

〈논 문〉 SAE NO. 953746

마찰을 고려한 차량 동력전달계의 Stick-Slip 현상에 관한 연구

A Study on the Stick-Slip Phenomenon of the Driveline System of a Vehicle in Consideration of Friction

윤 영 진,* 홍 동 표,** 정 태 진***
Y. J. Youn, D. P. Hong, T. J. Chung

ABSTRACT

This paper discusses the stick-slip phenomenon of the driveline system of a vehicle in consideration of friction. Friction is operated on the between of flywheel and clutch disk. The expressions for obtaining the results have been derived from the equation of motion of a three degree of freedom frictional torsion vibration system which is made up driving part(engine, flywheel), driven part(clutch, transmission) and dynamic load part(vehicle body) by applying forth-order Runge-kutta method. It was found that the great affect parameters of the stick-slip or stick motion were surface pressure force between flywheel and clutch disk, time decay parameter of surface pressure force and 1st torsional spring constant of clutch disk when driveline system had been affected by friction force.

The results of this study can be used as basic design data of the clutch system for the ride quality improvement of a car.

주요기술용어 : Driveline system(동력전달계), Friction(마찰), Stick-Slip(고착-미끄러짐), Torsional vibration(비틀림 진동), Judder(저더), Drive torque(구동토크), Transfer torque(전달토크), Sliding Velocity(미끄러짐속도), Surface pressure force(면압력), Friction coefficient(마찰계수)

1. 서 론

자동차 동력전달계는 엔진의 동력을 클러치 페이싱의 마찰력으로 전달하는 시스템으로 구성되어 있기 때문에 자동차 동력전달계의 비틀림 진동은 클러치 페이싱과 플라이휠과의 마찰에 의한

* 전북대학교 정밀기계공학과 대학원

** 정회원, 전북대학교 정밀기계공학과

*** 정회원, 군산대학교 기계설계공학과

진동의 영향을 받게 된다. 이러한 마찰에 의한 고착-미끌림 현상은 차량 발진시와 변속시 운전자의 클러치 조작에 의해 클러치 페이싱과 엔진의 플라이 휠과의 결합과정에서 미끄러짐에 의해 나타나는 것으로 엔진 마운트계 또는 서스펜션등을 통하여 차량이 크게 전후로 움직임을 초래하게 된다. 이러한 현상을 이상진동(abnormal vibration) 또는 클러치의 저더진동(judder vibration)이라 명명¹⁾하고 있다. 특히 장애물 통과시, 경사길을 올라갈 경우 그리고 적재량이 과다할 경우에 발진 및 변속을 하기 위해서는 클러치의 급격한 조작이 필요하게 되어 마찰 특성에 의한 진동의 진폭은 매우 높아지게 된다.

클러치를 잇는 과정에서 발생하는 진동 양상은 비교적 진동수가 낮은 성분과 높은 성분으로 구분할 수 있는데 전자의 경우는 엔진의 비주기적인 토크 변동에 따른 진동으로 알려지고 있으며 후자의 경우는 클러치의 페이싱과 플라이 휠과의 사이의 마찰 특성에 기인하는 것으로 알려지고 있다²⁾.

저더진동이 자동차의 주행중 미치는 영향으로는 엔진 토크를 변속기에 전달하는 클러치의 토크 전달 효율을 감소 시키고 자동차 구동계의 피로수명의 저하나 파손등 수명에 지대한 영향을 초래하고 운전자의 승차감과 정숙성을 저하시키는 원인이 된다.

자동차 동력전달계에 대한 진동 및 동특성 연구에 있어서는 주로 비틀림 진동 특히 엔진에서 발생하는 토크 변동에 의한 동력전달계의 비틀림 진동 및 소음 저감을 위한 연구와 변속기에서의 덜걱거림(Rattle)의 발생 메카니즘에 대한 규명과 저감을 위한 연구가 주로 수행되어 오고 있다.

그러나 클러치의 페이싱과 플라이휠과의 접촉시 발생하는 마찰에 따른 진동현상과 토크 전달특성에 대한 연구는 아직 미흡한 실정이며 특히 이들의 특성을 지배하는 클러치 페이싱재의 물적특성에 대한 연구는 국내에서는 거의 이루어지고 있지 않은 실정이다.

松下修己³⁾는 마찰클러치의 결합과정시 나타나는 진동 현상에 대하여 보고하고 있고 山川新二⁴⁾

는 차량에 대한 실차시험을 수행하여 자동차의 발진·변속시 클러치에 초래되는 문제에 대하여 제시하고 있으나 이론적 해석은 병행하여 수행하지 않고 있다. 井上光弘⁵⁾은 클러치 페이싱의 마찰재에 대한 연구를 이론과 실험을 통하여 수행하고 클러치 페이싱의 저더에 미치는 인자들에 대한 영향을 제시하고 있다. Kosuke Nagaya⁶⁾는 충격효과에 따른 클러치 디스크와 브레이크 시스템의 동적특성을 연속체의 원판 모델을 이용하여 해석적인 연구를 제시하고 있다. 그리고 可兒春伸, 三宅讓治, 二宮敏幸⁷⁾등은 클러치 페이싱의 저더 현상을 실험적으로 규명하고 저더에 미치는 인자들에 대한 연구를 수행 하였다. 그 외에 다수의 문헌^{8)~9)}에서 클러치와 브레이크 시스템에서의 마찰진동과 마찰에 의한 소음(Squeal Noise)등에 대하여 보고하고 있다. 또한 국내에서는 최연선^{10)~11)}은 수치조화 균형법에 의한 일반 마찰진동 특성을 해석적으로 해석한 바 있고 김현호¹²⁾는 전자클러치의 동특성에 대하여 연구를 한 바 있으나 자동차 동력전달계에서의 마찰에 의한 진동 특성과 이에 대한 인자들의 연구는 거의 수행되고 있지 않는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 과도상태(급 출발시, 급 변속시)에서 차량이 운전되는 경우 동력 전달계의 마찰에 의한 고착-미끌림 현상과 지배 요인들에 대한 특성을 규명 하고자 한다. 이에 대한 기대효과는 동력전달계의 동특성 해석결과의 신뢰성 향상을 도모하고 클러치의 기능 향상과 토크 전달 효율을 증가 시킴으로서 자동차의 출력 향상을 도모할 수 있을 것으로 사료된다.

2. 이론적 연구

2.1 시스템의 모델링 및 운동 방정식

자동차 동력전달계에서 마찰식 원판 클러치는 엔진에서 발생하는 구동 토크를 페이싱의 마찰에 의해 변속기에 전달하는 역할을 한다. 그러나 클러치 페이싱과 플라이휠과의 접촉면 사이에 작용되는 마찰력이 변함에 따라 마찰진동 시스템은 미끌림 상태, 고착-미끌림 상태 그리고 고착상태의 운동이 나타나게 되어 토크 전달력이 변하

게 된다. 따라서 본 연구에서는 차량의 동력전달계에서 클러치 페이싱과 플라이휠이 접촉되어지는 과정을 고려하여 접촉부의 마찰에 의한 토크 변화에 따른 동력전달계의 고착-미끄러짐 현상을 해석적으로 규명 하고자 한다.

이와 같은 마찰을 고려한 동력전달계의 고착-미끄러짐 현상을 해석하기 위하여 동력전달계를 Fig.1에서 보이는 바와 같이 크게 구동부(엔진, 플라이휠), 종동부(클러치, 변속기) 그리고 부하부(차체)등 3개의 관성체와 스프링과 댐퍼로서 구성하고 구동부와 종동부 사이에 마찰력이 작용되는 3자유도 반한정계 마찰 비틀림 진동 시스템으로 모델링 하였다. 또한 구동부에는 엔진에서 발생하는 구동 토크(T_E)가 작용되고 구동부와 종동부가 일체로 회전하는 고착단계로 될 때 클러치의 비틀림 스프링과 댐퍼가 구동부와 연결되는 것으로 가정 하였다.

Fig.2는 구동부와 종동부의 접촉면에 대한 모델로서 플라이휠과 클러치 디스크를 나타내고 있다.

이상과 같은 마찰력을 고려한 비틀림 진동에 대한 해석은 미끄러짐 상태, 고착-미끄러짐이 공존하는 상태 그리고 미끄러짐이 없는 고착 상태 등의 경우로 나누어 해석해야 한다¹⁾⁻³⁾. 여기에서 각각의 상태는 다음과 같은 의미를 지니고 있다.

1. 미끄러짐 상태

클러치에 압력이 가해지기 시작하는 단계로서 구동부와 종동부가 접촉하기 시작 하지만 종동부에는 토크의 전달이 없이 상대 미끄러짐만이 존재하는 단계이다.

2. 고착-미끄러짐이 공존하는 상태

클러치 페이싱에 발생하는 마찰력이 어느정도 크게 되어 종동부가 가속되는 단계로서 진동의 1주기 사이에 상대 미끄러짐의 상태와 종동부와 종동부가 일체로 운동하는 고착상태가 공존하는 단계를 말한다.

3. 고착 상태

클러치 페이싱에 발생하는 마찰력이 상당히 크게 되어 구동부와 종동부가 상대 미끄러짐이 없이 완전히 부착되어 있는 단계로서 구동부의 구동 토크는 에너지의 손실이 없이 종동부에 전달되는 단계를 말한다.

그러나 미끄러짐만이 존재하는 상태는 매우 짧은 시간동안 나타나기 때문에 본 연구에서는 고려하지 않았다.

따라서 시스템의 운동 방정식은 다음과 같이 식 (1-1)과 식 (1-2)로 나타낼 수 있다.

