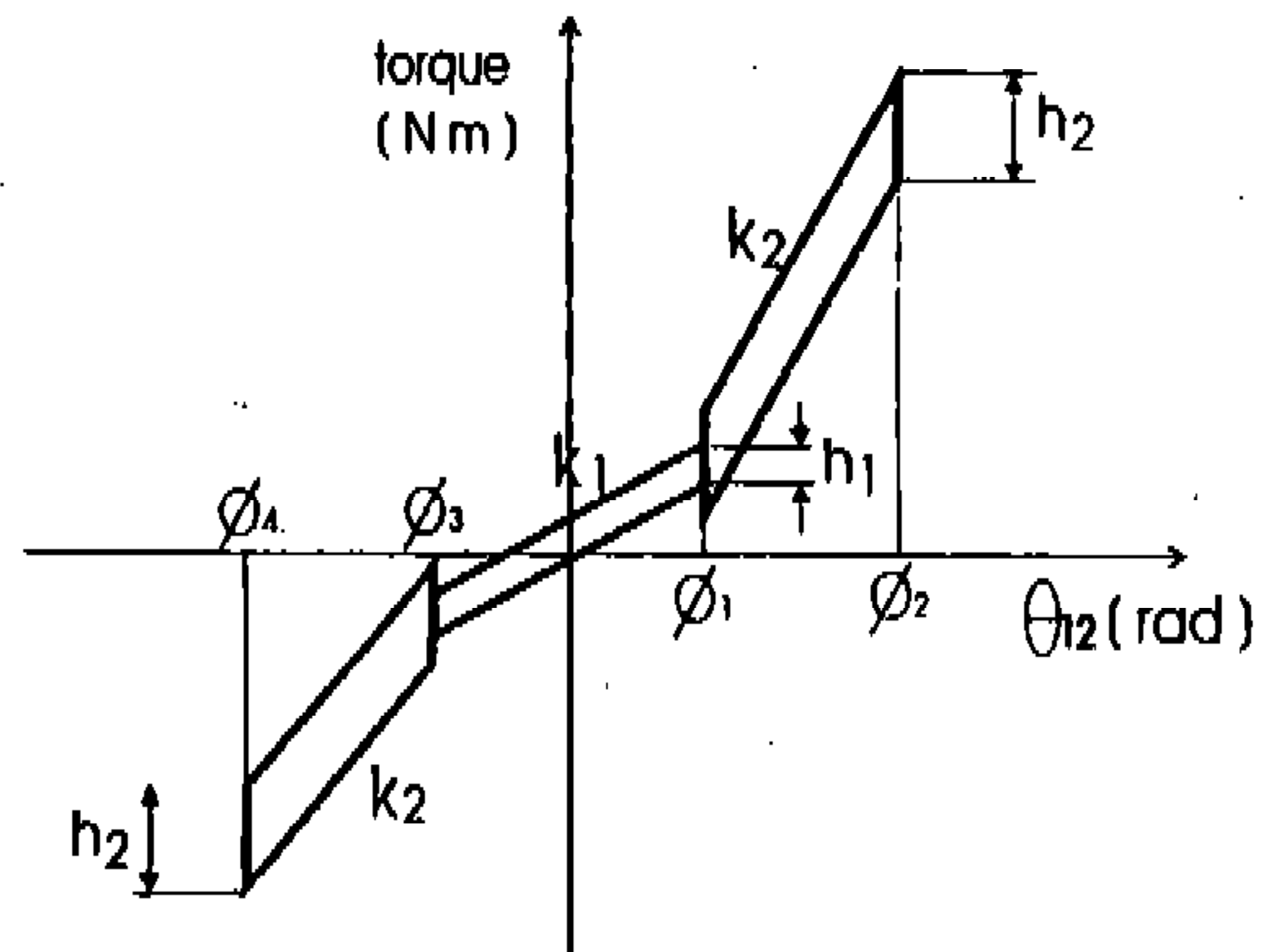
2.2 클러치 모델링

일반적으로 클러치는 엔진토크의 전달과 자동차의 소음과 진동을 최소화하기 위한 비틀림댐퍼 특성을 갖고 있다. Fig.2는 실험으로부터 구한

클러치의 비틀림특성과 시뮬레이션에 사용될 클러치 모델링을 보여주고 있다. 이 클러치는 프리댐퍼(pre-damper)와 메인댐퍼(main damper)를 갖는 이단 비선형 비틀림 댐퍼 특성을 보여준다. 클러치는 크게 클러치 페이스(clutch facing), 허브 플레이트(hub plate), 스플라인 허브(spline hub)로 조립되어 있고, 이 부품들은 프리댐퍼와 메인댐퍼에 의해서 연결되어 엔진 연소에 의해서 생성된 토크를 전달하고 이 토크의 변동성분에 의한 비틀림진동을 차단시키는 기능을 수행한다. 공회전시엔 허브 플레이트는 엔진플라이휠과 같이 회전한다. 그러나 스플라인 허브는 기어박스



(a) measured



(b) using in the simulation

Fig.2 Torsional characteristics of clutch

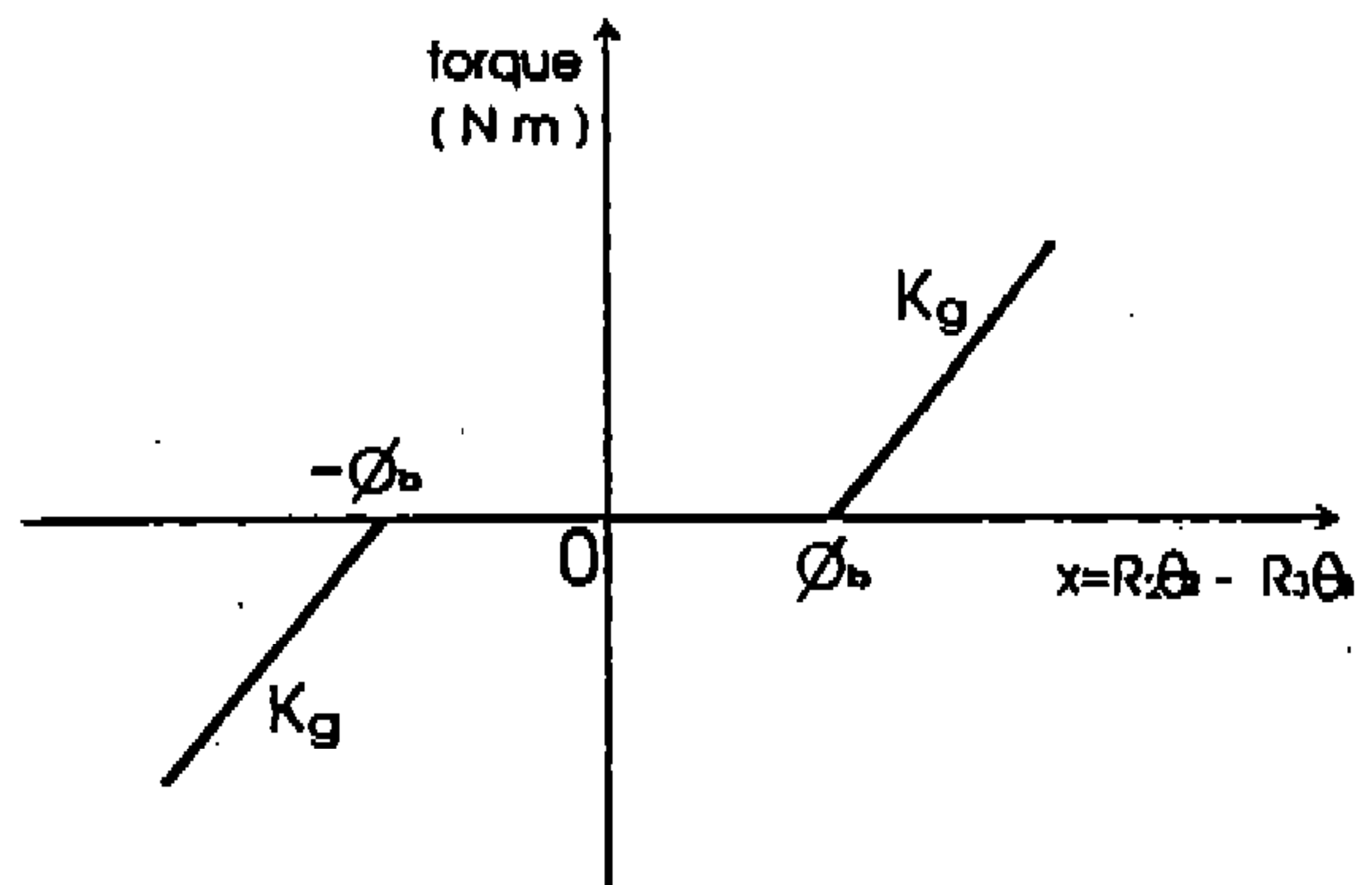
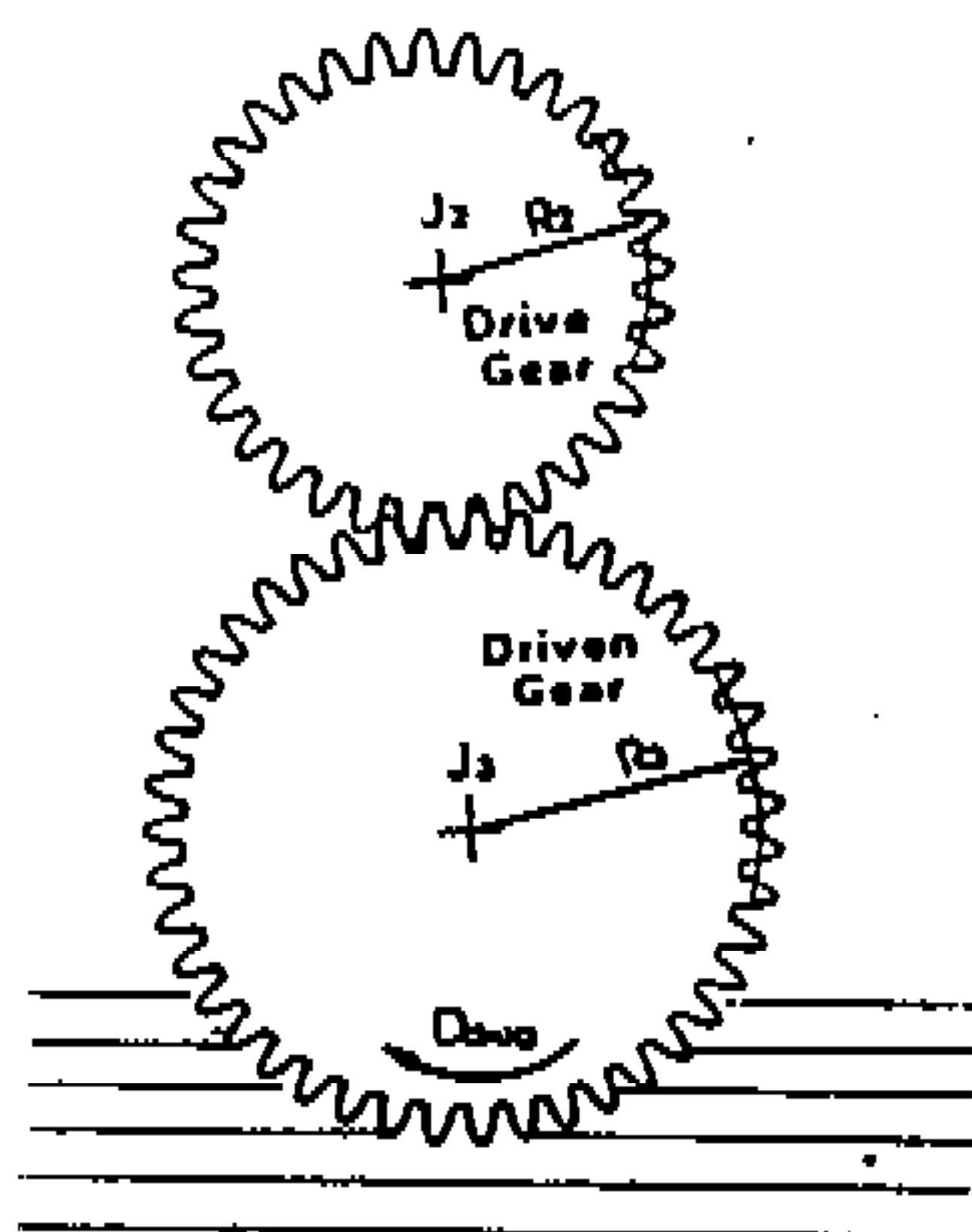


Fig.3 Simple dynamic model of the gears and elastic torque with gear teeth meshing stiffness and backlash

인풋샤프트와 함께 회전하게 되어 공회전시 래틀은 클러치 프리댐퍼에 의해서 커다란 영향을 받는다. 따라서 중립래틀 문제에 있어서 클러치 프리댐퍼의 설계가 중요시 된다.

