

## 자동차용 등속 조인트의 내부 마찰 모델 개발

이철희\* · 장민규

인하대학교 기계공학부

### Development of Internal Friction Model in Automotive Constant Velocity Joints

Chul-Hee Lee\* and Min-Gyu Jang

School of Mechanical Engineering, Inha University  
(Received July 5, 2008; Accepted August 18, 2008)

**Abstract** – An internal friction model was developed to model the frictional behavior of automotive Constant Velocity (CV) joints by using the test data from an instrumented CV joint friction apparatus with actual driveshaft assemblies. Experiments were conducted under different realistic operating conditions of oscillatory speeds, CV joint articulation angles, lubrication, and torque. The experimental data were used to develop a physics-based semi-empirical CV joint internal friction coefficient model as a function of different CV Joint operating parameters. It was found that the proposed friction model captures the experimental results well not only the static behavior of friction coefficient, but also the dynamic friction terms, which is the main source of force that causes vehicle vibration problems.

**Key words** – constant velocity joints(등속 조인트), friction model(마찰 모델), static friction(정지 마찰), dynamic friction(운동 마찰)

#### 기호 설명

- $a$  : 타원, 선 접촉의 너비의 1/2
- $b$  : 타원접촉의 가로 길이
- $BCD$  : 구 원형 직경
- $c_{st}$  : 정지마찰 모델 계수
- $c_{di}$  : 운동마찰 모델 계수
- $R_s$  : 미끄럼비
- $T_d$  : 등속 조인트 입력 토크
- $\alpha$  : 손실 팩터의 히스테리시스
- $\beta$  : 등속 조인트의 관절각
- $\varphi$  : 등속 조인트의 회전 위상각
- $\lambda$  : 순수 구름마찰 계수
- $\mu$  : 마찰 계수

#### 1. 서 론

등속 조인트는 일반적으로 전륜 구동 차량의 구동축 표준 구조이며, 이러한 등속 조인트는 자체 센터링(self-centering)을 통하여 고르지 않은 회전 토크를 제거하기 때문에 유니버설 조인트에 비하여 좋은 진동 성능을 보인다. 본 연구에서는 볼 타입의 조인트에 비해 낮은 플런징(plunging) 저항을 가져서 널리 이용되고 있는 트라이팟(tripod) 등속 조인트의 플런징에 의한 내부 마찰 모델을 유도하고자 한다[1,2]. 종래의 등속 조인트 모델링에 관한 연구에서는 경험적이고 실험적인 마찰 상수 값을 사용하여 구동축 및 차량 성능을 해석하는데 사용하였다[3]. 그러나 이러한 경험적 모델은 등속 조인트의 동적인 세부 운전 조건에 대하여 고려되고 있지 않다. 따라서, 본 논문의 주요 목표는 새로운 차량 개발을 하는데 있어서 즉시 적용 가능한 트라이팟 등

\*주저자 · 책임저자 : chulhee@inha.ac.kr

속 조인트의 물리학을 기반으로 하는 조인트 내부 마찰 계수 모델을 개발하는 것이다. 이러한 조인트 마찰 모델을 개발하기 위하여 등속 조인트 시험기를 실제 개발하여 등속 조인트 내부의 마찰을 측정하는데 사용하였다. 이때 개발된 시험기는 변동하는 속도에 대한 다양한 차량의 운전 조건 변화와 등속 조인트의 관절 각도, 토크 변화와 같은 성능 변수 변화에 대한 마찰 및 마모를 측정할 수 있도록 제작되었다. 등속 조인트의 헤르츠(Hertz) 접촉 분석을 통하여 마찰 모델과 연관이 있는 각종 접촉 변수를 알아낼 수 있다. 또한 등속 조인트에서 미끄럼과 구름 마찰에 의한 마찰 작용은 미끄럼 및 구름 비율의 측정을 통하여 가능하고 정지 마찰 계수 모델과 운동 마찰 계수 모델로 제안되는 등속 조인트 내부 마찰 계수 모델과도 연관된다. 따라서, 제안된 마찰 계수 모델을 통해서 등속조인트 내부 마찰에 의한 차량의 진동 영향을 파악할 수 있게 된다.