고착-미끄러짐 상태의 경우 :

$$J_E \ddot{\theta}_E = T_E - T_C$$

$$J_C \ddot{\theta}_C + C_{CM}(\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_M) + K_{CM}(\theta_C - \theta_M) = T_C \quad (1-1)$$

$$J_M \ddot{\theta}_M + C_{CM}(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_C) + K_{CM}(\theta_M - \theta_C) = 0$$

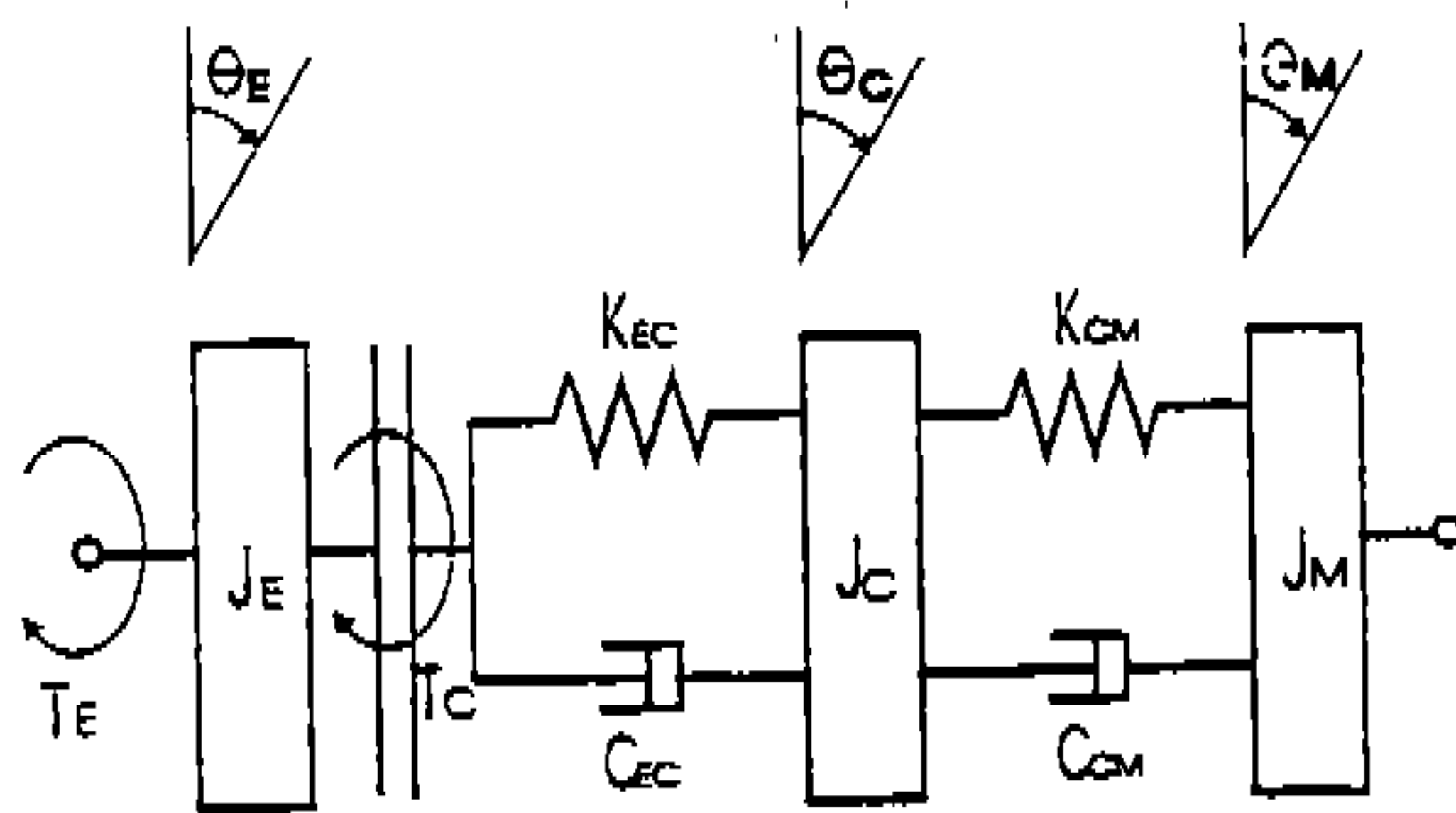


Fig.1 Analytical modeling of Driveline system

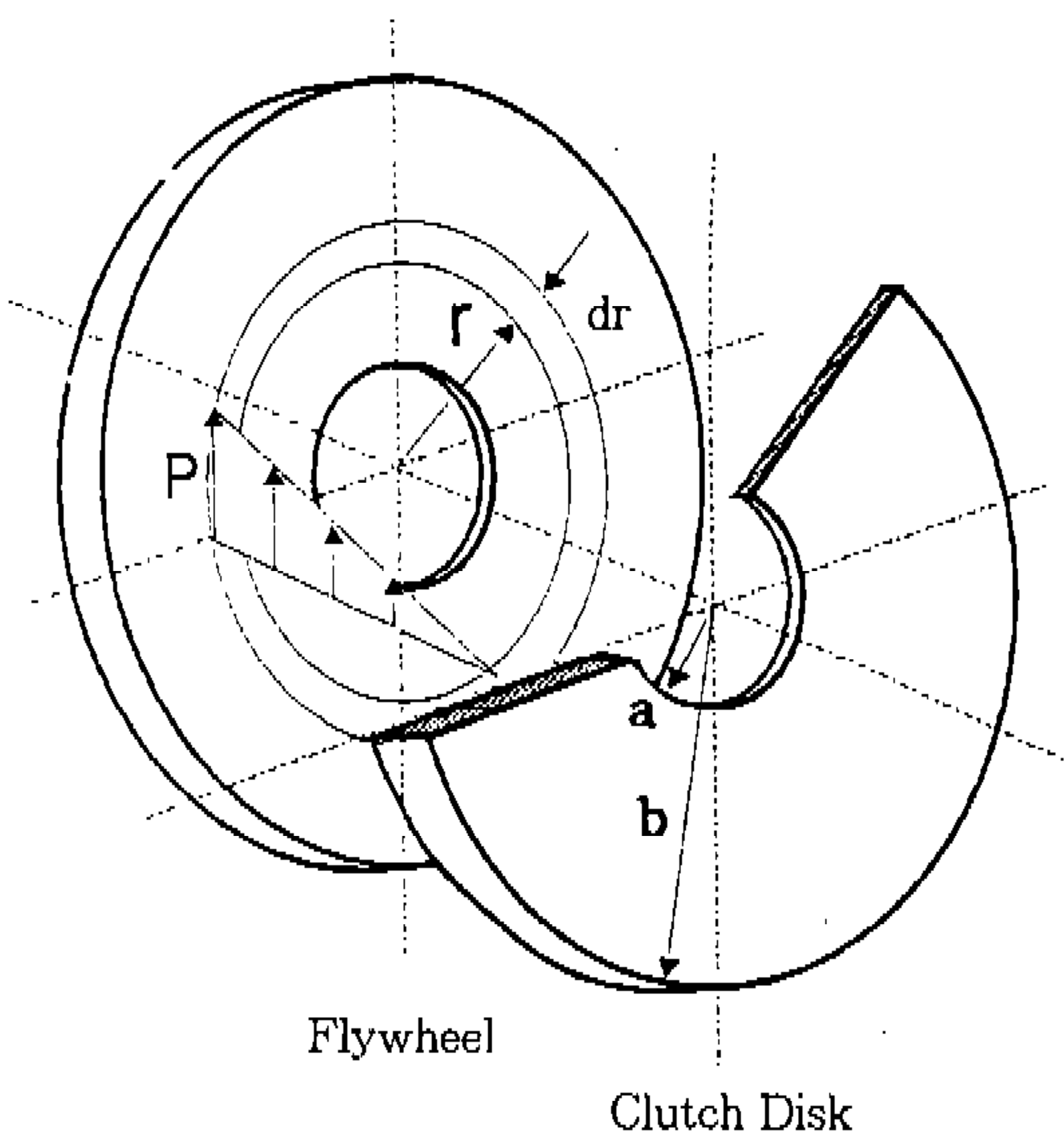


Fig.2 Analytical modeling of contact surface (between flywheel and clutch disk)

고착상태의 경우 :

$$J_E \ddot{\theta}_E + C_{EC}(\dot{\theta}_E - \dot{\theta}_C) + K_{EC}(\theta_E - \theta_C) = T_E$$

$$J_C \ddot{\theta}_C + C_{EC}(\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_E) + K_{EC}(\theta_C - \theta_E) + C_{CM}(\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_M) + K_{CM}(\theta_C - \theta_M) = 0 \quad (1-2)$$

$$J_M \ddot{\theta}_M + C_{CM}(\dot{\theta}_M - \dot{\theta}_C) + K_{CM}(\theta_M - \theta_C) = 0$$

여기에서,

J_E : 구동부(엔진, 플라이휠)의 등가관성 모멘트

J_C : 종동부(클러치, 변속기)의 등가관성 모멘트

J_M : 부하부(차체)의 등가관성 모멘트

C_{EC} : 종동부(클러치 디스크)의 등가감쇠계수

C_{CM} : 종동부와 차체 사이의 등가감쇠계수

K_{EC} : 종동부(클러치 디스크)의 비틀림 스프링 상수

K_{CM} : 종동부와 차체 사이의 등가 스프링 상수

$\theta_E, \theta_C, \theta_M$: 각부의 각변위

$\dot{\theta}_E, \dot{\theta}_C, \dot{\theta}_M$: 각부의 각속도

$\ddot{\theta}_E, \ddot{\theta}_C, \ddot{\theta}_M$: 각부의 각가속도

T_E : 구동부의 구동 토크

T_C : 종동부의 마찰력에 의한 전달토크

또한, 점(dot, ".")은 시간(t)에 대한 도함수를 나타낸다.

일반적으로 클러치 디스크는 엔진에서 발생하는 토크 변동을 효과적으로 차단 또는 저감 시킴으로써 변속기에서 발생하는 기어의 래틀진동과 소음을 효과적으로 저감시키기 위하여 비틀림 강성과 히스테리시스를 2단 이상으로 하는 비틀림 댐퍼를 장착하고 있다.^{1)~9)} 그러나 본 연구에서는 클러치에서 작용하는 마찰 토크의 변동이 동력전달계에 미치는 영향을 보기 위하여 클러치 디스크는 비틀림 강성과 점성 댐퍼가 작용되는

것으로 하였다. 여기에서 비틀림 강성은 2단 특성을 갖는 스프링으로 가정 하였으며 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$K_{EC} = \begin{cases} K_1 : \theta \leq |\theta_{12}| \\ K_2 : \theta > |\theta_{12}| \end{cases} \quad (2)$$

여기에서,

K_{EC} : 클러치의 비틀림 스프링 강성

$\theta = \theta_E - \theta_C$: 구동부와 종동부의 상대 각변위

K_1 : 1단 비틀림 스프링 강성

K_2 : 2단 비틀림 스프링 강성

2.2 구동 토크

구동부에서의 구동 토크는 평균 토크 성분(T_{EO})과 실린더내의 가스의 압력과 크랭크의 회전관성에 의한 불균일한 변동성분($T_{osc}(t)$)과의 합으로서 표현할 수 있다. 여기에서 4실린더 4사이클 기관의 경우 구동 토크의 변동성분($T_{osc}(t)$)은 2n차 조화항을 갖는 푸리에 급수(Fourier series)로 전개할 수 있고 식 (3)과 같이 표현할 수 있다. 그러나 본 연구에서는 특히 토크의 변동량이 큰 2차와 4차의 가진 성분만을 고려하였다.