### 2.3 변속기 모델링

공회전시 기어래틀은 엔진 회전속도의 변동에 따른 동력전달계의 비틀림진동에 의해서 변속기에서 발생된 현상이다. 변속기는 인풋샤프트에 고정된 기어와 카운트샤프트에 자유롭게 회전하는 기어가 각기 맞물려 회전하는 시스템으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 엔진 회전속도의 변동에 따른 기어쌍의 총돌에 관심을 갖고 있기 때문에 기어박스의 기어들은 기어형상이나 치차 오차가 없는 이상적인 기어로 가정한다. 따라서 기어박스에 전달되는 토크성분은 정현적이라고 가정할 수 있다. 이것은 이상적인 기어의 기어이빨 접촉시 진동은 정현적인 특성을 갖고 있기 때문이다. 또한 기어이빨은 비선형강성을 갖는 탄성체이며, 충격에 따른 감쇠특성은 무시된다. 기어박스의 기어쌍은 Fig3와 같은 한쌍의 구동기어와 종동기어으로써 물리적인 시스템을 구성할 수 있다. 그리고 기어는 드래그토크를 받는다. 이 토크는 변속기 윤활유의 점성마찰, 샤프트와 베어링의 마찰, 카운트 샤프트상에서 샤프트와 자

유기어의 마찰에 의해서 생성된다.

### 3. 시뮬레이션 및 실험

본 연구는 기어래틀에 대한 클러치의 비틀림 특성을 해석하기 위한 것으로 클러치의 비선형 거동과 백레쉬에 의하여 진동하는 기어들의 총돌에 따른 계의 동적인 응답은 5th order Rungh-Kutta 방법을 이용하여 구한다.

Fig4는 플라이휠에서의 각가속도를 주파수영역에서 분석한 것이다. 여기에서 엔진의 연소주파수와 연소주파수의 배수주파수에서 커다란 진폭이 발생한다. 이것은 4 실린더 4 사이클 엔진의 경우 크랭크가 1회전하는데 2 사이클을 끝마친다. 따라서 플라이휠은 Fig4와 같은 진동특성을 갖게 된다. 여기서 6차 조화항 이상은 엔진 연소주파수에 비해서 진폭이 매우 작기 때문에 무시된다. Fig4에서 점선은 시뮬레이션에 사용된 엔진 플라이휠의 각가속도이다. 본 논문의 실험에 사용된 경승용차의 동력전달계 모델링으로 부터 이 부분에 대한 시뮬레이션을 수행하는데 사용된 모델의 질량관성모멘트는  $J_1=0.16\text{Kgm}^2$ ,  $J_2=0.007\text{Kgm}^2$ ,  $J_3=0.00153\text{Kgm}^2$ 이고 엔진의 변동토크는  $T_{p2}=37.1\text{Nm}$ ,  $T_{p1}=9.05\text{Nm}$ 이다. 그리고 인풋기어의 피치원 반경  $R_2=0.023\text{m}$ , 카운터기어의 피치원

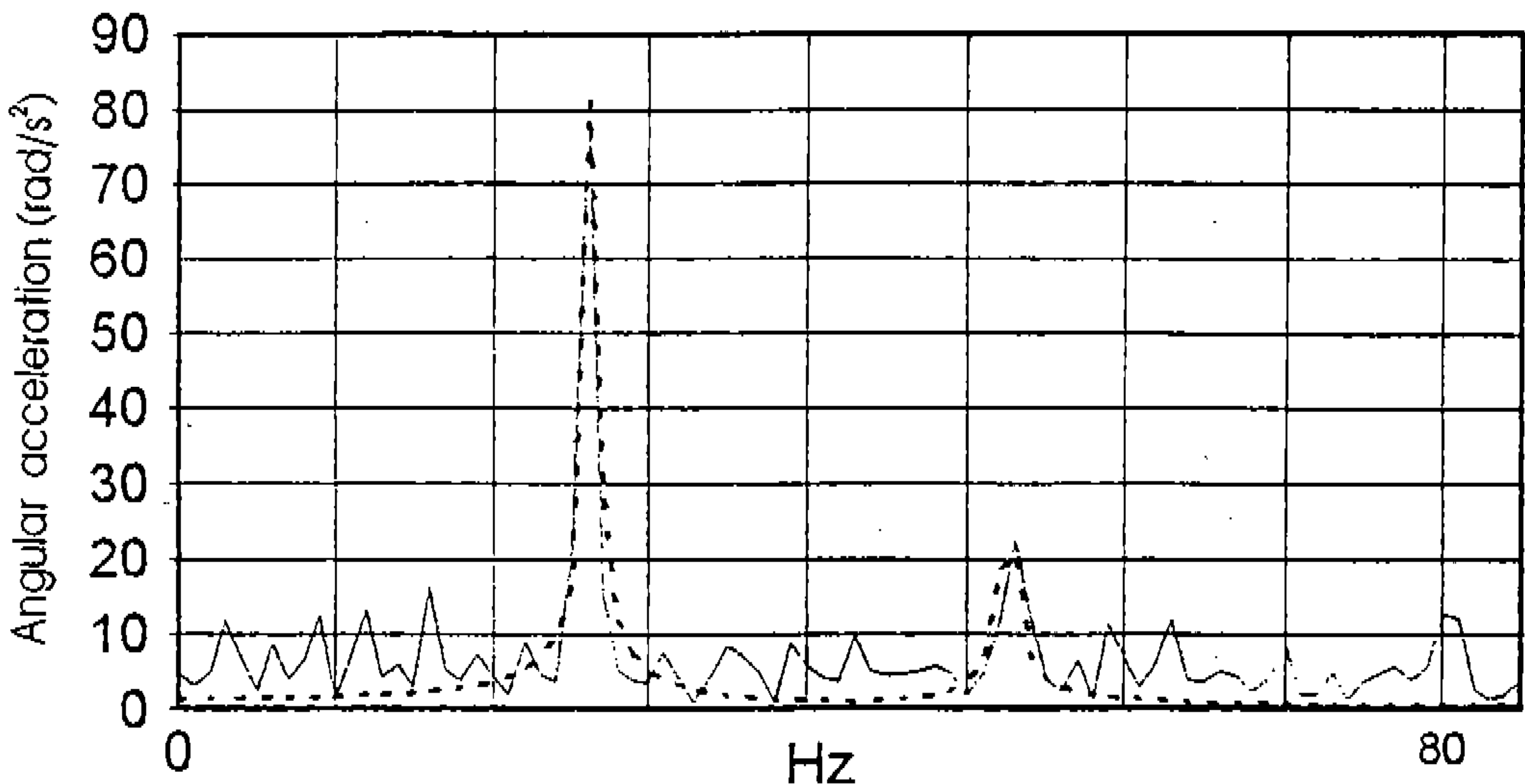


Fig.4 Angular acceleration in the engine flywheel(— measured, --- simulation)

반경  $R_3=0.044\text{m}$ 이다. 또한 한쌍의 기어이빨이 서로 접촉할 때의 동가 비틀림 스프링 상수  $K_s=2.2 \times 10^8 \text{N/m}$ 이고 기어 백래쉬 변위  $X=0.075 \times 10^{-3} \text{m}$ 이다.

### 3.1 실험 장치 및 방법

본 실차실험은 4 실린더 4 사이클 1.5L 엔진을 장착한 경승용차에서 수행되었다. 실험은 야외에서 기어를 중립상태에 놓고 클러치디스크가 플라이휠에 부착되어 있을 때와 떨어져 있을 때에 대하여 플라이휠의 링기어(ring gear)와 기어박스의 2단 인풋기어에서 마그네틱 픽업(magnetic pick-up)으로 기어이빨의 진동펄스를 측정한다. 또한 기어박스의 케이싱에 가속도계를 부착하여 기어박스의 횡진동(Vertical vibration)을 측정한다. 실험으로 부터 측정된 플라이휠의 링기어와 인풋기어에서의 펄스측신호와 가속도신호는 레코더에 기록되고 실내에 들어와 분석한다. 펄스신호는 분석을 요이하게 하기 위해서 F/V-801 Converter를 이용하여 주파수신호로 바꾼다. 본 연구와 관련된 주파수영역에서 플라이휠과 기어

박스 2단 인풋기어에서의 각속도변동을 분석하기 위해서 주파수신호를 필터링 한다. 최종적으로 FFT 분석기로 부터 기어의 각속도 변동과 기어박스 케이싱의 가속도를 분석한다. 드레그 토크가 계의 비틀림진동에 미치는 영향을 분석하기 위해서 기어박스 온도가 낮은 경우와 장시간의 주행후 기어박스 온도가 높아진 경우에 대하여 실험하였다. 이 실차실험에 대한 구성도와 분석장비에 대한 구성도는 Fig5와 같다.

### 3.2 드레그토크 계산

주행중 엔진이나 클러치 하우징으로 부터 전달된 열과 기어의 회전에 의한 마찰열에 의하여 실차실험전 기어박스 윤활유와 실차실험후 윤활유의 점성이 달라짐으로써 드레그토크의 크기가 달라지게 된다. 공회전시 기어래틀에 영향을 미치는 드레그토크는 실차실험의 제약조건에 의하여 구하기가 어렵다. 따라서 오랜 실험을 바탕으로 한 경험적인 방법으로 구한다. 클러치는 플라이휠에 부착되어 있고 기어는 중립으로 놓는다. 이때 엔진 회전수를 3000RPM 정도로 유

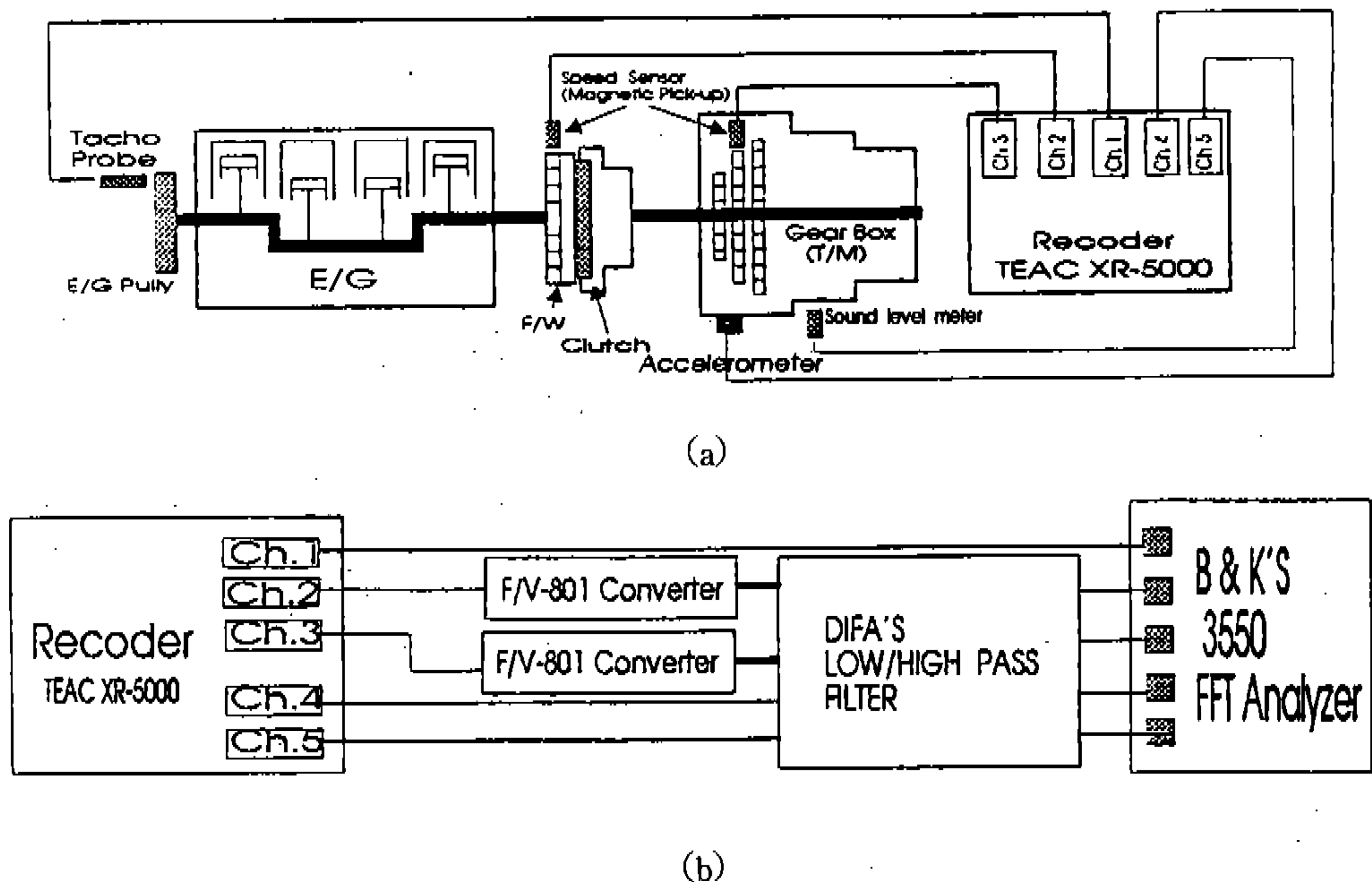


Fig.5 Schematic diagram of the measuring instrument system(a) and the analyzing instrument system(b)

지시키다가 클러치를 플라이휠로 부터 탈착(disengage)시키고 가속페달을 놓아준 상태에서 플라이휠과 인풋기어에서 각속도를 측정한다. 엔진 공회전 영역에서 각속도의 기울기를 구하고, 이것으로 부터 인풋기어에 작용하는 드래그토크를 계산한다.

4. 결과 및 고찰

엔진의 비주기적인 연소과정에서 발생된 비틀림토크에 의해서 기어이빨의 충동이 초래된다. 기어충동은 샤프트에 진동을 가진시키고, 이 진동은 베어링을 통해 기어박스 벽에 전달된다. 이때 기어 충동로 부터 공기전달음과 고체전달음이 생성된다. 공기전달음은 기어박스의 커다란 흡음손실에 의해서 차단된다. 따라서 기어래틀은 고체전달음에 의해서 결정된다. 기어래틀을 줄이기 위해서는 기어박스를 가진시키는 힘을 최소화해야 한다. 이것은 클러치 비틀림특성에서 프리댐퍼의 적절한 설계에 의해서 가능해질 수 있다.