## 2. 마찰 특성

마찰 실험 장비와 사용법은 직접적으로 등속 조인트 내부 마찰을 측정할 수 있도록 설계 및 제작되었다. 기본적으로 개발된 시험기는 실제 트라이팻 등속조인트를 포함하는 자동차 구동축을 사용하였으며 플런징 운동 및 높이 조절 메커니즘과 정지 토크 발생기(Static Torque Generator)로 구성되어 있다. 이러한 실험 장치는 등속 조인트의 내부 마찰력과 같은 주요 성능 변수를 측정할 수 있도록 되어 있고 실제 등속 조인트를 사용했을 때의 운전 조건을 만들 수 있다[4].

### 2-1. 미끄럼 대 구름 비

마찰 특성에 대한 연구는 등속 조인트의 내부 마찰 메커니즘을 이해하는데 필요하다. 이상적인 경우, 등속 조인트는 미끄러짐(sliding) 없이 순수하게 구름(Rolling) 현상만 발생하여야 한다. 하지만 발생 관절각에 의한 동역학적 효과와 접촉 부분의 마이크로 슬립(micro-slip) 때문에 미끄럼 마찰이 발생하게 된다. 미끄럼 대 구름비를 구하기 위하여 등속 조인트 실험 장치에서는 하우징 부분의 일부를 잘라서 내부 롤러의 움직임을 촬영하였다. Fig. 1은 이러한 방식으로 유도된 슬립 비를 보여주고 있다. 슬립 비(%)와 관절각( $\beta$ )은 선형적 관계를 가지고 다음의 관계식으로 표현할 수 있다.

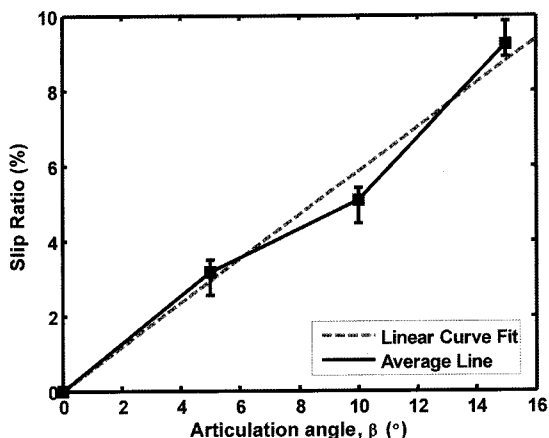


Fig. 1. Slip ratio in terms of articulation angle,  $\beta$ .

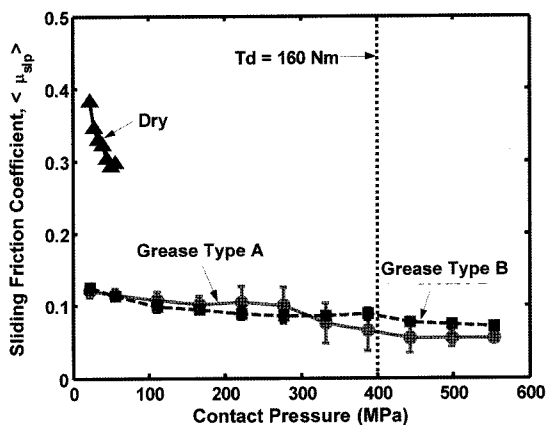


Fig. 2. Measurement of friction coefficient with a pin-on-disk tribometer.

$$\text{Slip Ratio (\%)} = 0.585\beta \quad (1)$$

### 2-2. 미끄럼 마찰 계수

순수 미끄럼 마찰 계수의 측정은 현재 북미 지역 등속 조인트에서 사용중인 그리스(grease) 타입 A (첨가제: Organo-molybdenum)와 그리스 타입 B (첨가제: Solid EP)로 두 가지 다른 그리스 타입에 대하여 수행하였으며, 다용도 핀온디스크(pin-on-disk) 마찰 측정 장치를 이용하여 측정하였다. 실험을 위하여 등속 조인트 접촉에 관한 실제 운전 조건을 전형적인 중급(mid-size) 차량 제원으로부터 추정하였으며 롤러 볼과 하우징 트랙의 재질은 실제 부품에서와 같은 표면 처리 상태로 측정을 수행하였다.