$$T_E = T_{EO} + T_{osc}(t) = T_{EO} + \sum T_{Ej} \sin(\omega_j t + \alpha_j) \quad j=1,2,3,\dots \quad (3)$$

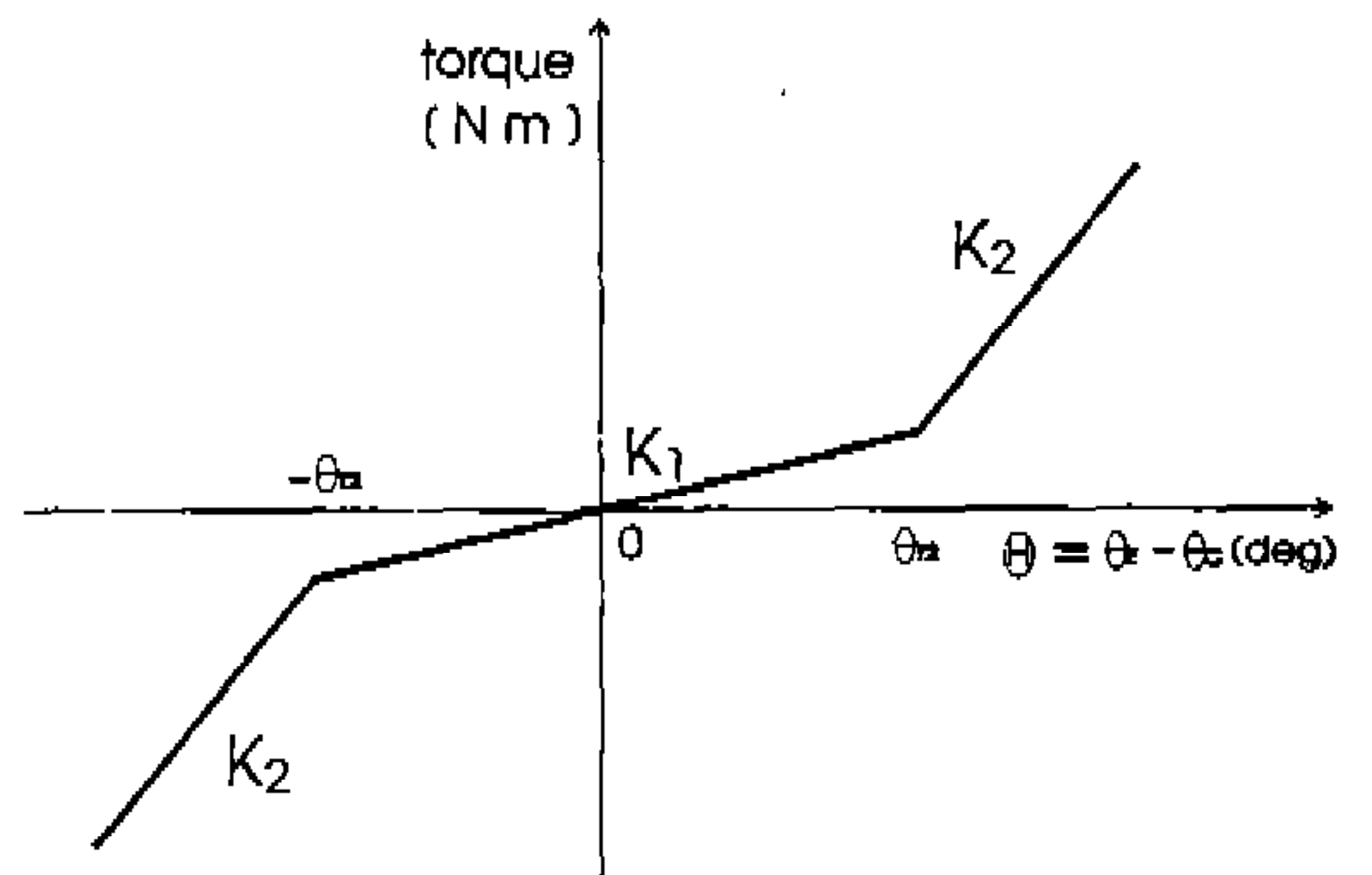


Fig.3 Torsional spring characteristics of clutch disk(second step spring)

여기에서,

- T_E : 구동부의 구동 토크
- T_{E0} : 구동부의 평균 토크
- $T_{osc}(t)$: 구동부의 변동 토크
- T_{Ej} : j차 조화항의 변동 토크
- ω_j : j차 조화항의 각 진동수
- α_j : j차 조화항의 위상각

2.3 종동부의 전달 토크

구동부와 종동부 사이에 작용되는 마찰에 의한 토크의 전달력은 면압력과 마찰계수의 곱의 함수로서 나타낼 수 있다. 클러치 페이싱이 엔진의 플라이 휠에 미치는 클러치의 면압력은 운전자가 클러치를 조작할 때 릴리스 베어링이 다이어프램 스프링을 누름으로써 발생하는 압력이다. 일반적으로 면압력은 클러치 다이어프램 스프링(diaphragm spring)의 강성과 디스크 어셈블리의 쿠션 플레이트(cushion plate)에 의해 크게 좌우되고 운전자의 클러치 페달 조작의 유형에 따라 바뀌게 되기 때문에 하나의 함수로 표현하는 것은 불가능하다. 그리고 일반적으로 클러치의 다이어프램 스프링의 강성은 비선형적인 특성을 갖고 있기 때문에 클러치의 면압 패턴도 또한 비선형적인 특성을 갖게 된다.

그러나 이들에 대한 연구문헌^{1)~5)}을 보면 일반적으로 몇개의 패턴을 갖는 것으로 보고 되고 있다.

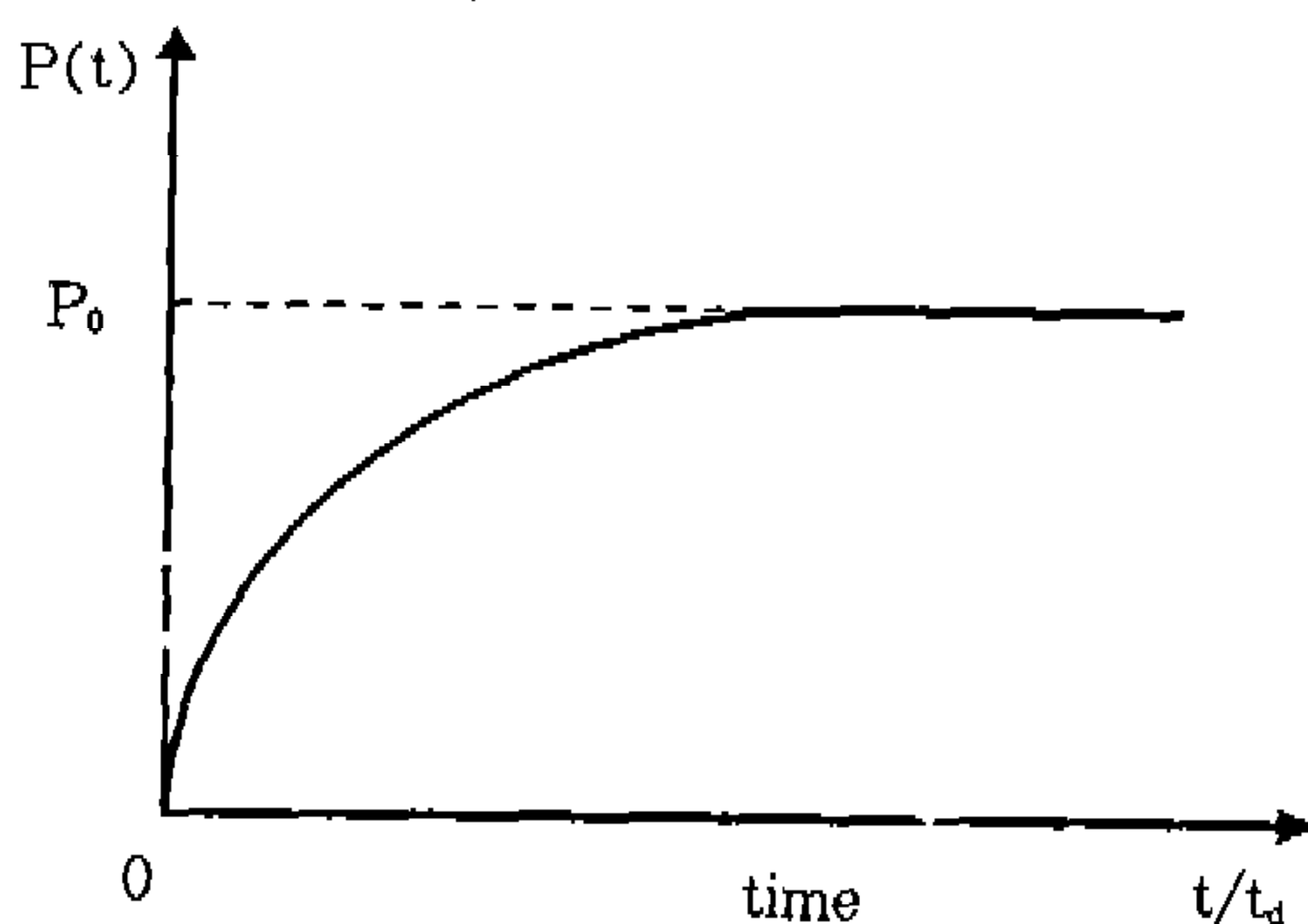


Fig.4 Surface pressure force between fly-wheel and clutch disk

본 연구에서는 이것을 바탕으로 접촉부의 미소 면적(Fig.2 참조)에 작용하는 면압력 함수를 Fig.4와 같이 시간에 따라 지수적으로 증가하는 함수로 가정하면 식 (4)와 같이 표현할 수 있다.