Fig6은 클러치 작동영역과 드래그토크의 관계를 나타낸 것이다. 드래그토크가 작용하지 않는다면 클러치는 프리댐퍼 구간이 차지하는 영역의 한 가운데의 비틀림토크를 중심으로 해서 변동하게 된다. 그러나 드래그토크가 존재하면 클러치의 작동영역이 변화된다. 이것은 드래그토크가 클러치의 평균작동점(balance point)을 결정하기 때문이다. 드래그토크가 커지면 클러치의 평균작동점은 Drive Stage를 향하여 이동하게 되고 드래그토크가 작아지면 클러치의 평균작동점은 Coast Stage를 향하여 이동하게 된다. 따라서 클러치의 진동과 관련하여 드래그토크가 작은 경우에는 엔진의 변동토크가 클러치 Drive Stage를 넘어갈 정도로 커야 클러치에 진동을 발생시킨다. 그러나 엔진 공회전시의 변동토크는 클러치 Drive Stage를 넘어갈 정도로 크지 못하다. 따라서 드래그 토크가 작은 경우에는 클러치가 안정한 상태가 된다. 그러나 드래그토크가 큰 경우에는 클러치의 평균작동점이 Drive Stage에 접근함으로써 일단과 이단의 양쪽영역에서 작동하게 되어

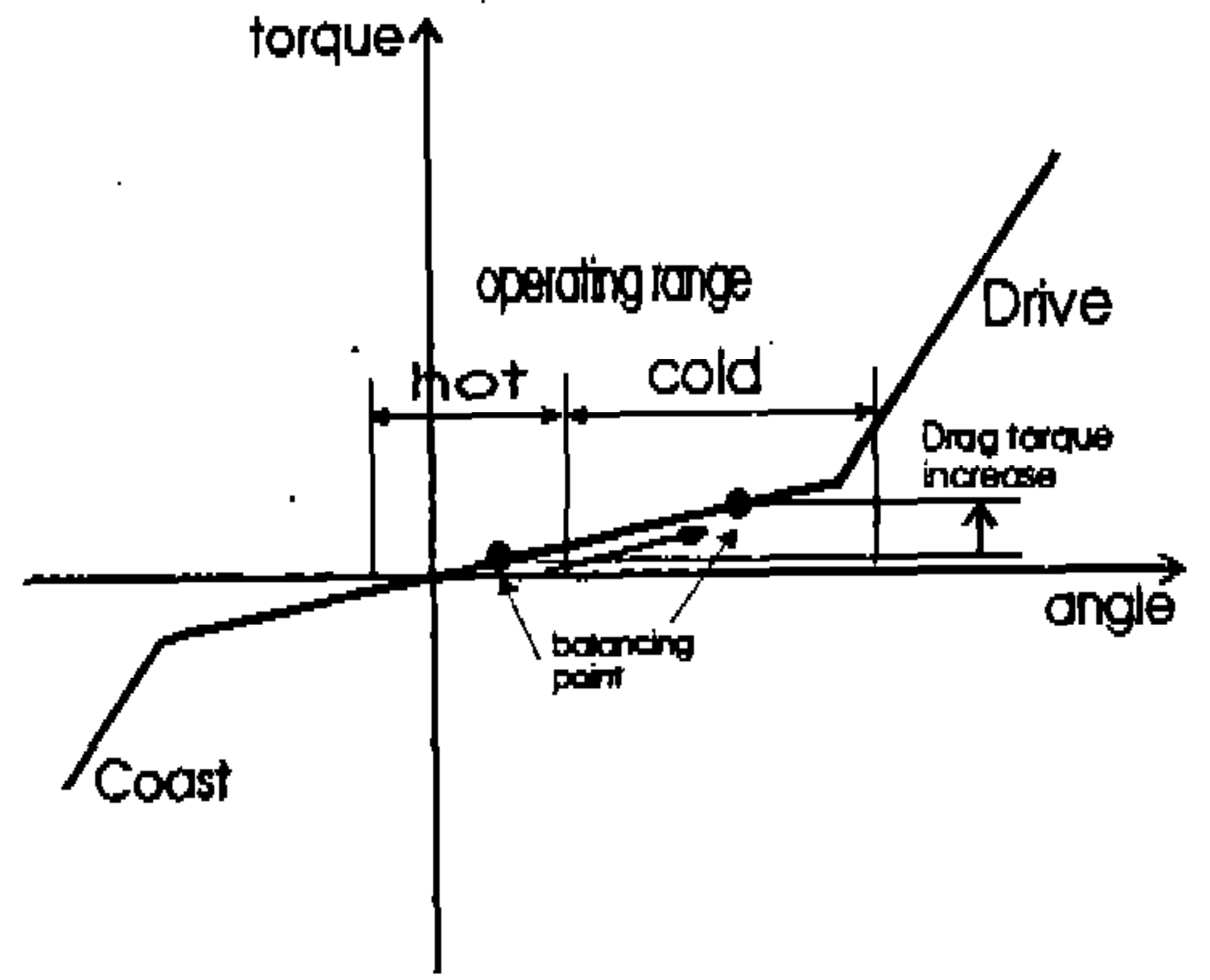
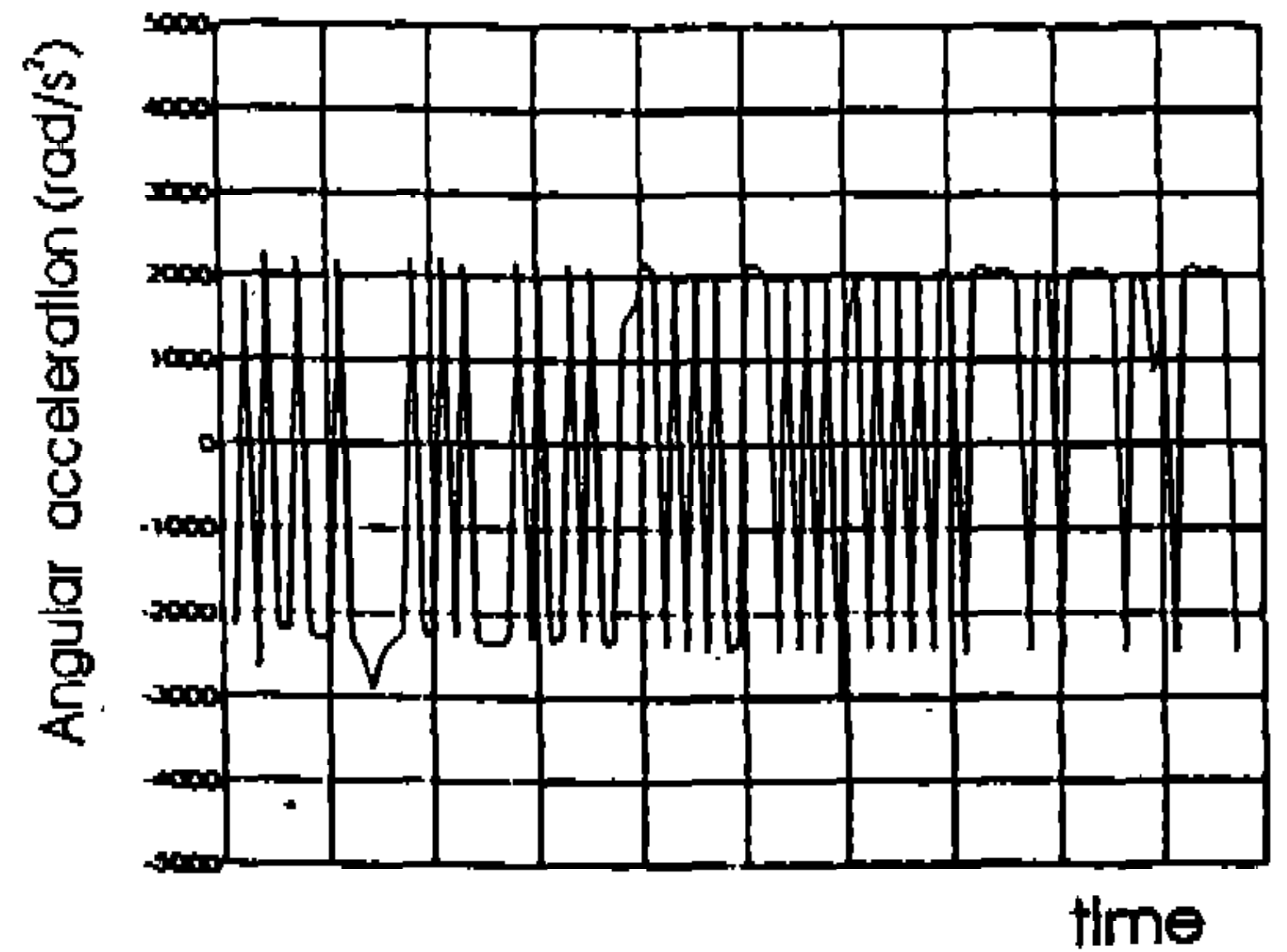
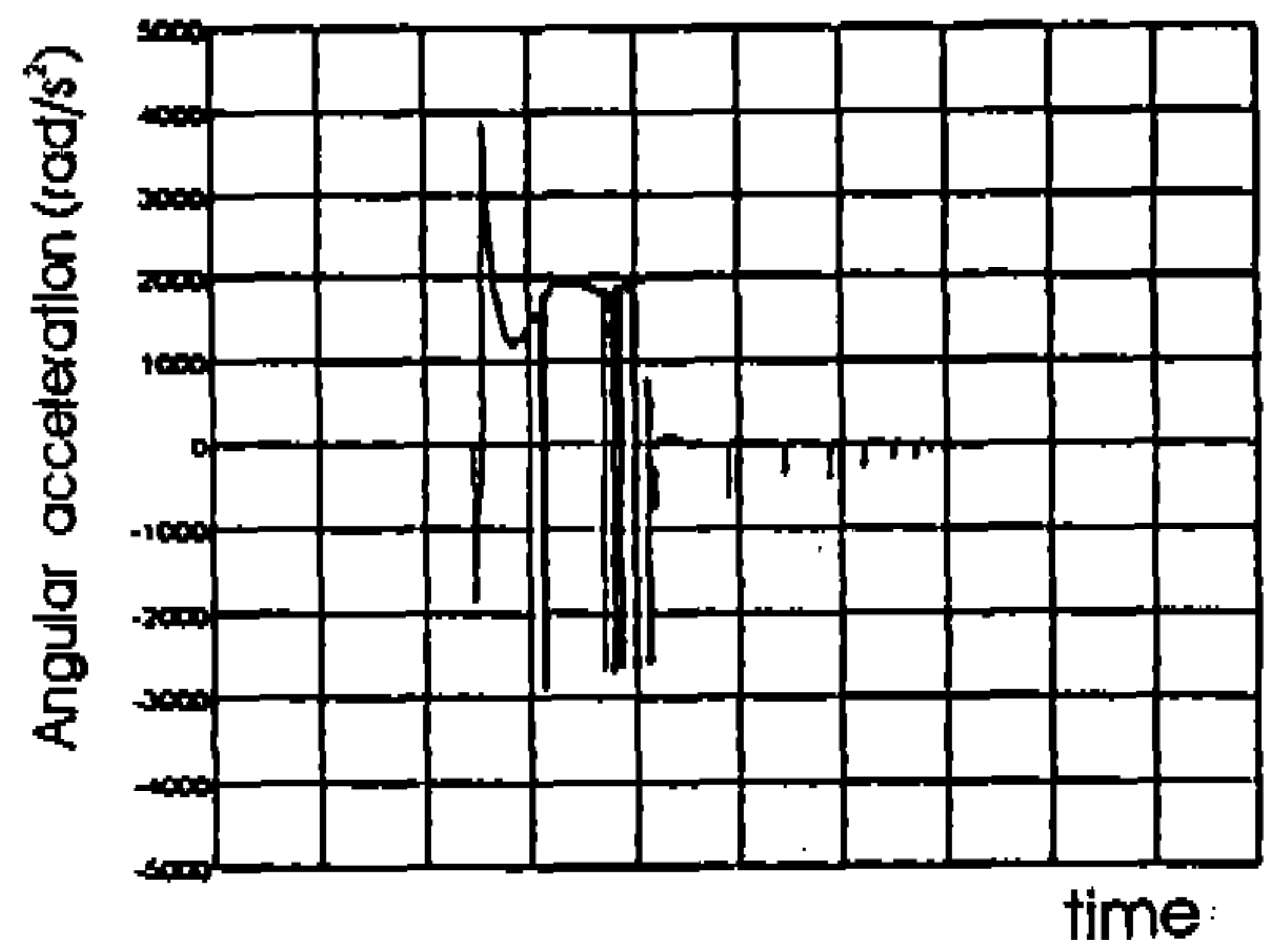