측정된 미끄럼 마찰 계수 값과 수직 접촉 압력에 대한 관계는 Fig. 2와 같다. 측정된 결과는 수직 접촉 압력이 높아짐에 따라 미끄럼 마찰 계수가 모든 영역에서 낮음을 보여준다.

2.3. 구름 마찰 계수

일반적으로 등속 조인트는 볼과 롤러 베어링을 포함하기 때문에, 구름 현상은 주요한 운동 메카니즘이다. 등속 조인트 안에서의 구름 마찰 계수는 미끄럼 마찰 계수보다 크기는 작고 미끄럼 마찰이 주요한 마찰 모드이지만 구름 운동과 구름 마찰은 등속 조인트 접촉면에서 계속적으로 발생하게 된다. 등속 조인트의 접촉면에서 발생하는 에너지 손실의 원인은 크게 i) 탄성 이력, ii) Heathcote 마이크로 슬립으로 볼 수 있다. 접촉면에서 헤르츠 압력은 이력 감쇠 상수  $\alpha$ 와 에너지 손실 값이 같다는 실험 결과 개념을 사용하여 구름 중에 발생하는 미끄럼 저항력을 다음과 같이 얻을 수 있다[5].

$$\lambda = \alpha \frac{2a}{3\pi R} \tag{2}$$

이때, 구름 저항력은  $\lambda$ 이고  $\alpha$ 는 접촉 단면의 반(semi) 접촉 폭이고  $R$ 은 구름 방향에서의 조합(combined) 반경이다. 식 (2)로부터 니들(needle)과 롤러를 포함하는 등속조인트 내부 구름 마찰 계수를 얻을 수 있다.

직관적으로 볼이나 롤러가 홈이나 그루브(groove)를 따라서 구름 때 순간 회전축에 따라 회전하게 된다. 또한 축이 미끄러짐에 따라 접촉 영역은 사라지게 된다. 따라서 롤러의 접촉점에서는 주위와 다른 회전 속도를 가지게 되므로 마이크로 슬립현상을 발생시키게 된다. 이러한 마이크로 슬립현상에 의해 발생하는 마찰 저항은 Heathcote 슬립 이론을 이용하여 다음과 같은 식으로 구할 수 있다[5].

$$\lambda = 0.08 \mu_{slip} \frac{b^2}{R^2} \tag{3}$$

이때,  $2b$ 는 헤르츠 이론에 나오는 접촉 타원의 가로 폭이고  $R$ 은 롤러의 외경 반지름이며  $\mu_{slip}$ 은 순수 미끄럼 마찰 계수를 나타낸다. 트라이팻 타입의 등속 조인트에서는 각 트러니언(trunnion) 마다 3군데의 접촉점이 있다. 롤러와 하우징 사이의 접촉면의 형태는 타원, 니들 베어링과 롤러 사이의 경우에는 선형이나 원통, 그

