Transactions of KSAE, Vol. 16, No. 2, pp.120-127 (2008)

Copyright © 2008 KSAE
1225-6382/2008/092-17

마찰을 고려한 이중 오프셋 등속조인트의 축력 해석에 관한 연구

배 병 철*

서한기술연구소

Analytic Study on the Axial Forces of a Double Offset Constant Velocity Joints in Consideration of Friction Effect

Byoungchul Bae*

Seohan Engineering Research Institute, 463 Insan-ri, Ducksan-myeon, Jincheon-gun, Chungbuk 365-842, Korea
(Received 2 July 2007 / Accepted 2 October 2007)

Abstract : The constant velocity joint(CVJ) used for transmitting torque to the front wheels is an important part in automotive drive system. There are several types of constant velocity joints. Typically, they are classified by fixed and plunging constant velocity joints. The axial force generated in plunging constant velocity joints influences significantly the noise, vibration and harshness. For heaps of time, many constant velocity joint markers have been studying and developing a valid method to reduce the axial force and extensive tests have been carried out on rigs. This paper presents the analysis method to predict the axial force of a double offset constant velocity joint(DOJ), a kind of plunging constant velocity joint, and the influence of ball-cage dimension tolerance on the axial force.

Key words : Constant velocity joint(등속조인트), Plunging constant velocity joint(플러징 등속조인트), Double offset constant velocity joint(이중 오프셋 등속조인트), NVH(소음, 진동), Generated axial force(축력)

Nomenclature

G.A.F. : generated axial force
P.R. : plunging resistance force
DOJ : double offset constant velocity Joint
TJ : tripod constant velocity Joint
CJ : cross groove Joint
RMS : root mean square

Subscript

e : exponent

*Corresponding author, E-mail: startobe@empal.com

1. 서 론

등속조인트는 차량에 있어, 미션과 휠 중간에 위치하고 있으며, 미션의 구동력을 휠에 등속도로 전달하는 아주 중요한 부품이다. 등속조인트의 동역학 특성은 차량의 NVH 성능에 직접적인 영향을 주는 것으로 알려져 있다. 이러한 등속조인트에는 크게 고정형 등속조인트와 플런징형 등속조인트가 있으며, 대표적으로 고정형 등속조인트에는 버필드 등속조인트를 예로 들 수 있고, 플런징형 등속조인트에는 DOJ, CJ, TJ등을 예로 들 수 있다.

차량의 NVH 성능에 직접적인 영향을 주는 등속조인트 동특성으로는 축력(G.A.F.), 플런징 저항력(P.R.)이 있다. 이들 중 축력은 차량의 횡방향 진동과

관련이 있으며, 플런징 저항력은 공회전시 차량의 진동과 직접적인 관련이 있는 것으로 알려져 있다. 축력과 플런징 저항력은 플런징 등속조인트에서만 발생되고, 이러한 축력과 플런징 저항력을 줄이기 위해서, 등속조인트 생산업체에서는 많은 노력을 기울이고 있는 실정이다.

축력과 플런징 저항력에 영향을 주는 영향인자로는 회전속도, 토오크, 접촉 형태, 접촉부 크기, 운전조건, 그리스 마찰 특성등이 있으며, 이들 인자들 중 각각의 개별 인자가 축력에 어떤 크기로 영향을 주는지를 파악하는 것은 정확한 축력 예측을 위하여, 선행되어야할 과제들이다. 등속조인트 축력에 직접적인 영향을 주는 인자로는 접촉부의 마찰 특성을 들 수 있으며, 이러한 접촉부의 마찰 특성은 접촉부 형상, 크기, 운전 조건등에 의해서 결정되는 것으로 알려져 있고, 각 운전 조건별, 접촉 형태별, 접촉부 크기별 그리스의 마찰 특성 데이터를 확보할 수 있다면, 등속조인트 축력 예측에 많은 도움이 될 것으로 판단된다.