Fig.6 Shift of balancing point and clutch operating range



(a) soft spring

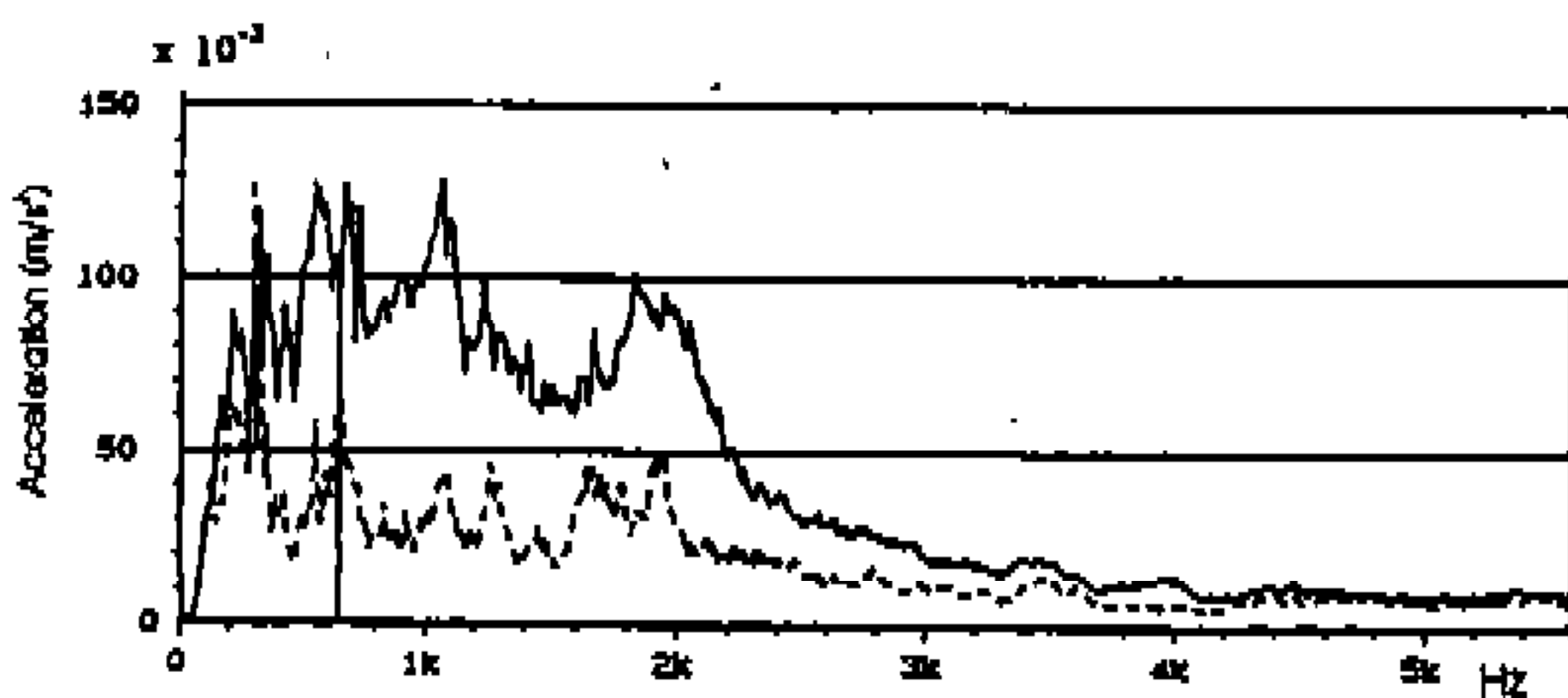


(b) hard spring

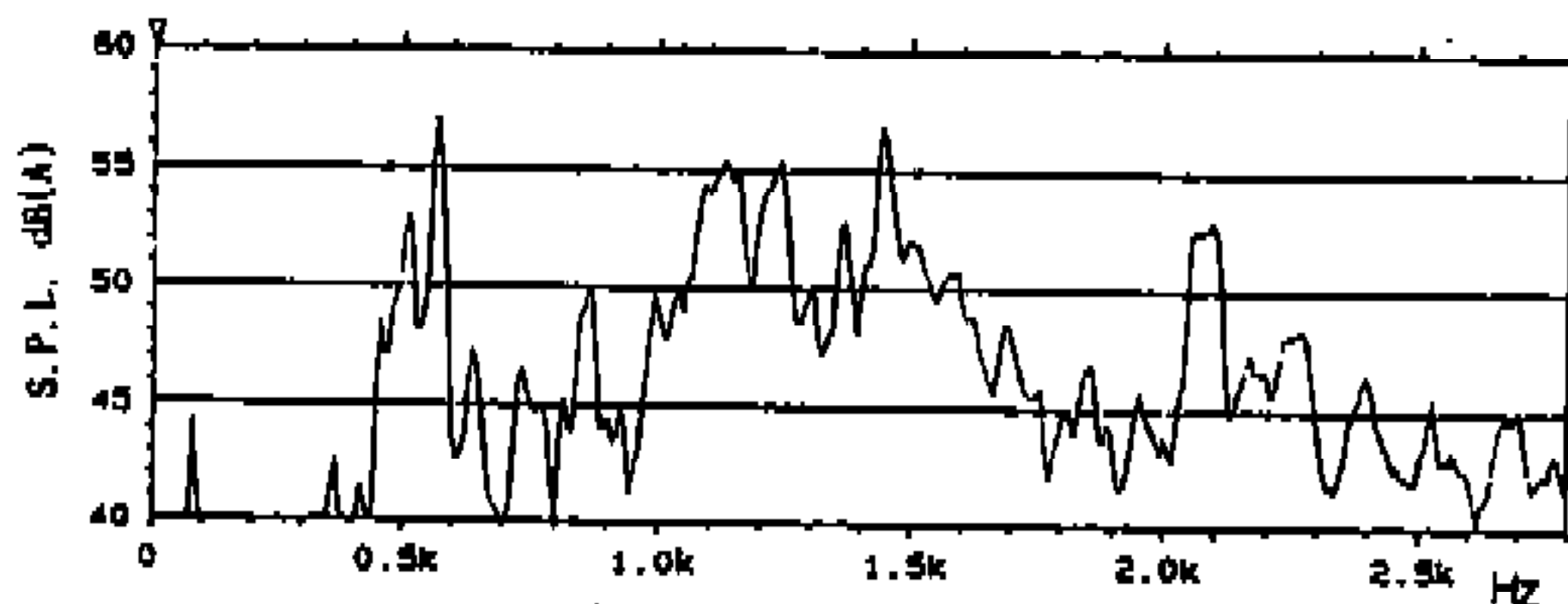
Fig.7 Angular acceleration in input gear(simulation)

클러치는 비선형 거동을 하게 된다. 이것은 공회전시 기어래틀 뿐만 아니라 클러치에서도 커다란 문제를 야기시킨다. 클러치가 일단에서 이단으로 넘어갈 때 클러치 허브가 클러치 허브플레이트를 때리게 되어 클러치에서 소음이 발생한다. 이 소음은 기어박스를 통하여 차내에 전달된다.

Fig.7은 클러치 프리댐퍼의 비틀림 스프링이 강한 경우(80Nm/rad)와 약한 경우(2Nm/rad)에 대한 인풋기어의 각가속도를 보여주고 있다. 비틀림 스프링이 강한 경우에는 드래그토크에 의하여 클러치 디스크의 작동 영역이 프리댐퍼와 Coast Stage 양쪽영역에서 작용하게 된다. 따라서 그림 (b)와 같이 프리댐퍼에서 작동하는 경우에는 인풋기어의 각가속도가 0에 가깝게 되지만 Coast Stage에서 작동하는 경우에는 커다란 각가속도 진폭이 인풋기어에 발생한다. 비틀림 스프링이 약한 경우에는 Drive Stage 영역에서만 클러치가 작동하게 된다. 이것은 클러치의 프리댐퍼의 토크가 드래그토크 보다 작기 때문에 발생하게 된다. 따라서 그림 (a)에서 처럼 항상 인풋기어에 커다란 각가속도 진폭이 발생하게 된다.

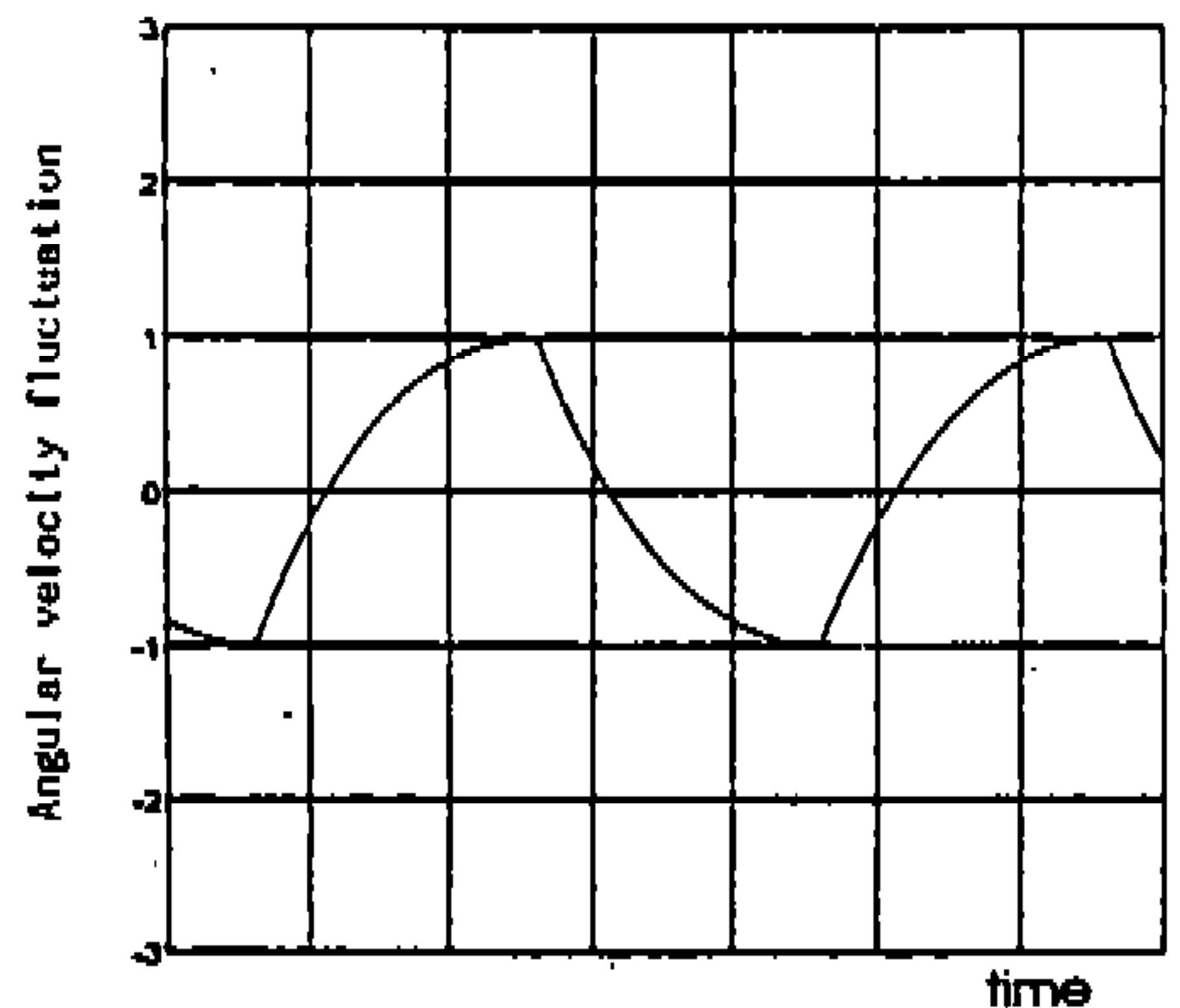


(a) acceleration in the gearbox case  
(— engage, --- disengage)