리고 니들 베어링과 트러니언 사이의 경우 선형이나 원통모양이 된다. 조인트에 160 Nm의 토크를 가해 줄 때 실험적 조건에서의 접촉 범위는 헤르츠 이론[6]을 사용하여 쉽게 구할 수 있다. 트라이팻 등속 조인트의 트러니언에서 전체 33개의 니들 접촉이 있다고 한다면, 한 개의 트러니언에서 발생하는 통합 구름 저항은 합산할 수 있다. 각기 다른 윤활 조건에서 구름 저항을 비교해보기 위하여 순수 미끄럼 마찰 계수 값은  $\mu_{slip}$ (그리스 타입A)=0.06,  $\mu_{slip}$ (그리스 타입 B)=0.09, 그리고  $\mu_{slip}$ (드라이, dry)=0.3일 때 각각 식 (4)를 이용하여 계산할 수 있다. 토크 160 Nm의 실험 조건 상태에서 통합 구름 마찰 계수는 드라이, 그리스 타입 A 그리고 그리스 타입 B 조건에 대하여 각 상태별로 0.011, 0.0071, 0.0074의 값이 구해진다. 이 값들은 순수 미끄럼 마찰 계수 값의 약 10%값을 나타내는 것을 알 수 있다.

3. 반 경험적 마찰 모델

3-1. 정지 마찰 모델

Fig. 3은 등속 조인트에서 각기 다른 관절각에서의 실제 동역학적 측정값과 평균 마찰 계수 및 정지 마찰 계수를 비교하여 나타낸다. 이러한 결과는 토크 160 Nm와 위상각(phase angle,  $\phi$ ) 90°일 때의 값이다. Fig. 3에서 오차 막대와 증실원 표시는 각각 변동의 크기와 마찰계수의 평균값을 뜻한다. Fig. 3에서와 같이 평균 운동 마찰 계수는 초기 정지 마찰 계수와 비례 관계를 나타낸다. 이는 평균 운동 마찰 계수는 정지 마찰 작용보다 동적 풀러징 운동에 더 관계가 있다는 것을 의미한다. 따라서 평균 운동 마찰 계수를 표

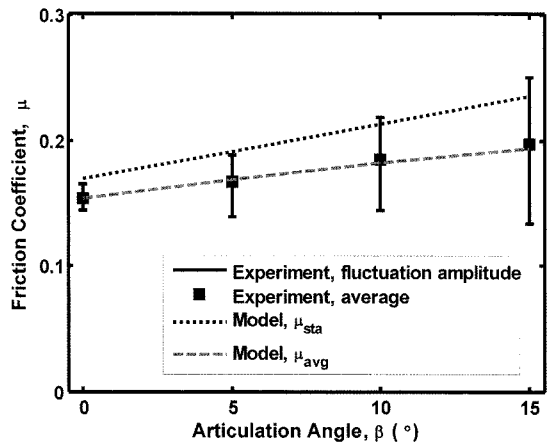


Fig. 3. Experimental data and static friction model.

**Table 1. Empirical coefficients of friction model**

Average (stationary) friction model	$c_{s1}$	$3.86 \times 10^{-2}$
	$c_{s2}$	$1.34 \times 10^{-1}$
	$c_{s3}$	$4.50 \times 10^{-3}$
	$c_{s4}$	$2.35 \times 10^{-2}$
	$c_{s5}$	$3.33 \times 10^{-2}$
	$c_{s6}$	$1.04 \times 10^{-2}$
	$c_{s7}$	$1.00 \times 10^{-1}$
	$c_{s8}$	$2.47 \times 10^{-2}$
	$c_{s9}$	$4.25 \times 10^{-2}$
Dynamic friction model	$c_{d1}$	$4.00 \times 10^{-1}$
	$c_{d2}$	$8.40 \times 10^{-3}$

**Table 2. Empirical parameters of simulation**

Properties	Grease A	Grease B	Dry
$\mu_{slp}$	0.06	0.09	0.30
$\lambda$	0.0071	0.0074	0.01
$R_s$	$5.85 \times 10^{-3}$	$5.85 \times 10^{-3}$	$5.85 \times 10^{-3}$