일반적으로 등속조인트 축력 예측을 목적으로한 해석시 접촉부 마찰 모델은 미끄럼 속도만을 매개변수로한 순수 미끄럼 마찰 모델이 사용되고 있으나, 금속-금속 접촉체 사이에 유체인 그리스가 유입되어 있고, 구름 운동과 미끄럼 운동이 동시에 발생하는 등속조인트 접촉체에서는 실제 축력 시험 데이터와 비교 시 크기와 꺽임각 변화에 따른 축력 변화 패턴에서 많은 차이를 나타내고 있는 실정이다. 실제로 구름 운동과 미끄럼 운동을 동시에 하고, 금속-금속 접촉체 사이에 윤활유가 유입되어 있는 접촉체간 마찰력은 순수 미끄럼 운동을 하는 접촉체에서보다 월등히 작은 마찰력을 나타내는 것으로 문헌에 보고되고 있다.[1)]

따라서, 본 연구에서는 금속-금속 접촉면을 가지고, 그리스가 유입된 볼-평면 접촉 형태의 접촉체에서 미끄럼 속도 변화에 따른 접촉체의 마찰 특성 시험을 수행하였으며, 상기 마찰 특성 시험을 통하여 수집된 데이터와 미끄럼/구름 속도비에 따른 Gelinck[1)]의 마찰 특성 연구 결과를 바탕으로 미끄럼 운동과 구름 운동이 동시에 일어나는 접촉체의 마찰 모델을 제시하였다. 또한 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용한 플런징 등속조인트 DOJ의 축력 해석을 위한 모델링 방법과 마찰 모델 변화에 따른 축력 해석 결과 차이를 축력 시험 결과와 비교, 평가하였으며, 상기 해석 방법과 동일한 방법으로 모델링된 DOJ 축력 해석 모델에서 볼-케이지 조립 공차량에 따른 축력 해석 결과를 제시하였다.

2. 축력 해석

등속조인트의 축력 해석은 플런징 등속조인트의 일종인 DOJ를 대상으로 하였으며, 다물체 동역학 프로그램인 ADAMS를 이용하여 축력 해석을 수행하였다.

2.1 해석 모델 구조

플런징 등속조인트 DOJ는 Fig. 1과 같이 트랜스미션에 장착하기 위한 스터드 샤프트를 가진 외륜, 내측 홈에 스프라인 처리되어 있는 내륜, 케이지와 내·외륜에 구동력을 전달하는 6개의 볼로 구성되어 있다. 내·외륜 트랙은 스터드 샤프트 축방향으로 직선의 실린더 모양 홈을 가지고 있고, 케이지의 외부 형상은 구형상을 가지고, 내부는 구면 형상의 홈을 가지고 있다. 케이지 내·외부 구면 형상의 중심은 등속조인트 중심을 기준으로 좌·우 동일한 크기로 오프셋되어 있다. 볼은 소음과 진동발생을 방지하기위해서, 케이지 창과 -공차의 압입 형태로 조립되어져 있으며, DOJ에 꺽임각이 발생하면, 내·외륜 트랙간의 경사각에 의해 볼이 이동하게 되고, 볼의 이동에 의해서 케이지의 위치가 결정되는 구조로 되어 있다.