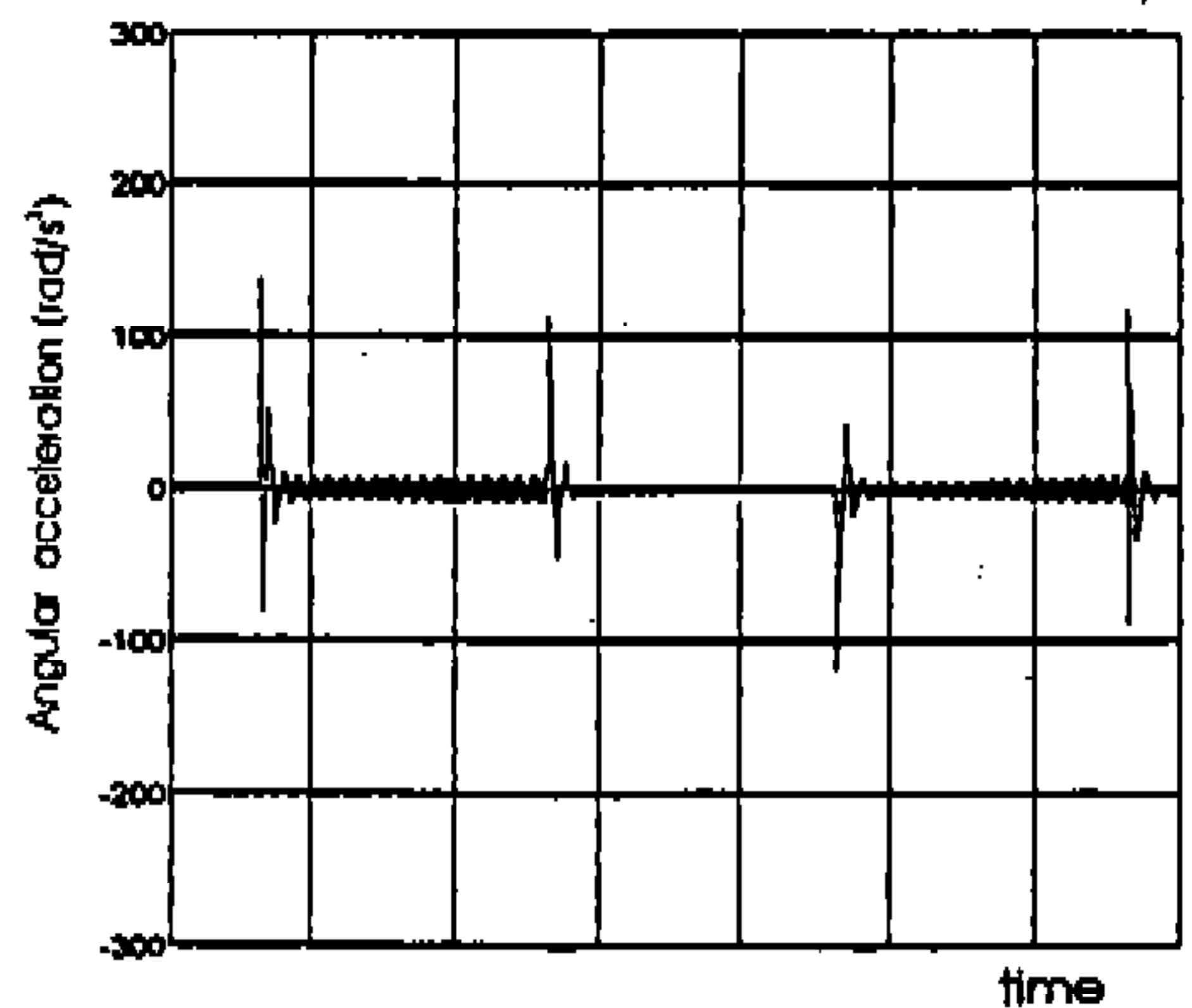


(b) noise in the gearbox case

Fig.8은 기어박스 케이스(case)에서 가속도와 기어래틀 노이즈를 측정하는 것이다. 여기서 기어래틀은 기어박스의 진동과 일치하는 주기성을 갖는 주기적인 변동을 한다. 따라서 기어의 충돌에 의해 기어박스로 부터 발생하는 래틀 노이즈는 기어박스 케이스의 가속도를 측정함으로써 가능하다. Fig.8(a)에서 실선은 클러치 디스크가 플라이휠에 부착되어 엔진의 속도변동을 기어에 전달할 경우에 기어박스에서의 가속도를 분석한 것이고 점선은 클러치 디스크를 플라이휠로 부터 탈착한 상태에서 분석한 것이다. 여기에서 실선과 점선의 진동레벨의 차이로 부터 클러치가 기어래틀에 어느 정도 영향을 미치는가를 알 수 있는데, 이 두 경우의 차이로 부터 클러치가 기어래틀에 상당히 커다란 영향을 미친다는 것을 확인할 수 있다. Fig.8(b)는 클러치 디스크가 플라



(a) drag torque large



(b) drag torque small

Angular acceleration and velocity fluctuation in the input gear(simulation)

Fig.8 Acceleration and rattle noise in the gearbox case(measured)



이휠에 부착되어 있을 때 기어박스 케이스에서의 노이즈를 분석한 것이다. 그림 (a)와 그림 (b)를 비교해 봄으로써 기어박스 케이스의 진동 주파수특성과 기어박스로부터 발생하는 노이즈의 주파수특성이 유사함을 알 수 있다. 이것으로부터 기어박스에서 발생하는 진동특성을 해석함으로써 기어래틀이 분석 가능하다는 것을 알 수 있다.

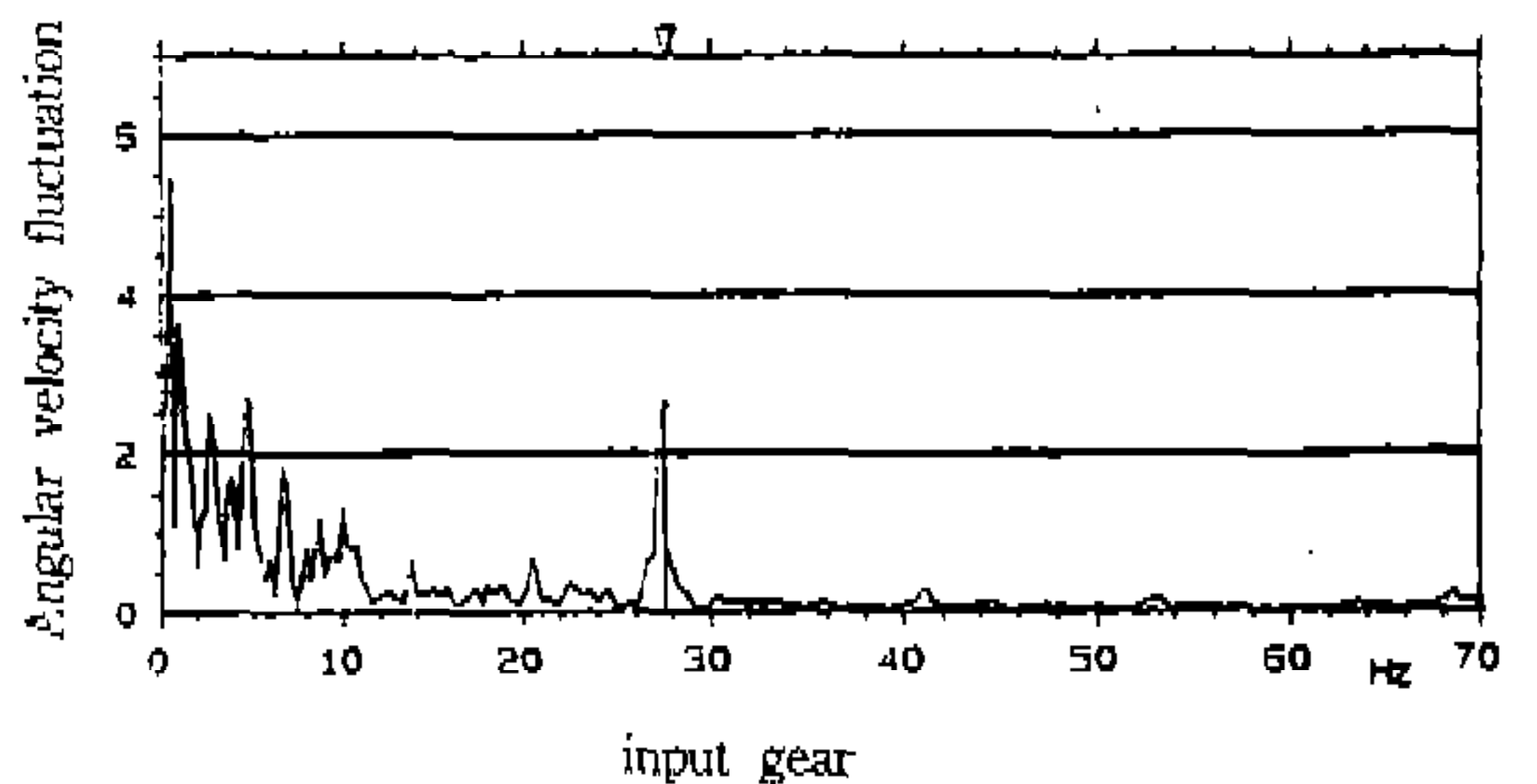
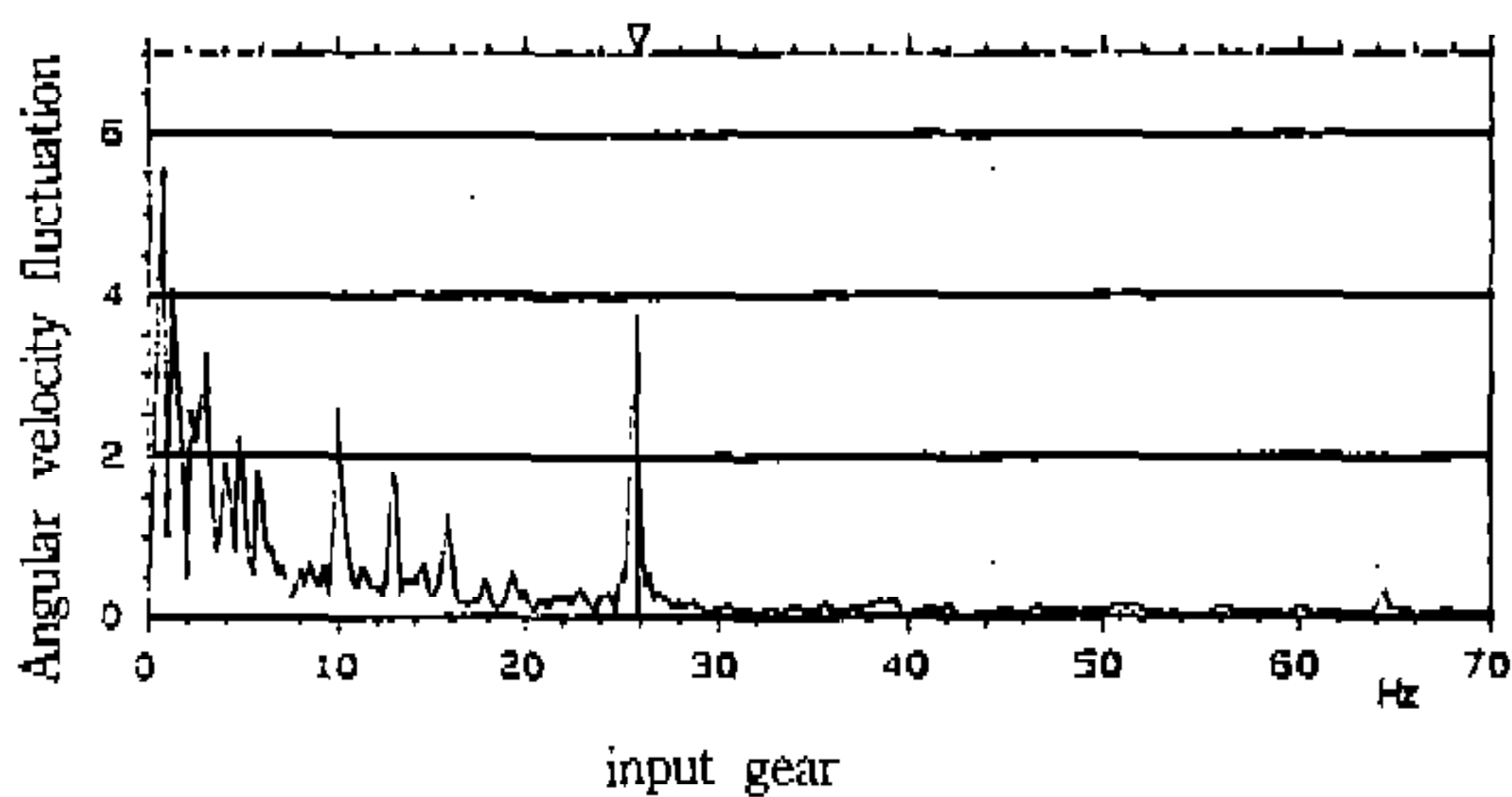
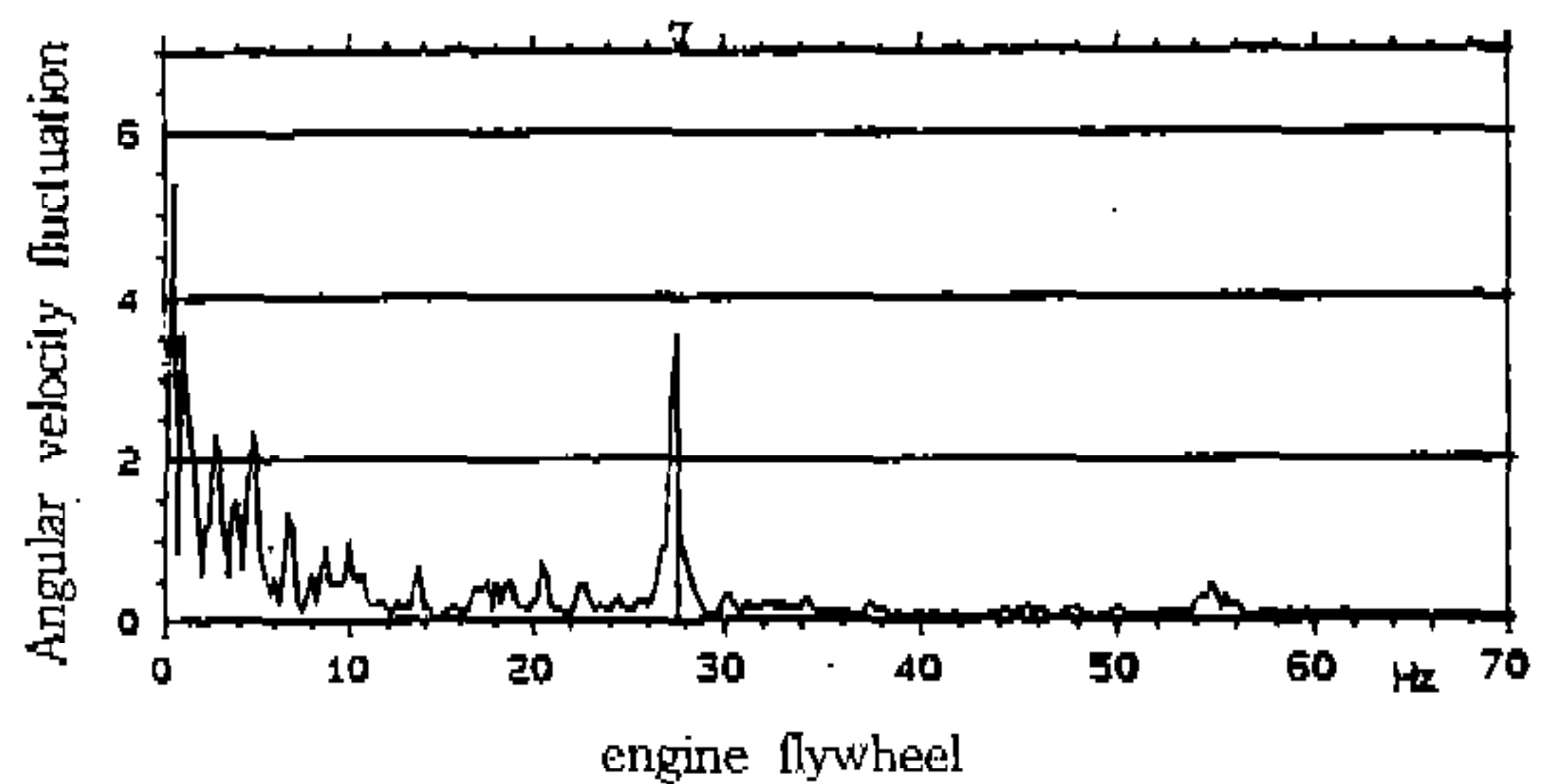
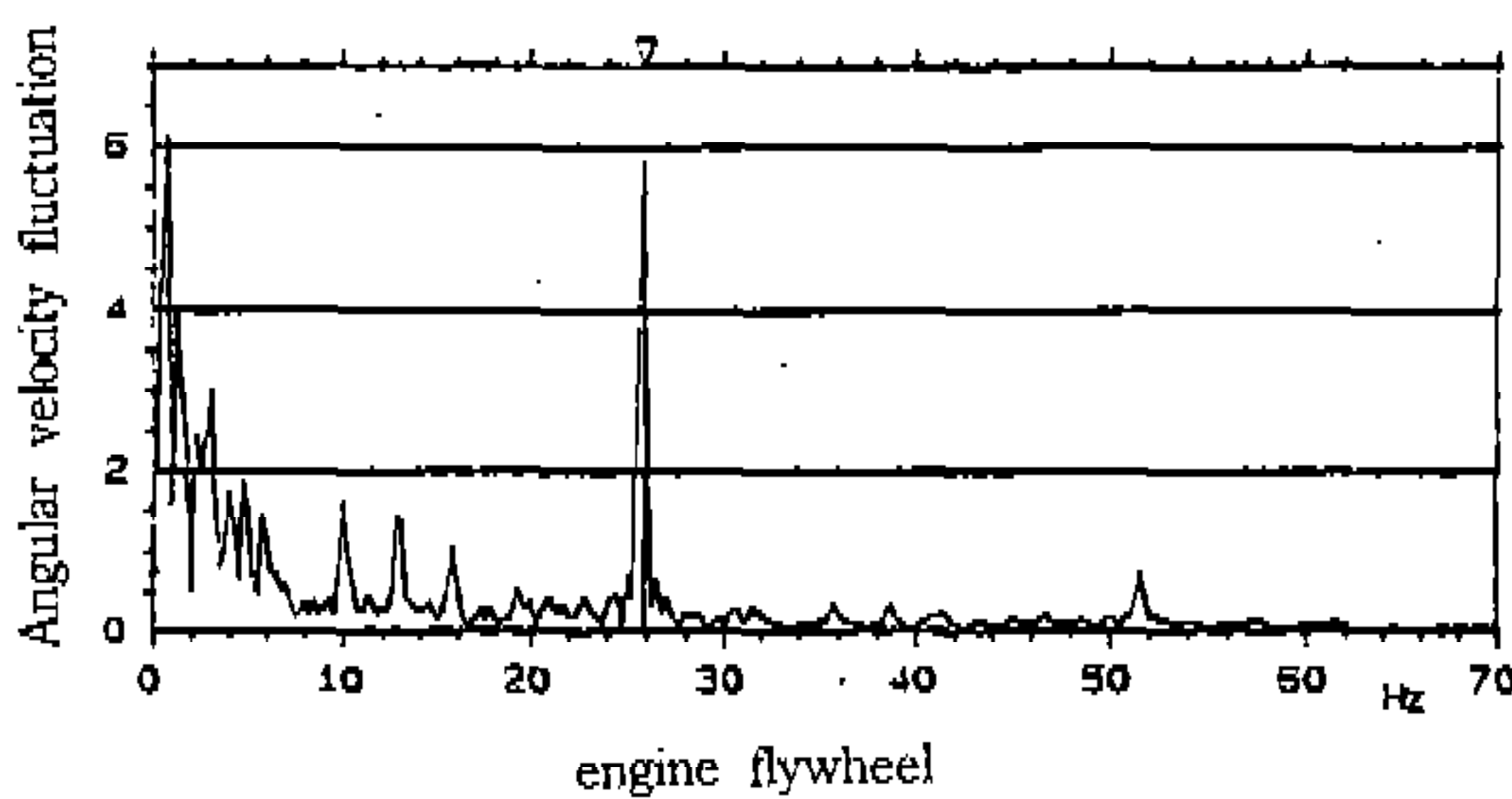
**\* 클러치 비틀림 강성의 영향**