현하기 위하여 정지 마찰 계수  $\mu_{sta}$ 를 사용하여 평균 마찰 계수  $\mu_{avg}$ 를 표현하였다. 또한, 평균 마찰 계수는 회전 위상각에 대하여 사인(sine) 곡선과 형태를 띠게 되므로 이러한 현상을 표현하기 위하여 간단한 사인(sine) 함수를 사용하여 정지 마찰 모델을 표현하였다. 실험적 조건 계수인  $\phi$ ,  $\beta$ 와 미끄럼 마찰 계수  $\mu_{slp}$ 에 의한 경험적 데이터들의 곡선적합(curve-fitting)에 의하여 평균 마찰 모델 방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mu_{avg} = \mu_{sta}(1 + (c_{s5}\mu_{slp} - c_{s6})\beta) + c_{s7}\mu_{slp} - c_{s8} + \frac{\beta}{15}c_{s9}(\sin\phi - 1) \quad (4)$$

이때,  $c_{si}$ 는 실험적 데이터에 적합(fitted)된 경험적인 상수 계수 이고 모든 경험적 계수와 시뮬레이션 파라미터는 Table 1과 Table 2에 나타내었다. 초기 정지 마찰 상수  $\mu_{sta}$ 는 등속 조인트에 스트로크 없이 정지 토크를 가하는 정적 실험이 행해지는 동안의 마찰 반응을 나타내며 이는 다음과 같이 표현된다.

$$\mu_{sta} = c_{s1} + (c_{s2} + c_{s3}\beta)(1 - c^{-c_{s4}T_s}) \quad (5)$$

### 3-2. 운동 마찰 모델

다음 단계로 등속 조인트가 플러징 운동을 하는 동안 일어나는 마찰 변동 현상을 포착하기 위하여 운동 마찰 모델이 개발 되었다. 다양한 관절각, 위상각과 접

촉 조건하에 행해진 실제 운동 실험 데이터를 기반으로 운동(또는 변동) 부분의 데이터는 다음의 마찰 계수 모델로 표현이 가능하다.

$$\mu_{dyn} = \pm \frac{\beta}{15}[(c_{d1}\beta_{d1} - c_{d2})\sin\phi] \pm \mu_{s/R} \quad (6)$$

$$\mu_{s/R} = R_s\beta\mu_{slp} + (1 - R_s\beta)\lambda \quad (7)$$

이때, 운동 마찰 계수 모델  $\mu_{dyn}$ 은 관절각  $\beta$ , 회전 위상각  $\phi$ , 미끄럼 비  $R_s$ , 순수 미끄럼 마찰 계수  $\mu_{slp}$ , 그리고 순수 구름 마찰 계수  $\lambda$ 와 미끄럼대 구름 마찰 계수  $\mu_{s/R}$ 로 표현된다. 미끄럼 비  $R_s$ 는 식 (1)로부터  $5.85 \times 10^{-3}$ 이고 미끄럼대 구름 비의 기울기는 데이터로부터 측정 된다. 모델을 통하여 관절각  $\beta=0^\circ$ 일 때  $\mu_{dyn} = \mu_{s/R} = \lambda$ , 즉 순수 구름 마찰만 발생됨을 확인할 수 있다. 이때 식 (2), 식 (3)을 사용하여 등속조인트의 구름 마찰을 분석함으로써 순수 구름 마찰 계수  $\lambda$ 를 구할 수 있다. 또한 사인파형의 운동 마찰 모델은 회전각이 변화함에 따라 변하는 실험값을 잡기 위해 더해졌다. 제안된 운동 마찰 모델에서 “+”는 안쪽으로 스트로크 운동이 있을 때 발생하는 양수 마찰 계수  $\mu_{dyn,in}$ 이고 “-”는 바깥쪽으로 스트로크 운동이 있을 때 발생하는 음수 마찰 계수  $\mu_{dyn,out}$ 를 의미한다.