따라서 접촉부 전체에 작용하는 면압력은 식 (5)와 같이 표현할 수 있다. 여기에서, 시간의 함수로 선택한 이유는 운전자가 클러치 페달을 조작하는 유형이 페달을 밟는 시간적 함수로 표현할 수 있기 때문에 시간 차이에 따라 면압력의 크기가 달라지기 때문이다. 즉, 구동부와 종동부의 상대 미끄러짐이 일어나는 시간과 종동부에서의 동적 특성의 변동량을 파악하기 위함이다.

$$p(t) = p_0 \times (1.0 - e^{-t/t_d}) \tag{4}$$

$$P(t) = A \times p(t) \tag{5}$$

여기에서,

$$A = \int_a^b 2.0 \times \pi \times r dr$$

- $P(t)$: 면압력의 특성함수
- p_0 : 면압력의 크기
- t_d : 면압력의 시간지연 상수
- A : 접촉면의 면적

또한 클러치 페이싱의 마찰계수는 $\mu - v$ (마찰

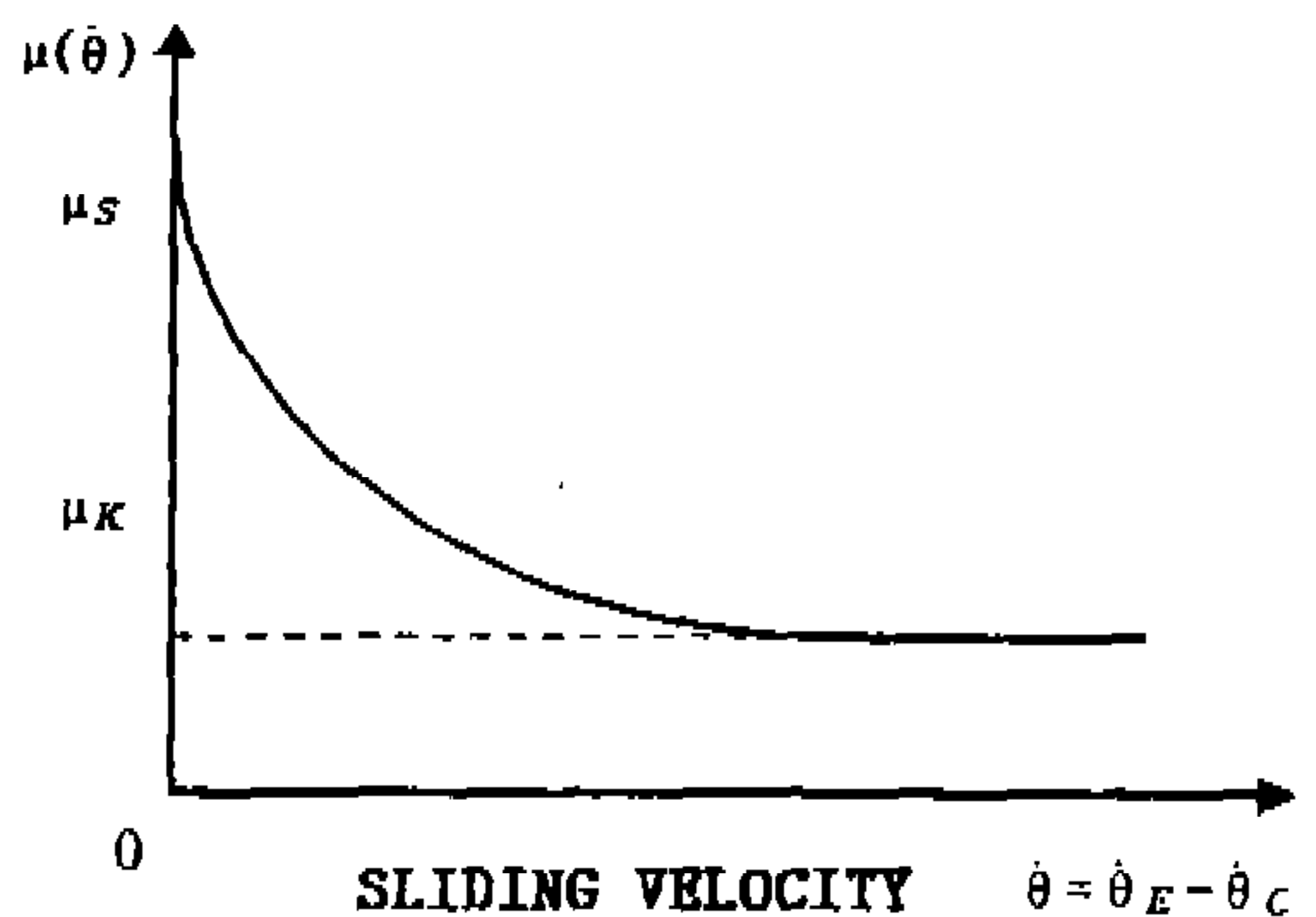


Fig.5 The characteristics of Friction coefficient-sliding velocity

계수-속도)특성에 크게 좌우 되는데 이러한 $\mu-v$ 특성은 마찰재의 재료특성(조성, 물성, 마찰특성 등)과 마찰조건(오도, 습도, 면압, 열복력 등)에 따라 다르게 된다. 따라서 마찰계수의 함수를 어떠한 하나의 함수로 표현하는 것은 불가능하다.

그러나 이들에 대한 연구문헌^{1)~5)}을 토대로 본 연구에서는 Fig.5와 같이 마찰계수의 함수를 구동부와 종동부의 상대속도가 증가함에 따라 지수적으로 감소하는 지수함수로 가정하고 식 (6)와 같이 표현 하였다.

$$\mu(\dot{\theta}) = (\mu_s - \mu_k) \times e^{-\dot{\theta}/\dot{\theta}_D} + \mu_k \quad (6)$$

여기에서,

- $\mu(\dot{\theta})$: 마찰계수의 특성함수
- $\dot{\theta} = \dot{\theta}_E - \dot{\theta}_C$: 구동부와 종동부의 상대속도
- μ_s : 최대 정마찰계수
- μ_k : 동마찰계수
- $\dot{\theta}_D$: 상대속도의 지연상수

이상으로 부터 구동부와 종동부와의 사이에 작용되는 마찰력과 마찰력에 의한 토크의 전달력은 다음과 같이 식 (7)과 (8)로 각각 나타낼 수 있다.

$$F_c = \mu(\dot{\theta}) \times P(t) \quad (7)$$

$$\begin{aligned} T_c &= R \times F_c \\ &= R \times P(t) \times \mu(\dot{\theta}) \end{aligned} \quad (8)$$

여기에서,

$$R = \frac{2(a^2 + ab + b^2)}{3(a+b)}$$

- F_c : 마찰력
- T_c : 마찰력에 의한 전달 토크
- R : 평균 마찰 반경
- $2a$: 마찰면의 외경
- $2b$: 마찰면의 내경

2.4 고착-미끄림 운동과 고착운동의 변화 조건

마찰 비틀림진동 해석 모델링에서 구동부와 종동부의 사이에 나타나는 고착-미끄림 운동과 고착운동의 변화 조건은 구동부와 종동부 사이의 최대 정지 마찰력에 의한 최대 전달토크의 크기와 종동부와 부하부의 상대 비틀림 저항력과의 상관관계로서 다음과 같이 식 (9)로 나타낼 수 있다. 여기에서 식(9)를 만족하면 고착 상태의 운동을 하는 단계가 되어 운동방정식(1-2)의 운동을 하고 만족하지 않으면 고착-미끄림 상태의 운동을 하는 단계가 되어 운동방정식 (1-1)의 운동을 하게 된다.

$$\begin{aligned} \dot{\theta}_E &= \dot{\theta}_C \\ |C_{CM}(\dot{\theta}_C - \dot{\theta}_M) + K_{CM}(\theta_C - \theta_M)| &\leq T_{CS} \end{aligned} \quad (9)$$

여기에서

$$T_{CS} = R \times P(t) \times \mu_s$$

μ_s : 최대 정지 마찰계수

이상과 같은 마찰 비틀림 진동 시스템으로 부터 종동부에 마찰력이 작용할 때 동력전달계의 고착-미끄림에 의한 비틀림 특성이 어떻게 변화 하는가를 규명 하고자 하였다.

3. 수치해석 결과 및 고찰

3.1 수치해석

본 연구에서는 클러치에 가해지는 면압력에 의해 플라이 휠과 클러치 디스크 사이에 마찰력이 작용할 때 자동차 동력전달계에서의 비틀림 동특성을 수치적으로 해석 하고자 하였다. 수치해석을 위한 동력전달계의 비틀림 진동 시스템은 3 자유도를 갖는 반한정계 마찰 비틀림 진동 시스템으로 모델링 하였다(Fig.1 참조). 이와 같은 진동 모델로부터 클러치 디스크와 플라이휠 사이에 마찰력이 작용할 때 동력전달계의 비틀림 특성을 파악하기 위하여 Runge-Kutta(4th order) 방법을 이용하였다. Fig.6은 수치해석을 위한 흐름

도를 보이고 있다.

다음 Table.1은 해석 모델에 대한 각 요소의 등가값을 나타내고 있다. 여기에서 각각의 등가값은 설계도면을 참고로 하거나 실측에 의하여 구할 수 있는 값이나 본 연구에서는 참고문헌²⁾에서 제시하고 있는 6톤 트럭의 경우에 대한 데이터 값을 이용 하였다.

또한 본 연구에서는 클러치의 마찰에 의한 전달 토크의 변화에 따른 종동부에서의 각속도 변동량을 비교하기 위하여 다음과 같은 동력전달계의 설계변수를 고려 하였다.

- 1) 변속기에서의 변속단 수(1, 2, 3, 4단) - 부하 변화에 대한 영향 파악
- 2) 클러치 디스크의 비틀림 댐퍼로서의 2단 스프링 강성($K_{EC}(K_1, K_2)$)
- 3) 각각의 점성 댐퍼의 감쇠 계수(C_{EC}, C_{CM})
- 4) 면압력의 크기(P_0)
- 5) 클러치 조작 시간(t_d)

이와 같은 수치해석을 위한 동력전달계의 설계 변수는 Table 2와 같다.

3.2 결과 및 고찰

Fig.7은 변속 단수를 변화 시킬 때 동력전달계

의 구동부와 종동부에서 나타나는 각속도의 변동을 보이고 있다. 그림으로 알 수 있는 바와 같이 변속단이 높아짐에 따라 구동부에서의 각속도 변동은 그다지 변화가 없으나 종동부에서의 각속도 변동값은 상당히 감소하고 있음을 알 수 있다. 이것은 변속단이 높아짐에 따라 종동부의 등가 관성 모멘트가 커지기 때문인 것으로 생각된다.