클러치의 비틀림 특성은 일단의 프리댐퍼와 이단의 메인댐퍼로 구성된다. 이 댐퍼는 차량의 공회전시와 주행시 인풋기어에 전달되는 비틀림 진동을 저감시키기 위한 것으로 공회전시에는 프리댐퍼가 주행시에는 메인댐퍼가 이러한 기능을 수행한다. 클러치 프리댐퍼가 갖는 비틀림강성에 의한 고유진동수는 엔진의 회전 주파수와 관련되어 결정된다. 그러나 메인댐퍼의 비틀림강성에 의한 고유진동수는 엔진의 공회전 영역의 주파수보다 상당히 크다. 따라서 이 고유진동수는 자동차 주행상태에서 공진이 발생할 수 있어도 공회전시에는 공진이 발생하지 않는다. 따라서 클러치의 프리댐퍼의 비틀림강성을 조정하여 엔

진 공회전 영역 이하로 낮추어야 한다.

Fig.9는 기어박스의 드래그토크가 큰 경우(15 Nm)와 드래그토크가 작은 경우(0.2Nm)에 플라이휠과 기어박스 인풋기어의 각속도변동을 측정 한 것이다. 여기에서 엔진의 기본주파수와 연소 주파수에 해당하는 13Hz와 26Hz에서 공진이 발생한 것을 볼 수 있다. 여기서 연소주파수의 진동은 기어진동과 관련하여 분석되어지는데 그림으로 부터 엔진플라이휠의 비틀림진동이 클러치 디스크의 특성에 의해서 감소되어 인풋기어에 전달되는 것을 볼 수 있다. 그리고 기본주파수의 공진은 클러치진동과 관련되는데 드래그토크가 작은 경우에는 엔진플라이휠이나 인풋기어의 진폭이 비슷하지만 드래그토크가 큰 경우에는 인풋기어의 각속도변동이 엔진플라이휠의 각속도 변동보다 크게 나타난다. 이것은 클러치 디스크에서 프리댐퍼에서 메인댐퍼 또는 메인댐퍼에서 프리댐퍼로 클러치디스크의 토크가 이동하면서 클러치에 충돌이 발생하게 된다.

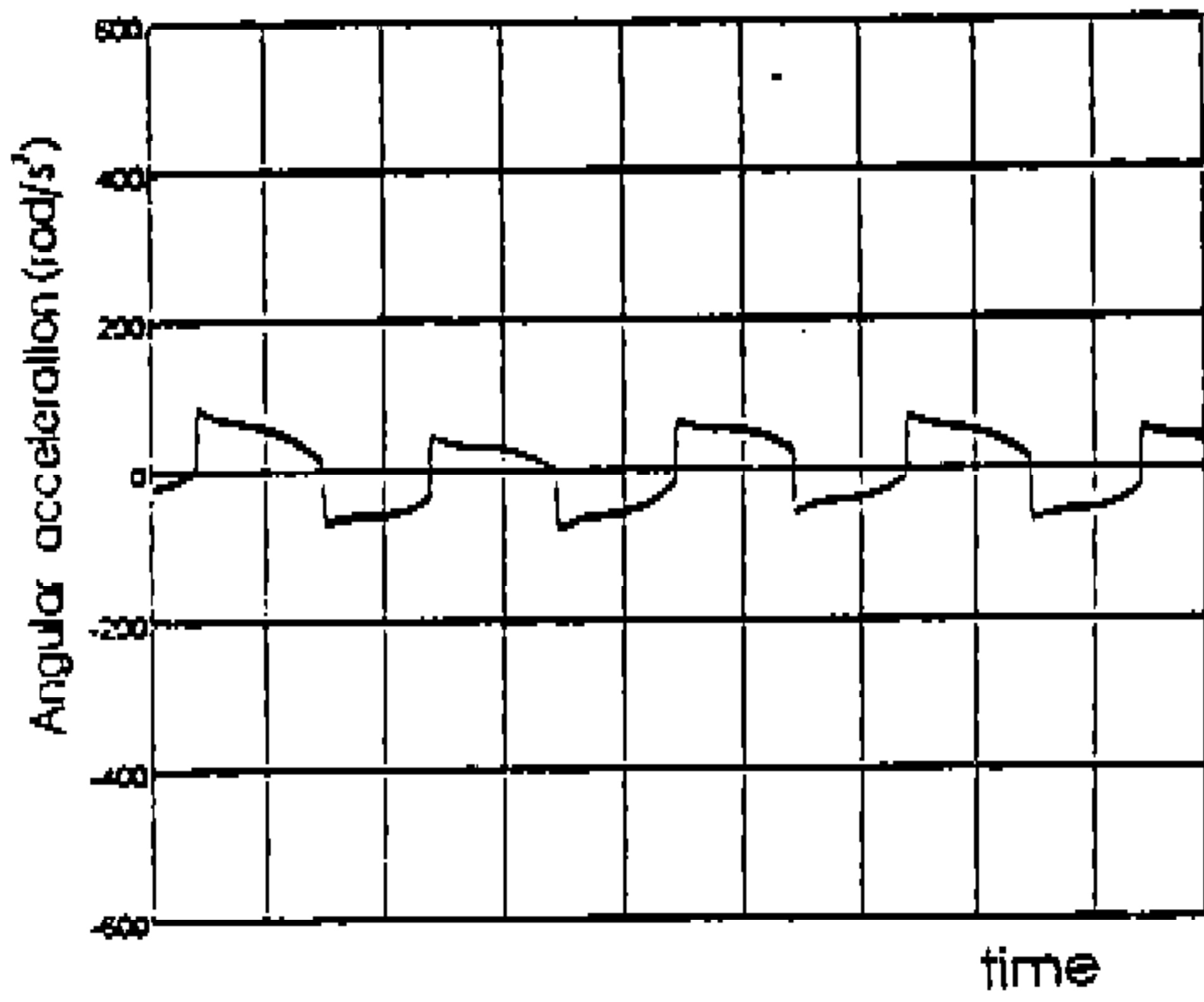
Fig.10은 클러치의 프리댐퍼의 비틀림 강성이 20, 40Nm/rad이고 드래그토크가 0.2Nm 그리고 히스테리시스가 0.3Nm일 때의 엔진플라이휠과



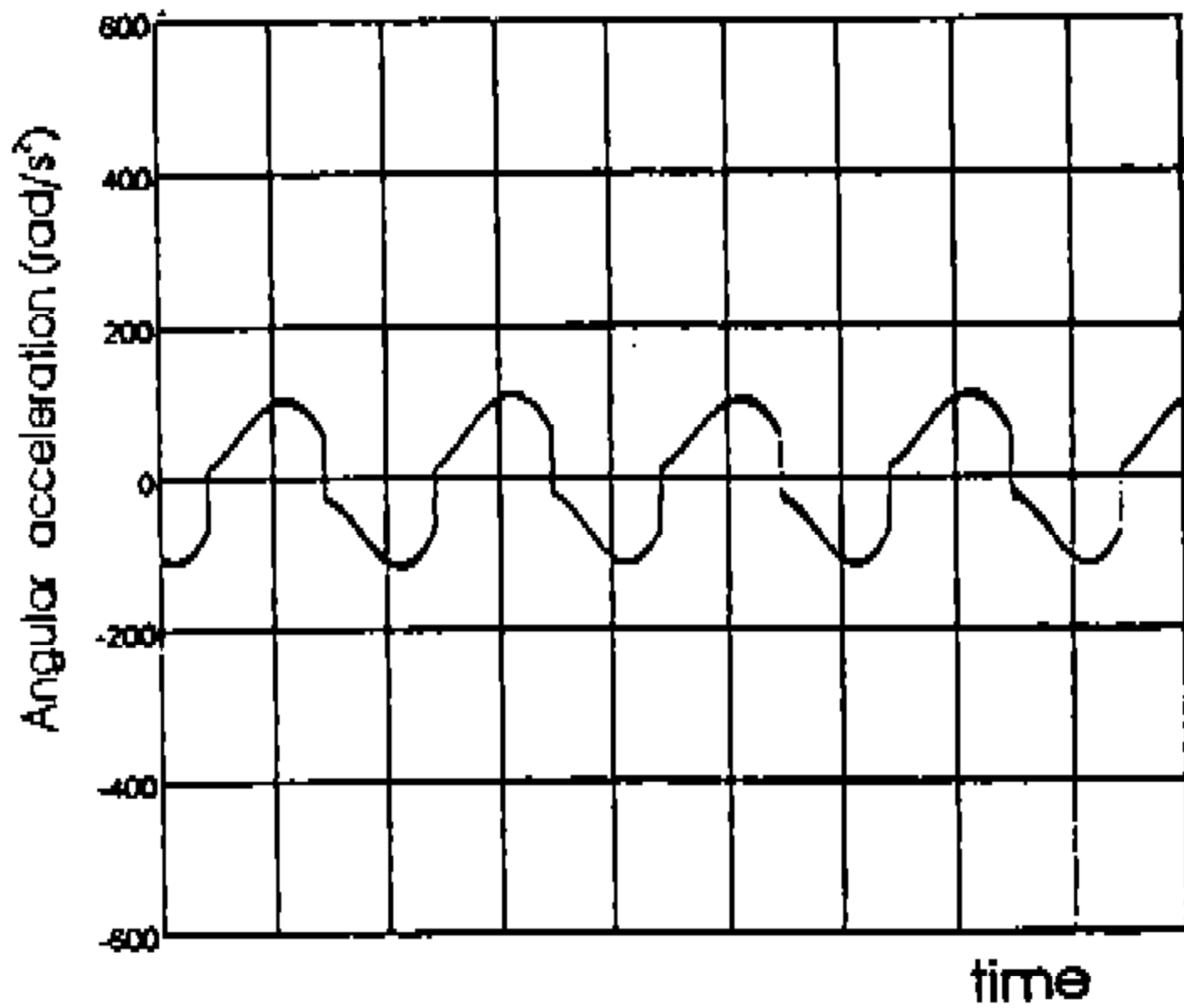
(a) drag torque large

(b) drag torque small

Fig.9 Angular velocity fluctuation(measured)