### 3-3. 통합 마찰 모델

물리학적 해석뿐만 아니라 곡선적합(curve-fitting) 실험을 통하여 두 개의 다른 마찰모델의 요소를 결합함으로써 통합 마찰 계수 모델은 정지 마찰 모델을 포함하는 평균 마찰 모델과 운동 마찰 모델의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다. 여기에 3.1.1항의 내용을 입력한다.

$$\mu_{tot} = \mu_{avg} + \mu_{dyn} \quad (8)$$

Fig. 4는 그리스 타입 B와 토크를 가한 상태에서 제안된 마찰 모델과 실험 결과를 비교한 것이다. 이때 실험 결과는 정지 마찰과, 두 개의 다른 관절각( $\beta=0^\circ$ ,  $\beta=15^\circ$ )에서의 통합 마찰 모델과 실험적 결과의 비교를 묘사하고 있다. 제안된 통합 마찰 모델은  $\beta=0^\circ$ 일 때 결과 값이 매우 비슷하지만  $\beta=15^\circ$ 일 때 특히 낮은 토크일 때는 잘 예측하지 못함을 알 수 있다. 하지만, 제안된 모델은 실제 차량에서 현실적으로 중요한 구간인 높은 토크 영역에서는 정확하게 예측함을 알 수 있다.

제안된 모델은 실험적인 데이터를 통해서 곡선적합

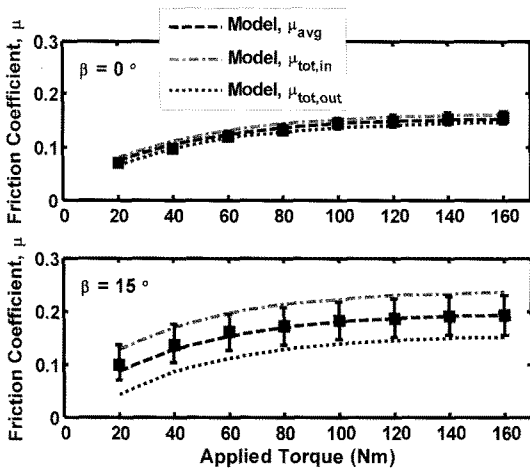


Fig. 4. Comparison of experimental data and friction models under different articulation angles.

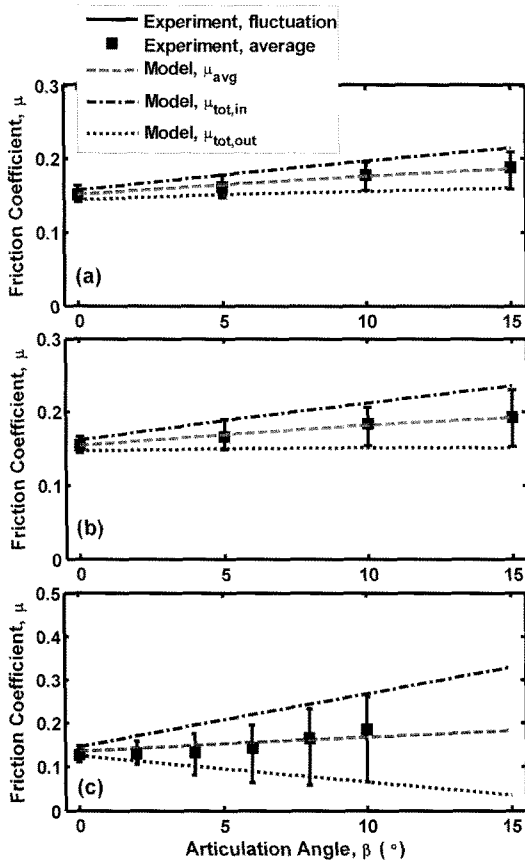


Fig. 5. Comparison of experimental data and friction models: (a) grease type A; (b) grease type B; (c) Dry.