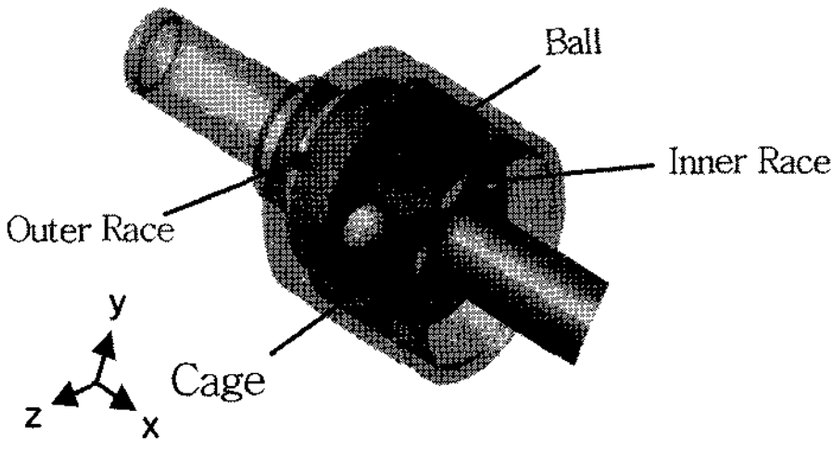


Fig. 1 Multi-body dynamic model using ADAMS

2.2 구성품간 접촉 정의

2.2.1 ADAMS 충격 함수

구성품간의 접촉 정의는 ADAMS 라이브러리의 충격함수[2]와 Hertzian 접촉 이론[3]을 사용한다. Fig. 2, 3은 선 접촉과 타원 접촉 형상을 보여주는 그림이며, 식 (1)은 ADAMS에서 두 접촉체 사이의 접촉력을 정의하는 충격함수를 나타낸 식이다. 충격함수 식 (1)은 두 개의 항으로 구성되어 있으며, 첫 번째항은 탄성항이고, 두 번째항은 접촉 댐핑항이다. 식 (1)의 K와 e는 Hertzian 타원 접촉 정의에 의해서 식 (2), (3)으로 표현된다. 여기서 e는 지수함수이며, 두 접촉체의 접촉 형상이 타원 또는 원접촉이면 1.5를 사용하고, 선접촉이면 1.0를 사용하는 것이 일반적이다. 충격함수의 K는 접촉부의 재료 물성치와 접촉부의 형상 크기에 지배를 받고, 충격함수의 K를 계산하기위해, 1, 2차 타원 적분항 F, E를 계산하여야 한다. 1, 2차 타원 적분항을 구하기위해서는 반복 수치 계산 기법으로 적분 가능하지만, 계산 시간이 과대하게 나타나기 때문에 Hamrock[3]에 의해 제안된 식 (4), (5), (6), (7), (8)를 이용하면, 오차율 5 %내에서 빠르게 1, 2차 타원 적분항을 구할 수 있다.