(a)  $K_1=20\text{Nm/rad}$ ,  $H=0.3\text{Nm}$ ,  $D=0.2\text{Nm}$



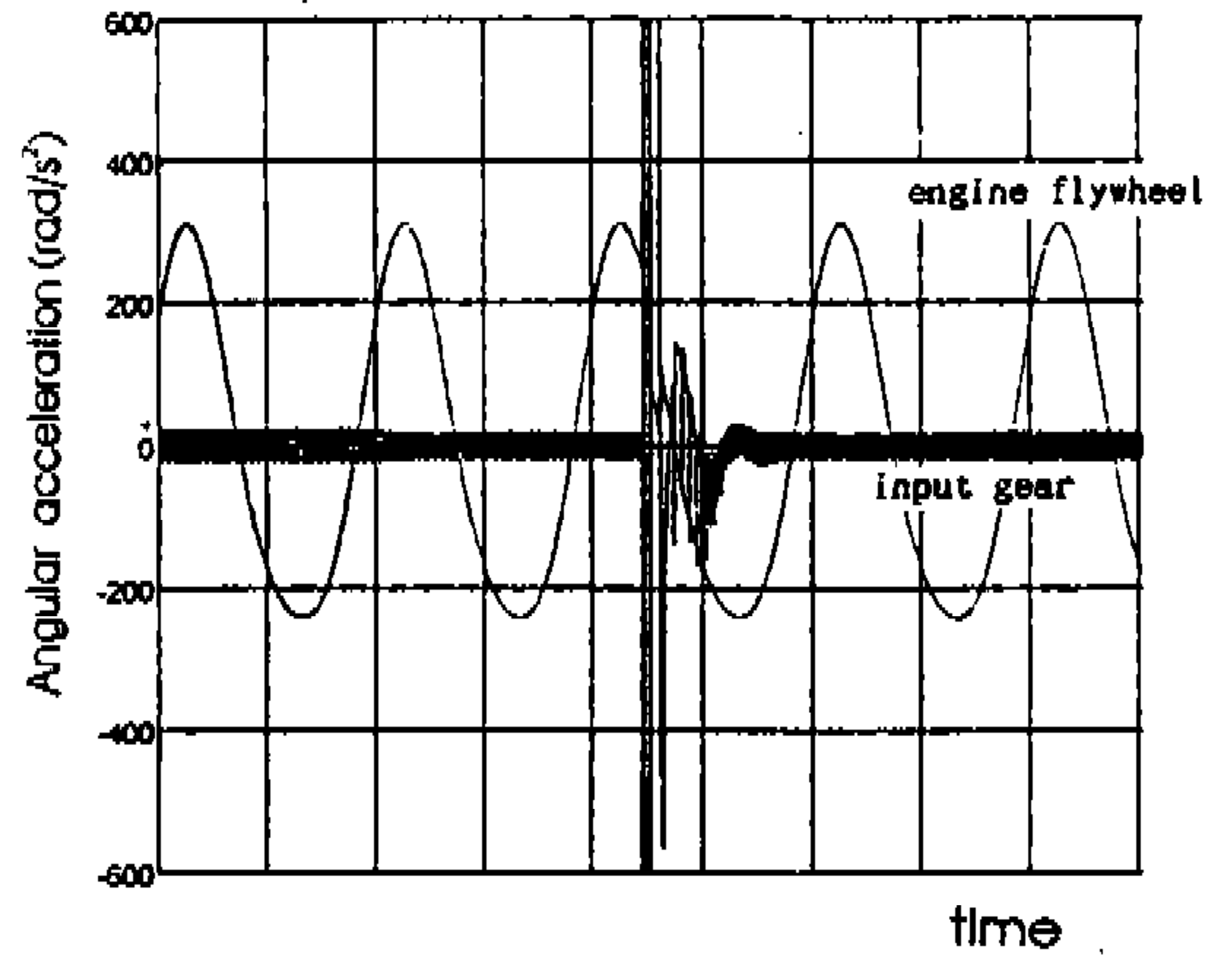
(b)  $K_1=40\text{Nm/rad}$ ,  $H=0.3\text{Nm}$ ,  $D=0.2\text{Nm}$

Fig.10 Angular acceleration in input gear(simulation)

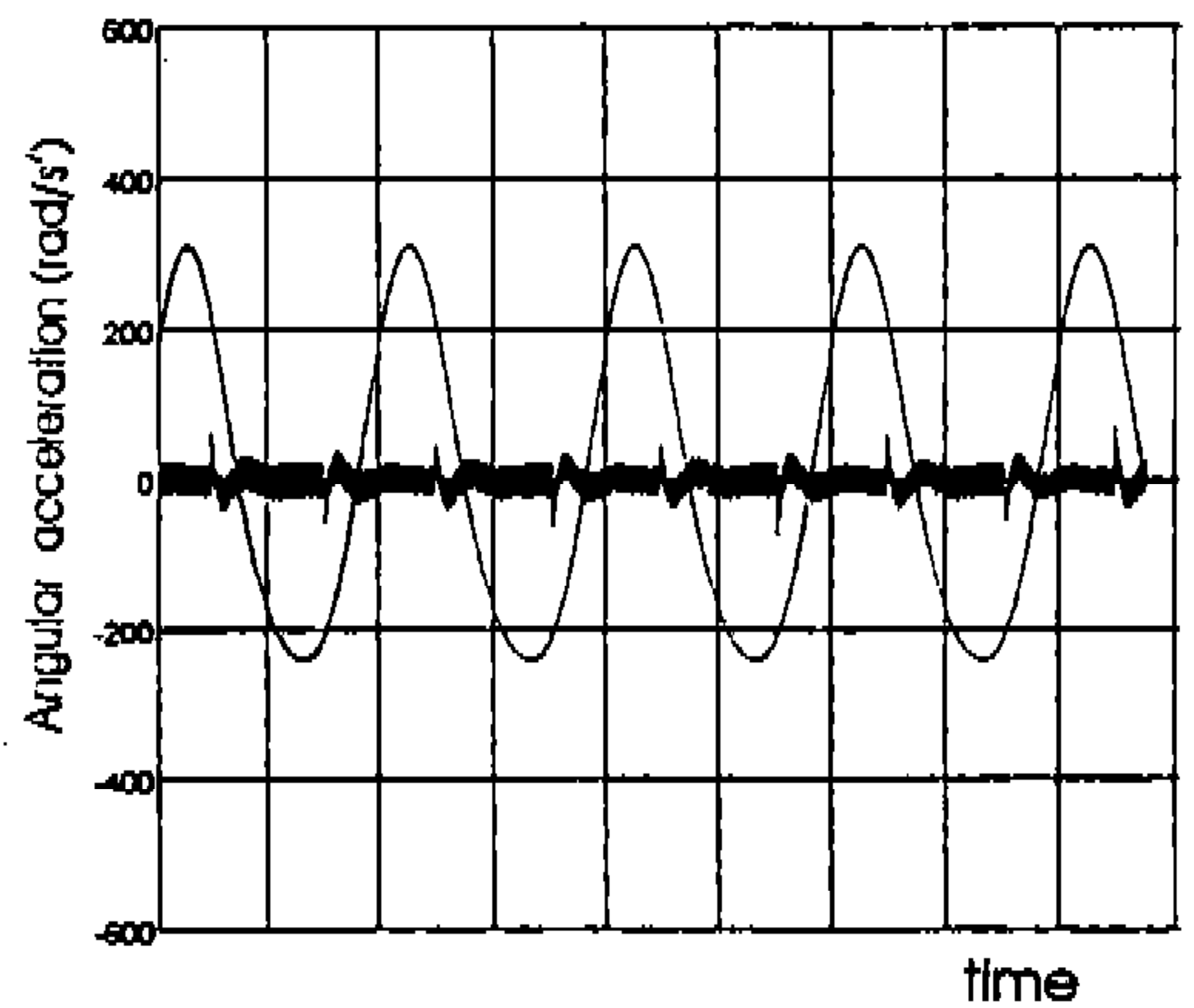
인풋기어의 각가속도를 비교한 것이다. 그림 (a)와 그림 (b)로 부터 클러치의 비틀림 강성이 20에서 40Nm로 증가하면 인풋기어의 각가속도가 증가하는 것을 볼 수 있다. 이것은 비틀림강성의 증가로 클러치의 고유진동수가 엔진의 회전수 영역에 접근하게 되어 엔진으로 부터 발생된 비틀림진동이 확대되어 인풋기어에 전달되기 때문이다.

\* 클러치 히스테리시스의 영향

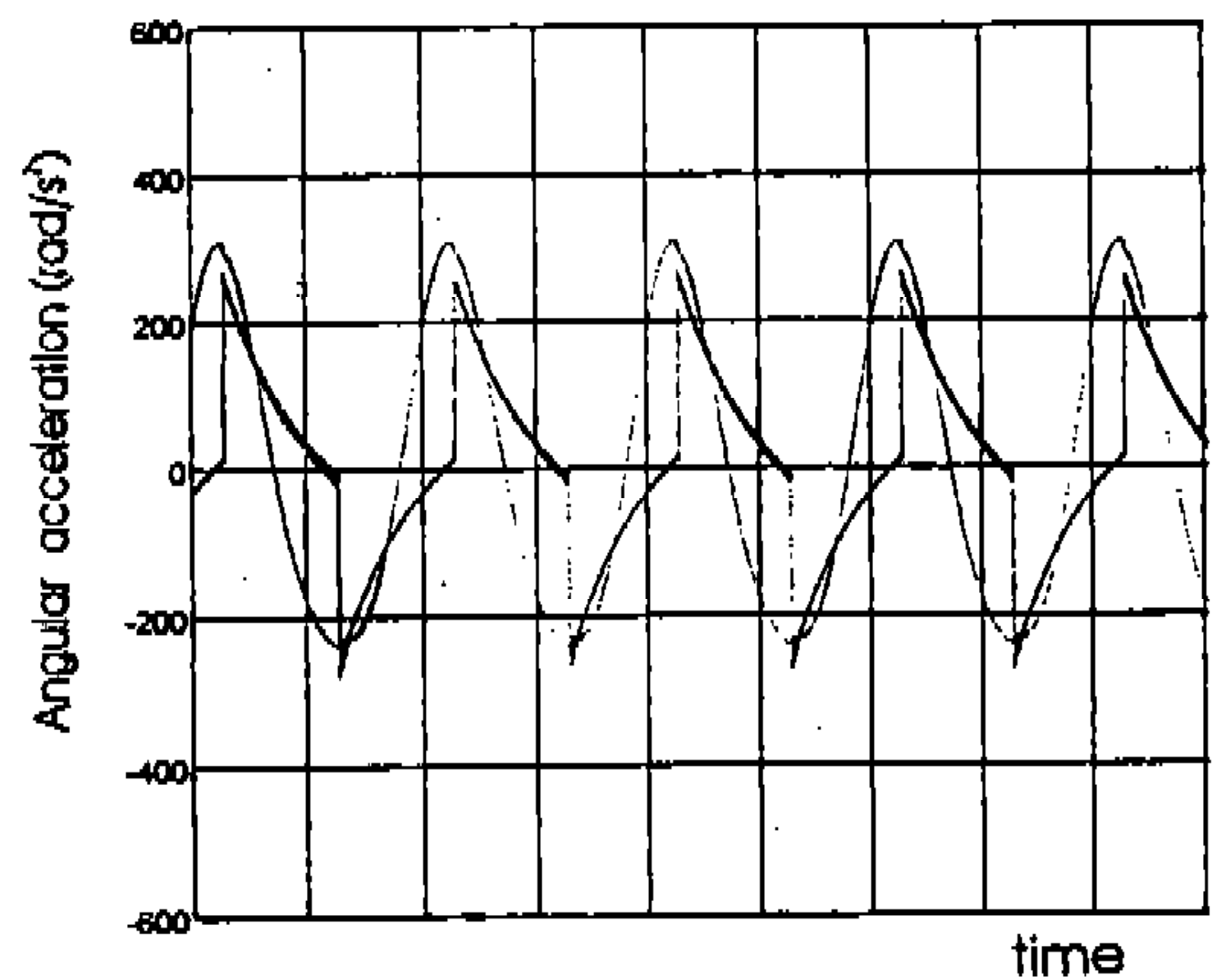
클러치 프리댐퍼의 히스테리시스는 클러치 스플라인 허브의 프렌지 부에 장착된 Friction Washer의 마찰에 의해서 생성된다. 클러치 히스테리시스는 클러치 비틀림강성이 결정된 상태에서



(a)  $K_1=5\text{Nm/rad}$ ,  $H=0.0\text{Nm}$ ,  $D=0.2\text{Nm}$



(b)  $K_1=5\text{Nm/rad}$ ,  $H=0.2\text{Nm}$ ,  $D=0.2\text{Nm}$



(c)  $K_1=5\text{Nm/rad}$ ,  $H=0.9\text{Nm}$ ,  $D=0.2\text{Nm}$

Fig.11 Angular acceleration in input gear and engine flywheel(simulation)

선정되어진다.