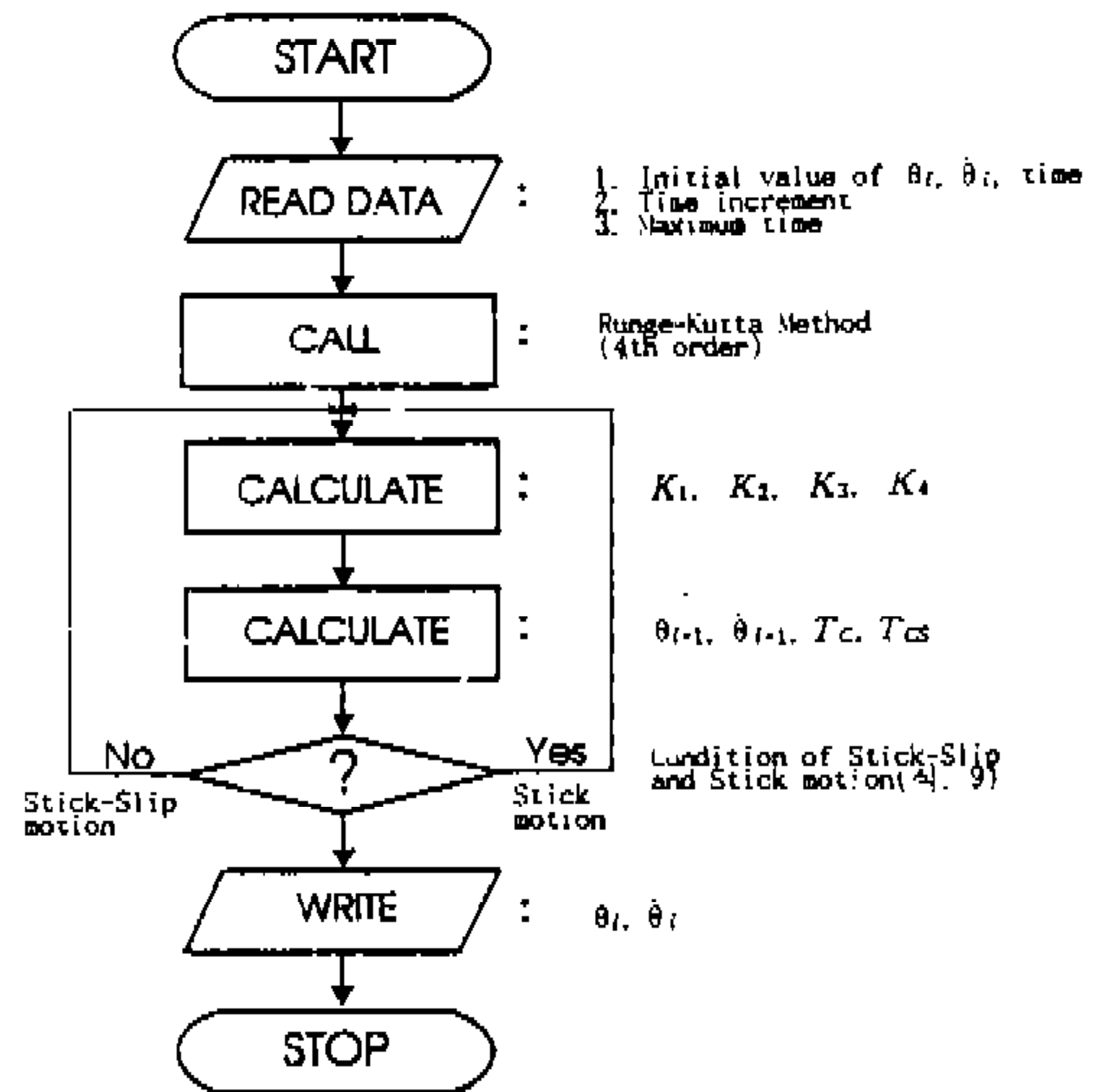


Fig.6 Flow chart of analytical program

Table 1 Equivalent value of analytical model(Ex. of a 6-ton truck)

변 속 단	J_E	J_C	J_M	K_{CM}	R
	(kgMsec ²)	(kgMsec ²)	(kgMsec ²)	(kgMsec ²)	(m)
1 단	0.117	0.0037	0.141	3.130	0.085
2 단	0.117	0.0047	1.008	9.910	0.085
3 단	0.117	0.0085	1.590	35.20	0.085
4 단	0.117	0.0230	5.870	130.0	0.085

Table 2 Design parameter for numerical analysis

변 수	변 속 단	K_{EC}		C_{EC}	C_{CM}	P_0	t_d
		K_1	K_2				
변 수 값	1 단	0.0	10.0	0.0	0.0	0.0	0.1
	2 단	0.5	20.0	0.1	0.1	50.0	1.0
	3 단	10.0	50.0	0.3	0.3	100.0	3.0
	4 단	20.0	100.0	0.5	0.5	200.0	10.0

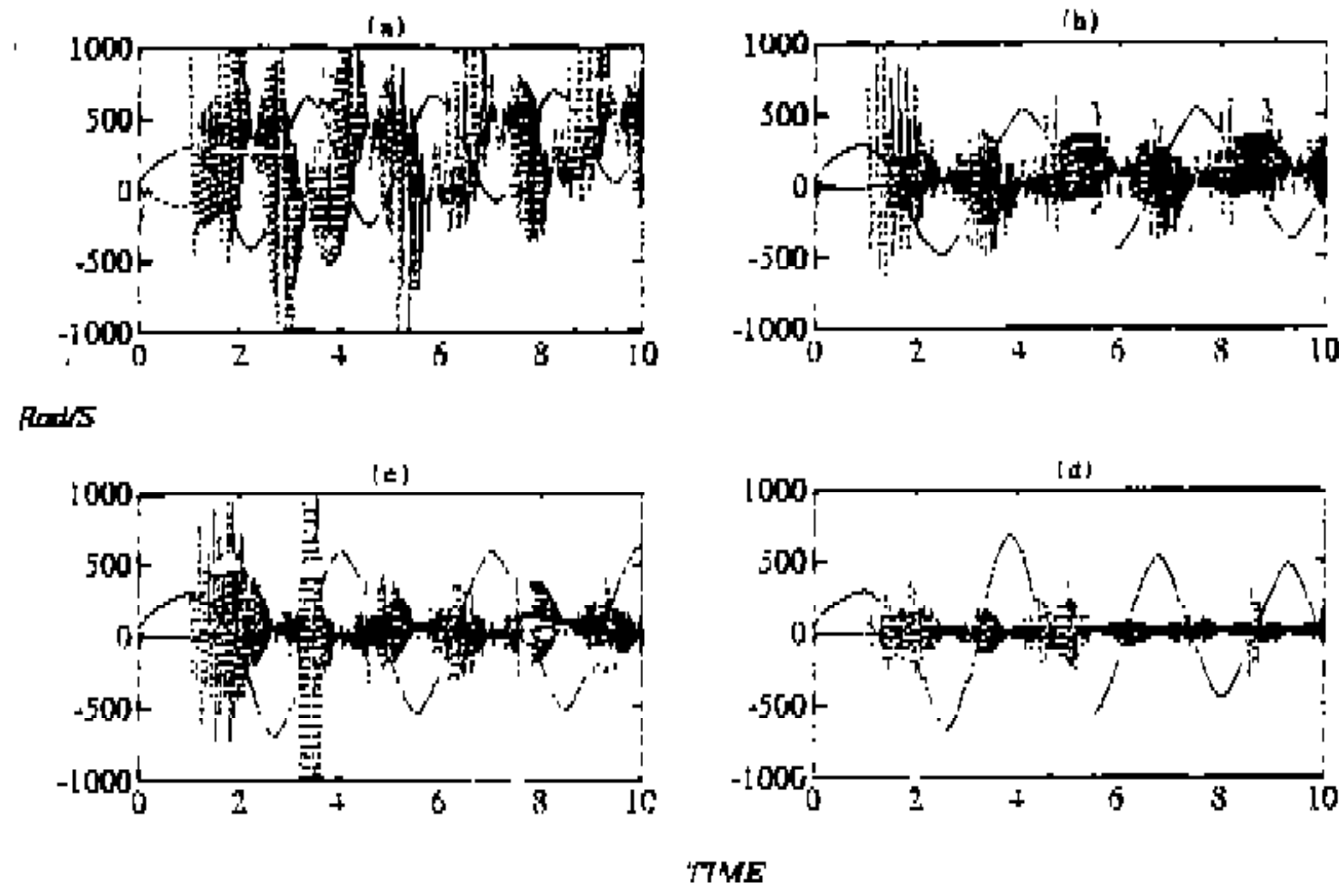


Fig.7 The fluctuation of angular velocity by variation of gear step.(analytical results)
 — : driving part($\dot{\theta}_E$), ... : driven part($\dot{\theta}_C$)
 (a) 1st step, (b) 2nd step,
 (c) 3rd step, (d) 4th step