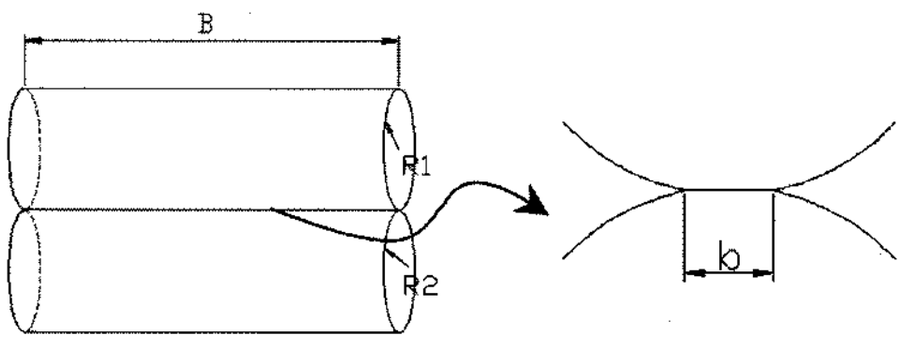


Fig. 2 Geometry of line contact

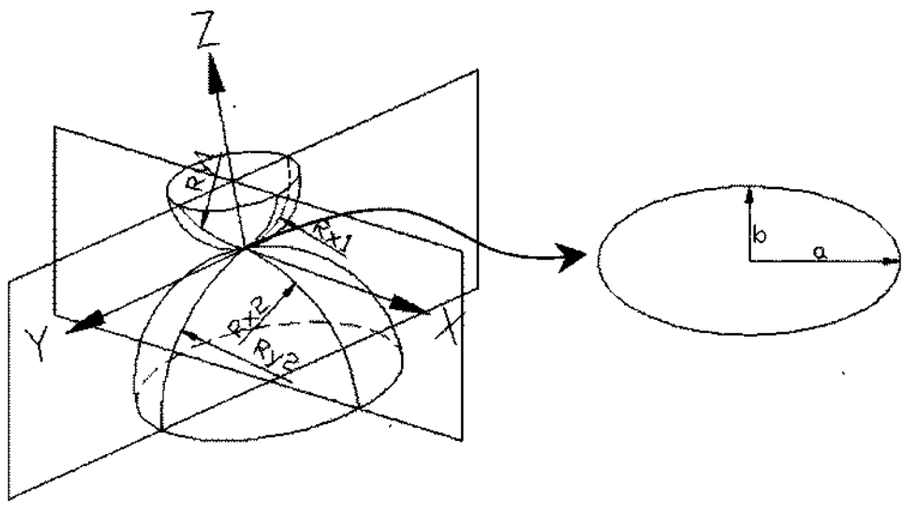


Fig. 3 Geometry of elliptic contact

$$F_{impact} = K\delta^{e} - CV \tag{1}$$

$$K = \pi k E' \sqrt{2ER/9F^{3}} \tag{2}$$

$$e = 3/2 = 1.5 \tag{3}$$

여기서

$$k = \alpha_r^{2/\pi} \tag{4}$$

$$q_a = \pi/2 - 1 \tag{5}$$

$$\alpha_r = b/a \tag{6}$$

$1.0 \le \alpha_r \le 100.0$ 일 때

$$F = \pi/2 + q_a \ln \alpha_r \tag{7}$$

$$E = \pi/2 + q_a/\alpha_r \tag{8}$$

$0.01 \le \alpha_r \le 1.0$ 일 때

$$F = \pi/2 - q_a \ln \alpha_r \tag{7'}$$

$$E = \pi/2 + q_a \alpha_r \tag{8'}$$

k : ellipticity

q_a : constant

E' : effective elastic modulus

δ : deformation

C : damping coefficient

V : relative velocity

$R = 1/(1/R_x + 1/R_y)$: effective radius

a, b : radius of hertzian elliptic contact in xy-direction

α_r : radius ratio

F : elliptic integral of first kind

E : elliptic integral of second kind

2.2.2 구성품간 접촉 형태

DOJ 구성품간 접촉 형태는 Fig. 4와 같이 구분될 수 있고, 각 접촉체간 접촉 형태를 정리해보면 Table 1과 같이 크게 4가지로 정리된다.[4,5]

볼과 내·외륜 트랙의 접촉부 형상 인자는 볼의 반경과 트랙의 반경을 사용하고, 볼과 케이지는 볼의 반경만을 사용하여, 접촉을 정의한다. 또한 케이지와 내륜 접촉 형상 인자는 케이지의 내부 반경과 내륜의 외부 반경을 사용하고, 케이지와 외륜 접촉 형상 인자는 케이지의 외부 반경과 외륜 내부 반경을 사용한다. 볼과 케이지 창은 억지 끼움되어 있기

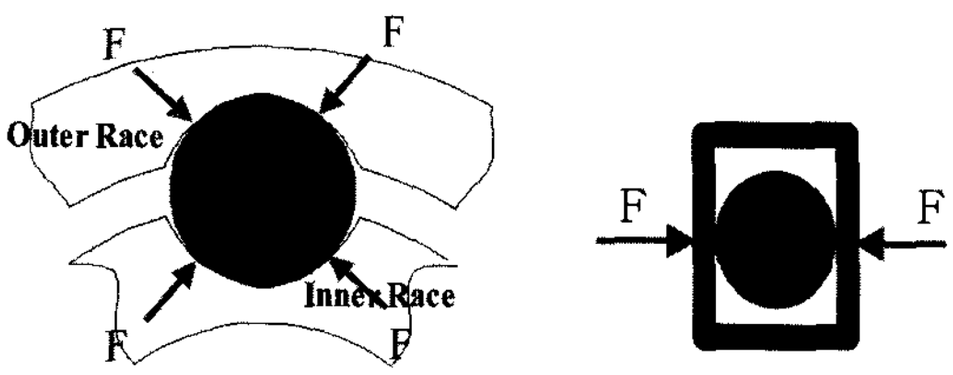


Fig. 4 Contact geometry

Table 1 Contact type definition classified by the components of DOJ

접촉체	접촉 형태
볼 - 트랙	구 - 실린더
볼 - 케이지	구 - 평면
케이지 - 내륜	구 - 구
케이지 - 외륜	구 - 실린더

때문에, 볼과 케이지 창 접촉 정의 시 억지끼움량만큼의 사전 하중을 부여해야 한다.

2.3 해석 조건

DOJ해석시 각 구성품을 강체로 가정하였으며, 시험 장비 유효 측정 범위내이면서 접촉부의 변형량이 최소가 될 수 있는 아래의 조건으로 시험과 해석을 수행하였다.