Fig.12는 클러치의 프리댐퍼의 비틀림 강성이 5Nm/rad이고 드래그토크가 0.2Nm 그리고 히스테리시스가 0, 0.2, 0.9일 때의 엔진플라이휠과 인풋기어의 각가속도를 비교한 것이다. 엔진 플라이휠의 각가속도가 변하는 지점에서 인풋기어에 Jumping 현상이 발생한다. 이것은 클러치의 히스테리시스에 의해서 나타나는 현상이다. 만약 히스테리시스가 증가하여 Linking 히스테리시스 (=0.9Nm)에 도달하게 되면 엔진플라이휠과 인풋기어가 미끄럼 없이 회전하게 되어 순간적으로 플라이휠, 클러치, 인풋샤프트가 강체로 연결된 상태가 된다. 따라서 엔진의 비틀림진동이 절연 없이 인풋기어에 전달된다. 이와 같은 현상은 Fig. 12의 클러치 디스크의 작동영역을 살펴보면 알 수 있다. 히스테리시스가 커지면 클러치 디스크의

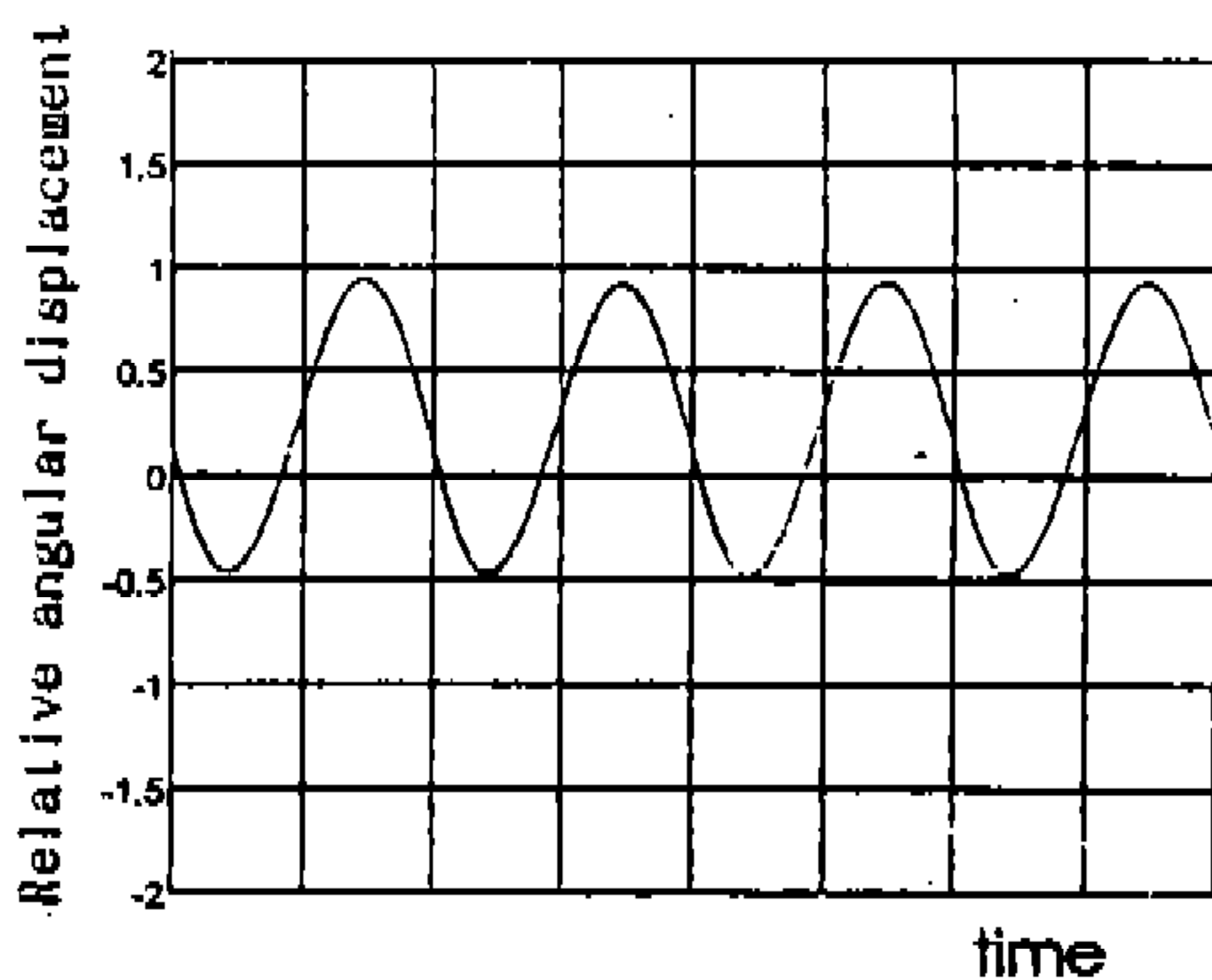
거동이 제한되어 클러치 디스크는 일정한 각변위를 가지고 거동하게 된다. 이때 클러치 디스크에 고착 현상이 발생되어지고 이 현상에 의해서 인풋기어에 Jumping이 발생하게 되고 인풋기어의 각가속도가 증가하게 된다. 히스테리시스가 증가하면 할수록 한 주기 동안에 클러치 디스크의 고착 시간이 길어진다. 그러면 인풋기어의 각가속도가 엔진플라이휠의 각가속도 보다 커지게 되어 기어박스 래틀의 증가를 초래하게 된다.

히스테리시스가 0Nm인 경우는 인풋기어의 비틀림진동의 감소 및 jumping 현상이 발생하지 않는다. 그러나 클러치의 진동 방지와 자동차 엔진의 시동이나 단절시에 공진을 통과하게 되어 순간적으로 인풋기어에 커다란 진동이 발생하게 된다.

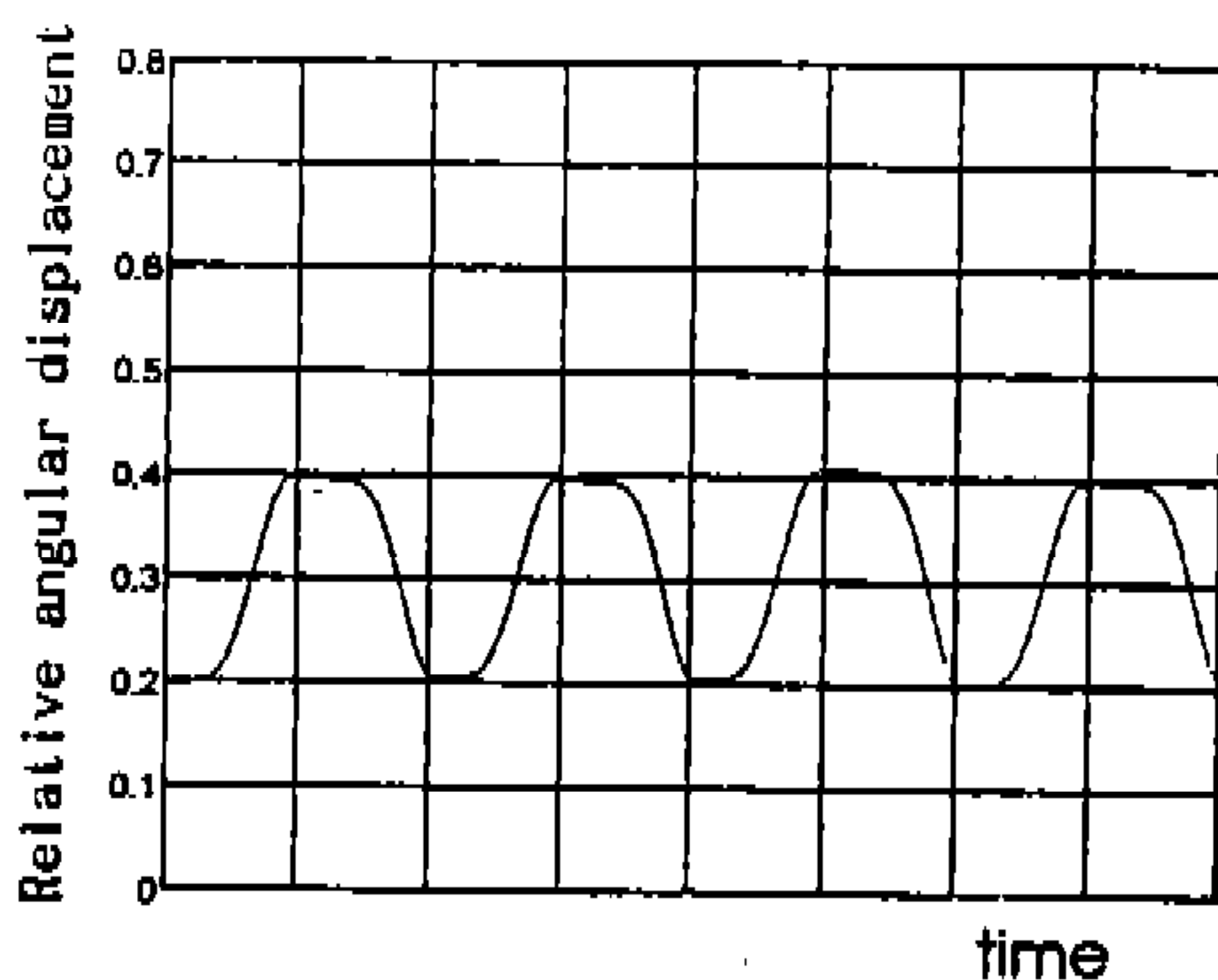
#### 4. 결 론

클러치 비틀림 특성과 드래그토크에 따른 클러치의 거동과 기어 래틀을 분석하기 위하여 실차실험과 시뮬레이션을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 실차실험으로 부터 클러치 디스크가 엔진 플라이휠에 부착되었을 때와 탈착되었을 때의 진동레벨로 부터 클러치가 기어래틀에 영향을 미친다는 것을 확인하였고 이것으로부터 클러치가 기어래틀을 감소시킬 수 있음을 알 수 있다.
- 2) 드래그토크는 클러치의 비틀림강성이 큰 경우에는 클러치 부측토크 부분에서 작동하게 되고 비틀림강성이 작을 경우에는 양의측 토크 부분에서 작동하게 된다.
- 3) 엔진의 기본주파수에서 발생하는 공진은 클러치의 진동과 관련되고 연소주파수 이상의 주파수에서 발생하는 공진은 클러치의 비틀림 강성과 연관되어 기어래틀에 영향을 미친다.
- 4) 클러치 히스테리시스가 커지면 디스크에 고착현상이 발생하여 엔진의 변동성분이 절연 없이 인풋기어에 전달된다.



(a)  $K_1=5\text{Nm/rad}$ ,  $H=0.0\text{Nm}$ ,  $D=0.2\text{Nm}$



(b)  $K_1=5\text{Nm/rad}$ ,  $H=0.9\text{Nm}$ ,  $D=0.2\text{Nm}$

Fig.12 The clutch disk operating range(simulation)

## 참 고 문 헌

1. T.Sakai, Y.Do, M.Yamamoto, T.Ogasawara and M.Narita, Theoretical and Experimental of rattling noise of automotive gearbox, SAE Paper 810773.
2. T.Fujimoto et al, Reduction of Idling Rattle in Manual Transmission, SAE Paper 870395
3. S.Ohnuma et al, Reduction on Idling Rattle of Manual Transmission, SAE Paper 850979S.
4. T.Sakai et al, Theoretical and Experimental Analysis of Rattling Noise of Automotive Gearbox, SAE Paper 810773
5. R.L.Seaman, C.E.Johnson and R.F.Hamilton Components, inertial effects on transmission design, SAE Paper 841686.
6. G.J.Fudala et al, A Systems Approach to Reducing Gear Rattle, SAE Paper 870396
7. R.J.Comparin, R.Singh, An Analytical Study of Automotive Neutral Gear Rattle, Journal of Mechanical Design, Vol.237-245(1990)
8. R.Singh, H.Xie and R.J.Comparin, Analysis of automotive neutral gear rattle, Journal of Sound and Vibration 131, Vol.177-196(1989)