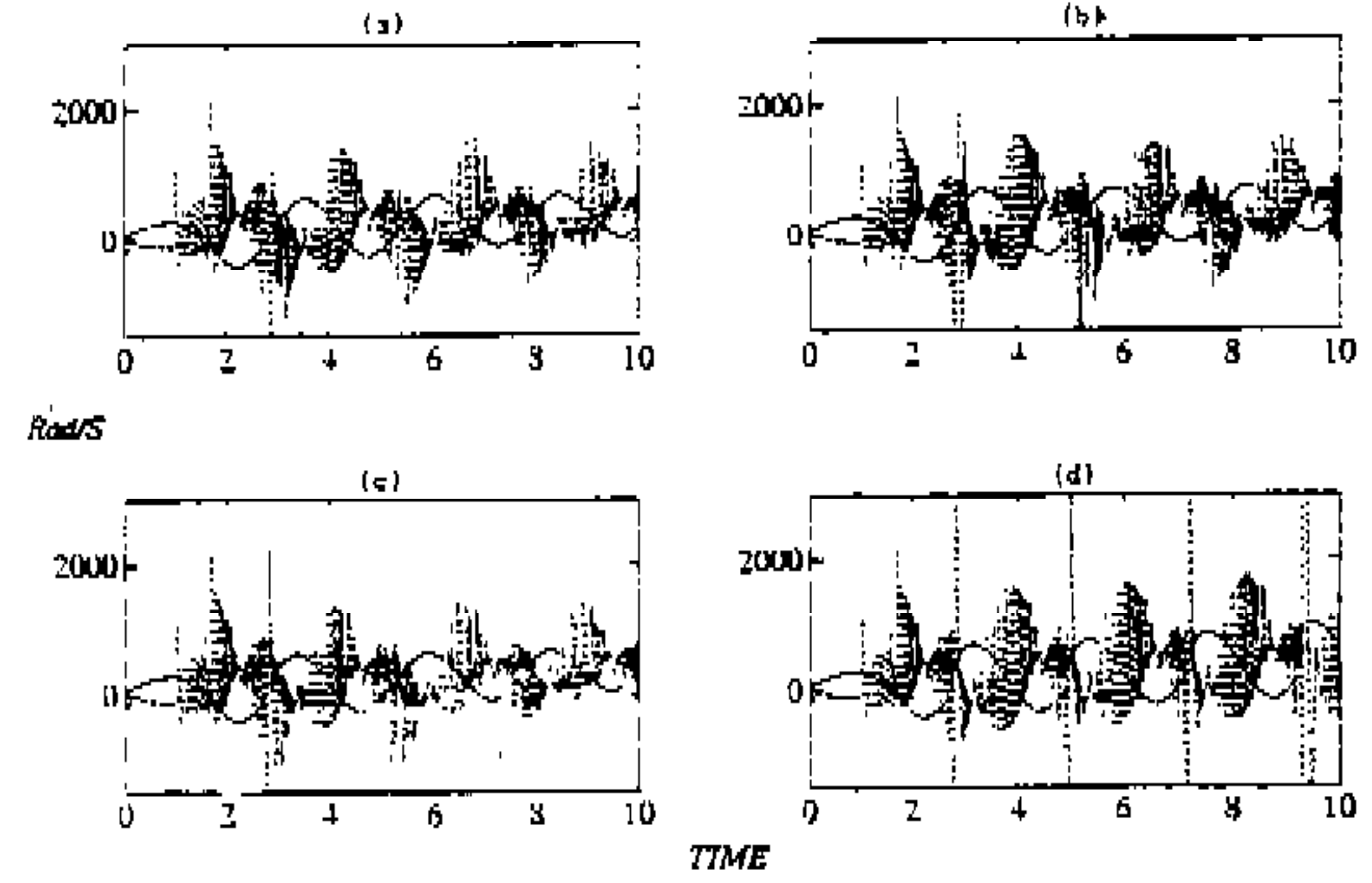


Fig.9 The fluctuation of angular velocity by variation of 2nd step spring coefficient of clutch disk (K_2). (analytical results)
 — : driving part($\dot{\theta}_E$), ... : driven part($\dot{\theta}_C$)
 (a) $K_2=10.0$ (b) $K_2=20.0$
 (c) $K_2=50.0$ (d) $K_2=100.0$

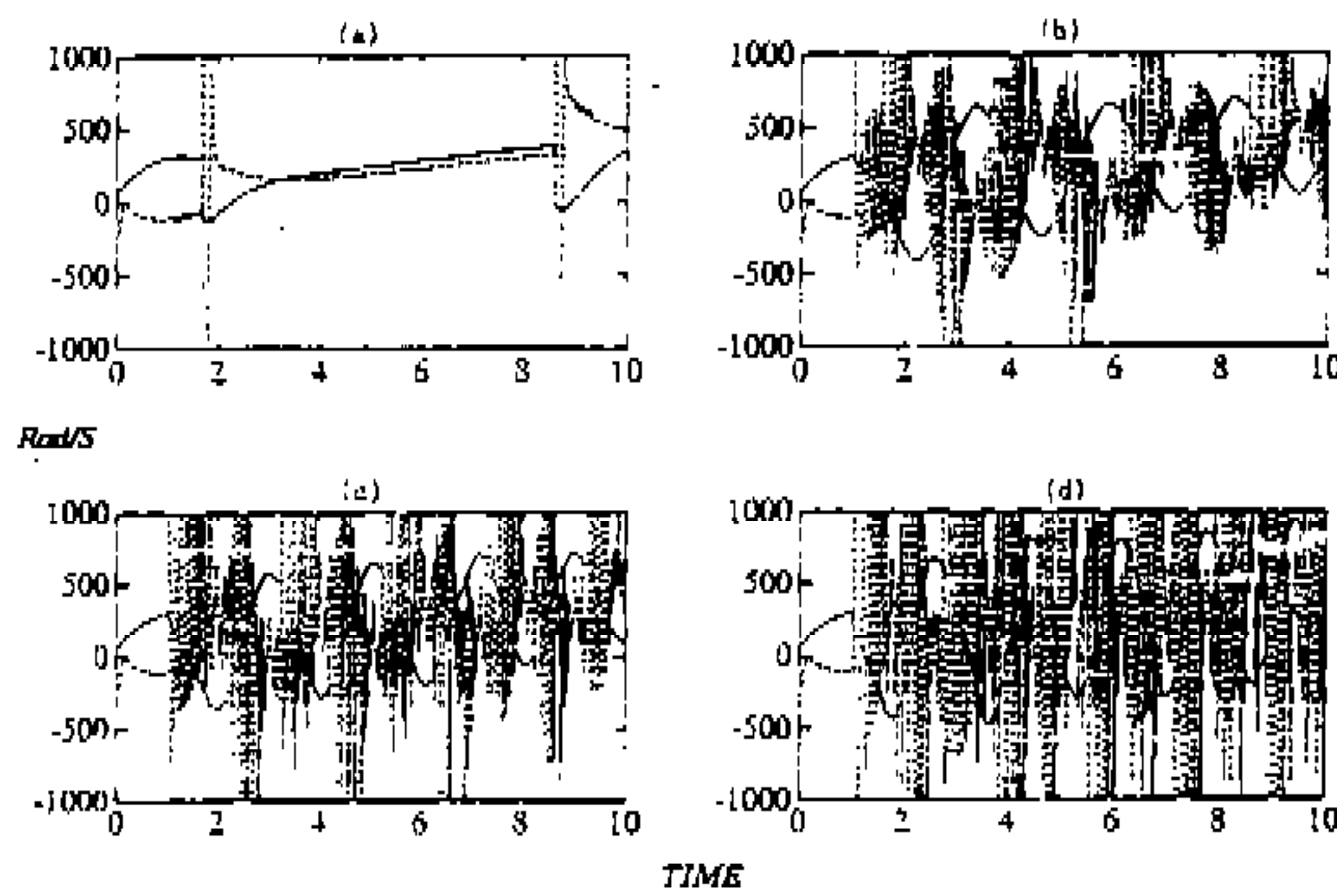


Fig.8 The fluctuation of angular velocity by variation of 1st step spring coefficient of clutch disk (K_1). (analytical results)
 — : driving part($\dot{\theta}_E$), ... : driven part($\dot{\theta}_C$)
 (a) $K_1=0.0$ (b) $K_1=5.0$
 (c) $K_1=10.0$ (d) $K_1=20.0$

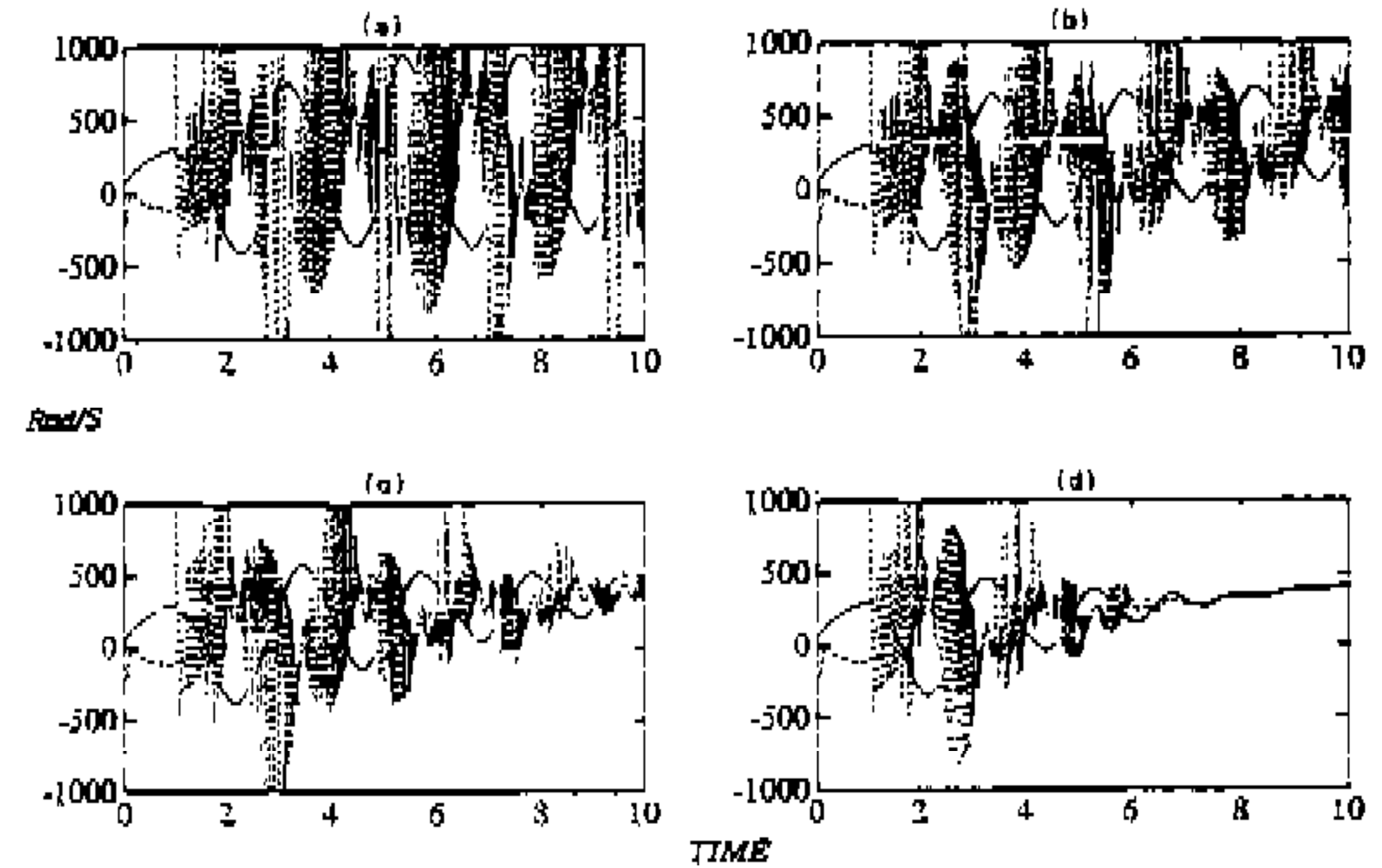


Fig.10 The fluctuation of angular velocity by variation of equivalent damping coefficient (C_{EC}). (analytical results)
 — : driving part($\dot{\theta}_E$), ... : driven part($\dot{\theta}_C$)
 (a) $C_{EC}=0.0$ (b) $C_{EC}=0.1$
 (c) $C_{EC}=0.3$ (d) $C_{EC}=0.5$

또한 마찰력은 시간이 증가함에 따라 커지게 되는데 이러한 마찰력의 크기가 증가함에 따라 종동부에서의 각속도 변동값은 점차 작아짐을 알 수 있다.