(curve-fitted) 되었기 때문에 피팅(fitting) 파라미터는 모든 실험적 조건에서 유효하다는 점을 확인 할 수 있다. Fig. 5에서는 다양한 윤활 조건에서의 마찰 모델의 강인성을 확인하기 위하여 마찰 모델과 측정된 마찰 계수 값을 비교하였다. 모든 실험은 회전 위상각이  $\varphi=90^\circ$ 일 때 수행하였다. Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)에서는 160 Nm의 토크를 가해 주고 등속 조인트의 관절각을 15°까지 변화 시켰을때의 결과 값을 나타낸 것이다. Fig. 5(c)에서는 높은 마찰 발생에 대한 결과를 나타내기 위해서 드라이(dry) 조건에서 50 Nm의 정적 토크를 가하고 관절각을 10°까지 변화시켜준 결과 값을 보여준다. Fig. 5(a)와 Fig. 5(b)에서의 그리스 윤활은 각각 그리스 타입 A와 그리스 타입 B이고 마찰 모델의 순수 미끄럼 및 구름 마찰 계수 값은 토크 160 Nm 일때를 기준으로 Fig. 4와 식 (2), 식 (3)으로부터 추정 및 계산되었다. 결과로부터 제안된 모델은 건조 표면 조건에서든 그리스 윤활 조건에서든 관계없이 관절각의 변화에 대한 실험 결과를 잘 예측함을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

등속 조인트의 내부 마찰 계수 모델은 실험적인 결과를 바탕으로 다양한 등속 조인트 운전 파라미터들의 함수로 제시되었다. 등속조인트의 내부 마찰력을 측정하기 위하여 삼축 힘 센서를 등속조인트 안에 부착하여 실제 실험을 수행하였다. 마찰 특성은 등속 조인트에서 얻어진 마찰 메커니즘을 연구하는데 의미가 있다. 등속 조인트가 플런징 운동을 할 때 실제 미끄럼 대 구름 비가 측정되었다. 마찰 측정기(tribometer)를 이용하여 실제 롤러와 하우징 파트에서의 미끄럼 마찰을 다양한 윤활조건에서 측정하였다. 또한 구름 마찰 계수를 등속 조인트의 접촉 조건에 대하여 계산 되어졌으며 구름 저항은 순수 미끄럼 마찰 계수의 약 10%값을 가짐을 확인하였다. 실험 중 정지 및 운동 마찰 요소가 존재함을 확인하고, 통합 마찰 계수 모델을 정지 마찰과 운동 마찰 부분으로 나누어서 유도 하였다. 정지 마찰 모델은 정적 토크가 가해지는 동안 등속 조인트의 기구학적 요소 때문에 나타나며 이는 조인트 설계 시 강도와 수명을 추정하는데 중요한 역할을 한다. 그러나 운동 마찰 모델은 등속 조인트의 플런징 운동 때문에 나타나며 직접적으로 외부의 진동에 영향을 주는데 이는 중요한 마찰력의 원인이며 차량의 진동 문

제에 관련 되어있다. 순수 구름 및 미끄럼 마찰 계수와 곡선적합(curve-fitting) 파라미터와 같은 물리학적 파라미터를 기반으로 한 제안된 마찰 모델은 그리스 윤활상태 및 건조 조건에서도 실험 결과와 거의 일치한다. 제안된 모델을 사용하여 다양한 차량의 운전 조건에서 등속 조인트 내부 마찰에 의한 진동 발생을 예측 할 수 있다.

### 참고 문헌

1. Wagner, E. R., "Universal Joint and Driveshaft Design Manual: Advances in Engineering", Series No. 7, the Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, Pa, 1979.
2. Schmelz, F., Seherr-Thoss, C. H.-C., and Aucktor, E., "Universal Joints and Driveshafts: Analysis, Design, Applications (translated by S.J. Hill and J.A. Tipper)", Springer-Verlag, New York, 1992.
3. Hayama, Y., "Dynamic Analysis of Forces enerated on Inner Parts of a Double Offset Constant Velocity Universal Joint (DOJ): Non-Friction Analysis", SAE Paper No. 2001-01-1161, pp. 219-230, 2001.
4. Lee, -C. H., "Measurement and Characterization of Friction in Automotive Driveshaft Joints", *International Journal of Automotive Technology*, pp. 723-730, 2007.
5. Halling, J., "Principles of Tribology", 1st Edition. London: Macmillan, 1975.
6. Johnson, K. L., "Contact Mechanics", 1st Edition. Cambridge University Press, 1985.