Fig.8은 클러치 디스크의 비틀림 스프링 중에서 1단 스프링 강성(K_1)을 변화시켰을 때 구동부와 종동부에서의 각속도 특성을 보이고 있다. 1단 스프링 강성이 증가함에 따라 종동부에서의 고착-미끌림 운동의 반복횟수가 증가함을 알 수

있다. 다시 말해서 고착-미끌림 운동의 주기가 짧아짐을 알 수 있다. 그리고 각속도의 크기가 점점 커짐을 알 수 있다. 1단 비틀림 스프링 상수가 제로(zero)인 경우 즉 1단 스프링이 없을 때에는 각속도 변동이 갑자기 커지는 경향이 있는데 이것은 강성이 큰 2단 스프링이 갑자기 작용하기 때문인 것으로 생각된다. 여기에서도 마찰력의 크기가 커짐에 따라 종동부에서의 각속도 변동값은 점차 작아지는 경향이 있다.

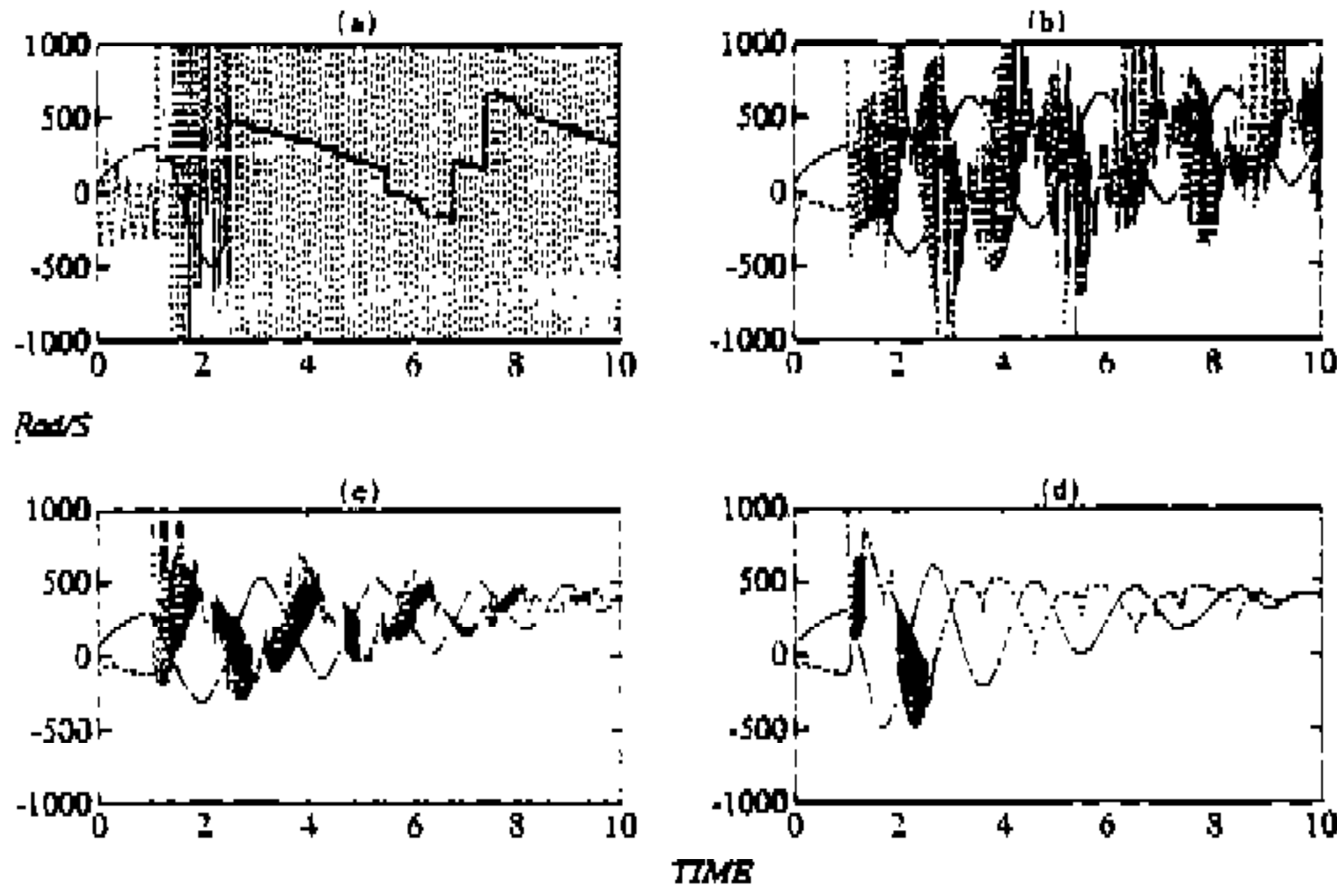


Fig.11 The fluctuation of angular velocity by variation of equivalent damping coefficient(C_{CM}). (analytical results)
 — : driving part($\dot{\theta}_E$), ... : driven part($\dot{\theta}_C$)
 (a) $C_{CM}=0.0$ (b) $C_{CM}=0.1$
 (c) $C_{CM}=0.3$ (d) $C_{CM}=0.5$

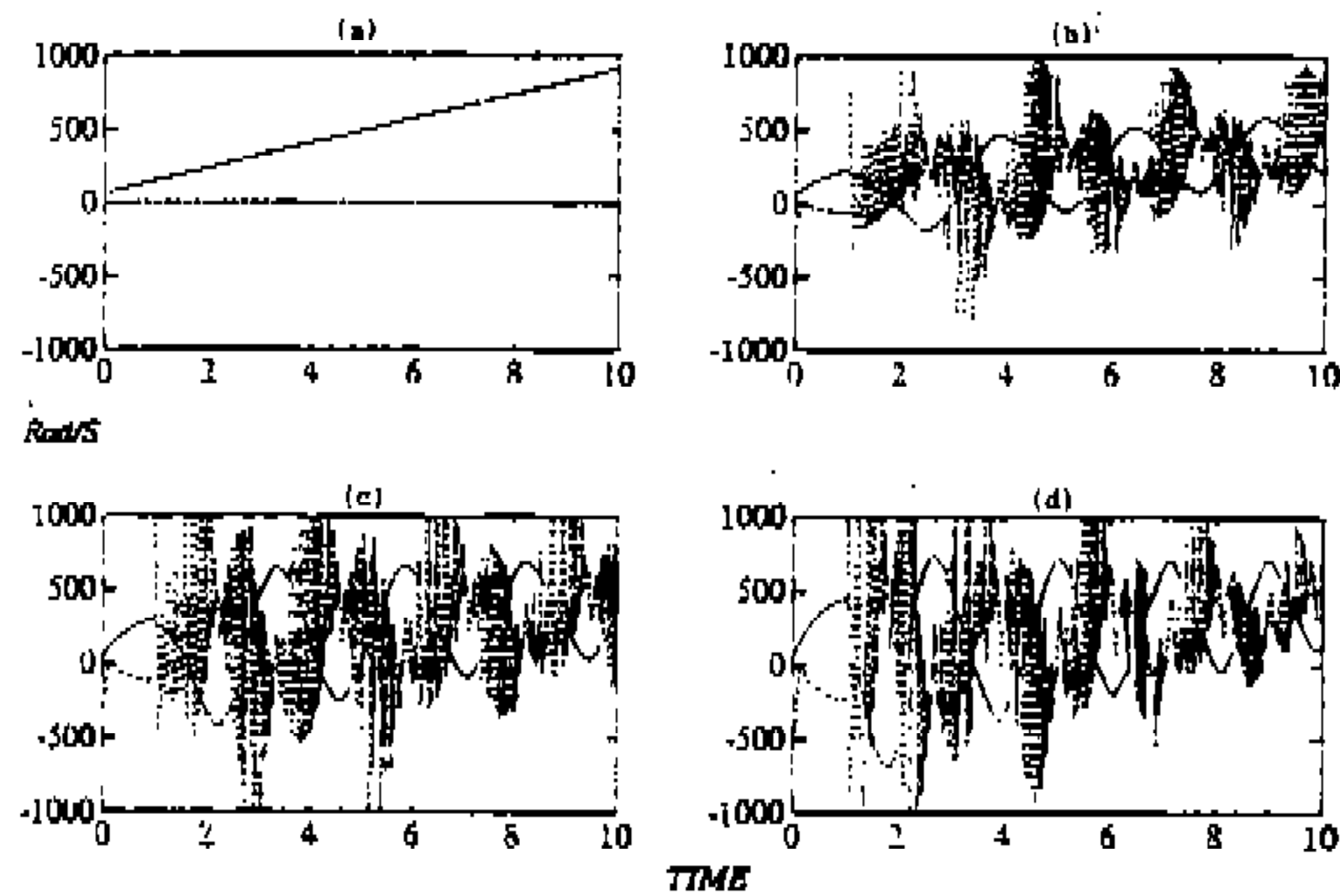


Fig.12 The fluctuation of angular velocity by variation of pressure force strength(P_0). (analytical results)
 — : driving part($\dot{\theta}_E$), ... : driven part($\dot{\theta}_C$)
 (a) $P_0=0.0$ (b) $P_0=50.0$
 (c) $P_0=100.0$ (d) $P_0=200.0$

그러나 Fig.9에서는 클러치 디스크의 2단 스프링 강성(K_2)을 변화시킨 경우를 보이고 있으나 종동부에서의 각속도 변동은 그다지 변화가 없으나 강성이 커짐에 따라서 순간적인 각속도 변동 피크값(peak value)은 커지게 됨을 알 수 있다. 이러한 결과로 미루어 볼 때 마찰력이 작용하는 비틀림 진동 시스템은 마찰력이 점차 커지게 됨에 따라 클러치 디스크의 1단 비틀림 스

프링이 주로 영향을 미치고 있음을 알 수 있고 마찰력이 상당히 크게 되어 구동부와 종동부가 상호 미끄럼이 거의 나타나지 않게 되면 클러치 디스크의 2단 스프링 강성의 영향을 크게 받고 있음을 알 수 있다.

Fig.10과 Fig.11에서는 감쇠계수의 변화에 따른 구동부와 종동부의 각속도 변동을 보이고 있다. 먼저 Fig.10에서는 종동부에서의 등가 감쇠계수(C_{EC})을 변화시켰을 때 C_{EC} 의 값이 증가함에 따라 구동부와 종동부 모두 각속도의 변동이 점차 사라짐을 알 수 있고 마찰력에 의한 고착-미끄럼 운동이 소멸되고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig.11에서 보는 바와 같이 종동부와 부하부 사이의 등가 감쇠계수(C_{CM})의 값이 증가됨에 따라 비슷한 경향을 보이거나 고착-미끄럼 운동의 감소비율이 현저히 증가하고 있음을 알 수 있다.

따라서 마찰에 의한 고착-미끄럼 운동은 감쇠계수 C_{EC} 의 영향보다 C_{CM} 의 영향을 크게 받고 있음을 알 수 있다.

다음으로 Fig.12에서는 클러치 페이싱의 면압 강도의 크기(P_0) 변화에 따른 구동부와 종동부의 각속도 변동을 보이고 있다. 면압강도가 제로(zero)인 경우에는 구동부에서의 각속도는 일정하게 증가하고 있으나 종동부에서의 각속도는 동력이 전달되고 있지 않기 때문에 변화가 없다. 그러나 어느정도의 면압력이 가해지면 종동부의 각속도 변동이 일어나게 되고 마찰력에 의해 고착-미끄럼 운동이 발생하게 된다. 면압력의 증가에 따라 종동부에서의 각속도 변동은 크게 되나 시간이 지남에 따라 각속도 변동량의 감소비율은 점차 커짐을 알 수 있다. 면압력 강도의 크기는 고착-미끄럼 운동에 영향을 미치고 있다고 생각할 수 있으며 어느정도 크기 이하에서는 구동부의 동력을 원활히 전달하지 못하고 미끄럼운동이 많이 되어 동력 손실이 커지게 되고 또한 면압력 강도가 너무 크게 되면 처음 자동차 출발시 고착-미끄럼에 의한 저더진동이 크게 발생하게 되어 승차감을 저하시키는 요인이 될 수 있음을 알 수 있다.

또한 Fig.13에서는 면압력의 시간 지연 상수(t_d)의 변화에 따른 각속도의 변화를 보이고 있

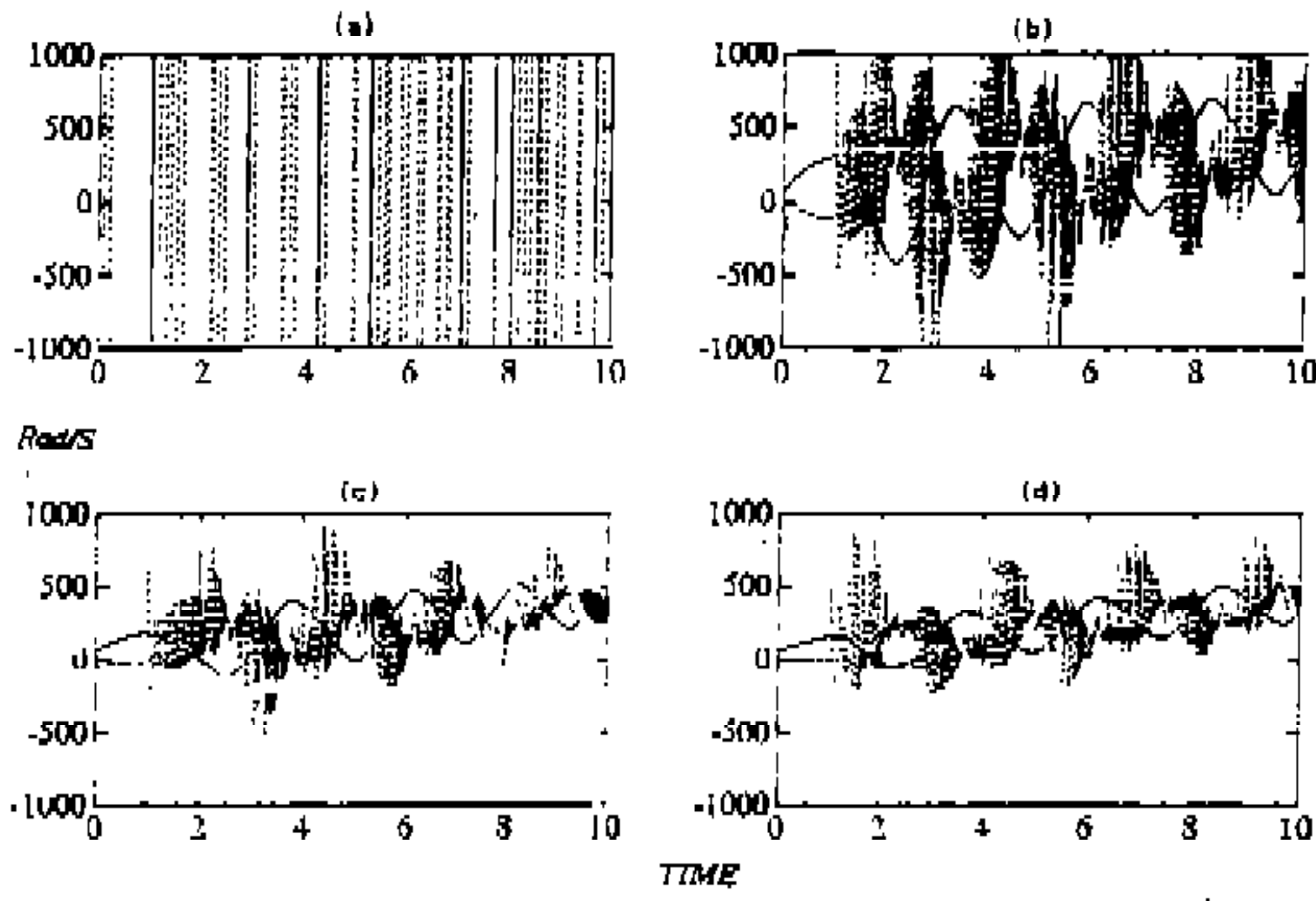


Fig.13 The fluctuation of angular velocity by variation of time decay factor of surface pressure force (t_d). (analytical results)

— : driving part(θ_E), ... : driven part(θ_C)
 (a) $t_d=1.0$ (b) $t_d=1.0$
 (c) $t_d=3.0$ (d) $t_d=10.0$

다. 여기에서 시간 지연 상수는 클러치 페달을 조작하는 운전자의 특성에 따라 변하게 되는 값으로 조작시간이 길다는 것은 시간지연 상수값이 크다고 할 수 있다. 시간 지연 상수값이 커짐에 따라 면압력의 크기가 서서히 증가 한다고 할 수 있으며 따라서 그림에서 알 수 있는 바와 같이 t_d 의 값이 커짐에 따라 구동부에서의 각속도 변동량은 점차 감소하고 또한 종동부에서의 각속도 변동량도 크게 작아지고 있음을 알 수 있다. 그러나 면압력의 크기가 천천히 증가하기 때문에 Fig.12에서 알 수 있는 바와 같이 변동량의 감소 비율은 상대적으로 적음을 알 수 있다.

4. 결 론

이상과 같이 자동차의 동력전달계에 마찰력이 작용될 때 동력전달계의 고착-미끌림 운동이 비틀림 진동에 미치는 영향을 동력전달계를 구성하는 설계변수의 변화에 따라 수치적으로 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 자동차 동력전달계에서 클러치 페이싱과 플라이휠과의 마찰에 의해 동력전달계는 고착-미끌림 운동이 일어나게 되어 비틀림 진동에 영향을 미침을 알 수 있었다.

2) 동력전달계의 고착-미끌림 운동에 영향을 미치는 가장 큰 요인으로는 마찰력의 변화 즉, 플라이휠과 클러치 디스크 사이의 면압력의 크기(P_0)와 면압력의 시간 지연 상수(t_d)를 들 수 있으며 그밖에 클러치 디스크의 1단 비틀림 스프링의 강성 (K_1)과 감쇠계수(C_{EC}, C_{CM})등이 영향을 미친다.

3) 면압력의 크기는 고착-미끌림 운동에 상당한 영향을 미치고 있으며 강도가 너무 작으면 구동부의 동력을 원활히 전달하지 못하고 미끌림운동이 많게 되어 동력 손실이 커지게 되고 너무 크게 되면 자동차 출발시 고착-미끌림에 의한 저더진동이 크게 발생하여 되어 승차감을 저하 시키는 요인이 된다.

4) 시간 지연 상수값이 커짐에 따라 구동부에서의 각속도 변동량은 점차 감소하고 종동부에서의 각속도 변동량도 크게 작아진다. 그러나 면압력의 크기가 천천히 증가하기 때문에 각속도 변동량의 감소비율은 상대적으로 적음을 알 수 있다.

이상의 연구에서는 자동차 동력전달계에서 몇몇의 설계변수와 클러치 페이싱과 플라이휠과의 상대 마찰력을 지배하는 면압력의 관점에서 주로 수치적인 연구를 수행 하였으나 앞으로 클러치 페이싱재의 마찰특성인 $\mu-v$ 특성의 지배요인들에 대한 실험적 연구를 병행하여 마찰력에 의한 토오크의 전달특성을 명확히 규명할 필요가 있다.

참 고 문 헌

1. 松下修己, 摩擦クラッチ結合課程の振動について, 日本機械學會論文集(第1部)
2. 山川新二, 自動車の發進. 變速におけるクラッチ問題, 自動車における摩擦と潤滑(誌上對論), pp. 186-196, 1967.
3. 井上光弘, 自動車用摩擦材に関する研究, (第2報, クラッチフェーティングツァダー), 日本機械學會文集(C編), 52卷, 482號, pp. 2723-2731, 昭. 61.

4. Kosuke Nagaya, Effects of Impact on the Behavior of a Flexible multiple Disk Clutch and Brake, Transactions of the ASME, Vol. 109, pp. 416-421, 1987.
5. 可兒春伸, 三宅讓治, 二宮敏幸, クラッチツァダ現象について, 自動車技術, Vol. 45, No. 4, pp.53-60, 1991
6. 井上光弘, ブレーキおよびクラッチ材料の摩擦特性, トライボロジスト, 第35巻, 第10號, pp. 691~695, 1990.
7. 白石英雄, ブレーキ, クラッチ用 摩擦材料, トライボロジスト, 第37巻, 第4號, pp. 301~305, 1992.
8. 江口正夫, 武居正彦, 山本隆司, 濕式クラッチ摩擦材料の摩擦特性, トライボロジスト, 第36巻, 第7號, pp. 535~542, 1991.
9. 三部隆, 小澤昭彦, ブレーキパッド材の低速域摩擦特性解析, 自動車技術會論文集, No. 41, pp. 36~38, 1989.
10. 김현진, 최연선, 수치조화균형법에 의한 마찰진동 해석, 대한기계학회논문집, 제14권, 제4호, pp. 790~796, 1990.
11. 김현진, 최연선, 마찰이 있는 진동계의 stick/slip 현상, 성대논문집(자연과학편), 제41집, 제1호, pp. 273~283, 1990.
12. 김현호, 김현수, 전차클러치의 동특성 해석, 한국자동차공학회 논문집, 제1권, 제1호, pp. 101-109, 1993.