- 적용 토오크 : 300 N · m
- 회전수 : 150 rpm
- 꺽임각 : 2°~12°

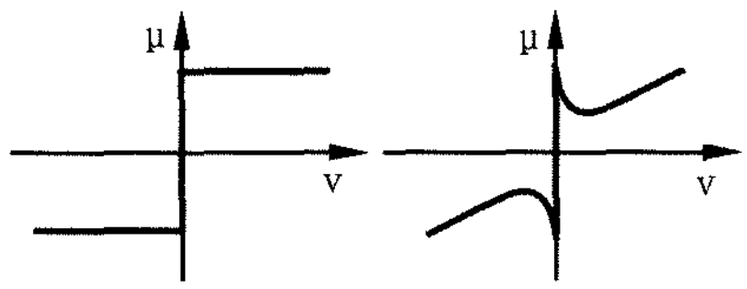
2.4 마찰 모델

등속조인트 내부에는 구성품간의 마모를 줄이기 위해 그리스를 충전한다. 내부에 충전된 그리스는 접촉체간에 발생하는 금속-금속 마찰을 금속-유체-금속 마찰[6]로 유도하여, 마찰를 줄여주는 기능을 한다. 금속-금속 마찰시 두 접촉체간의 마찰계수는 쿨롱 마찰로 표현될 수 있으며, 쿨롱 마찰은 일반적으로 미끄럼 속도만를 매개 변수로한 식 (9)와 같이 표현할 수 있고, 이를 도식적으로 나타내면 Fig. 5(a)와 같다.

$$\mu = -\mu \frac{v}{|v|} \tag{9}$$

$$\mu = -\mu(v) \frac{v}{|v|} \tag{10}$$

여기서, v : Relative velocity



(a) Coulomb friction (b) Viscous friction

Fig. 5 Friction model

실제 등속조인트 내부에는 금속-금속 접촉체 사이에 그리스가 유입되어 있어, 마찰계수는 상대 운동 속도에 따라 비선형 형태로 나타난다. 이러한 비선형성은 그리스의 점성 때문인 것으로 알려져 있으며, 상대 운동 속도에 따른 마찰계수 발생 형태는 Fig. 5(b)와 같이 나타난다. 이를 수식적으로 나타내면, 식 (10)과 같이 나타낼 수 있다. Fig. 6은 그리스가 유입되어 있고, 볼과 평면 접촉 형태를 가지는 접촉체에서 Table 2와 같은 조건으로 상대 운동하는 두 접촉체 사이에 발생하는 마찰계수를 측정한 시험값이다. Fig. 6을 보면 상대 속도 증가에 따라 마찰계수가 낮아지다가 다시 증가하는 특성을 확인할 수 있으나, 하중 변화에 따른 일관된 변화 특성은 없는 것을 확인할 수 있었다.

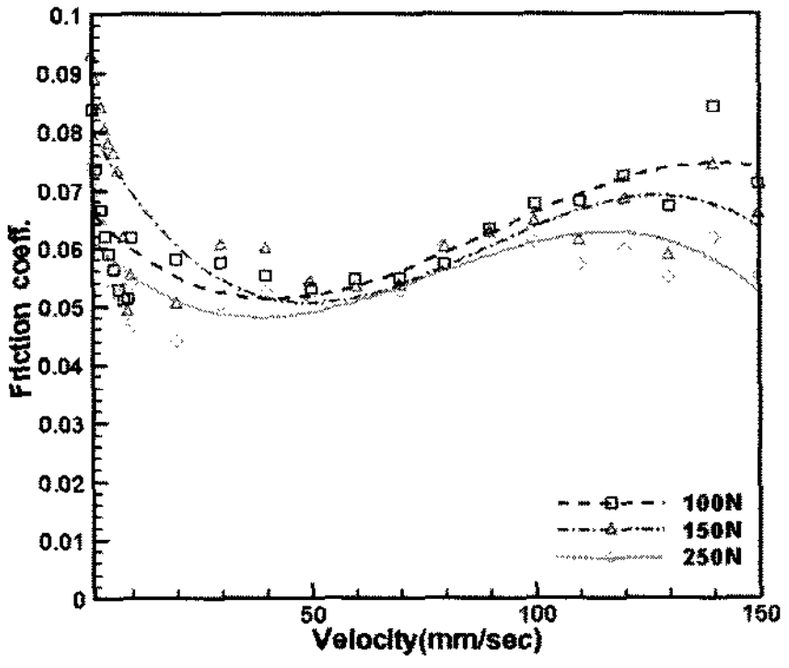


Fig. 6 Measured traction curve for various contact force

Table 2 Measurement condition of friction coefficient

볼 크 기	Φ17 mm
하 중	100, 150, 250 N
미끄럼 속도	1 ~ 150 mm/sec
시험 온도	80˚C
그리스 종류	폴리 우레아 계열

상대 운동 속도에 따라 마찰 특성이 Fig. 6과 같이 변화하는 특성 곡선을 Stribeck 곡선이라 하며, 운동 속도에 따른 유체의 전단력 변화와 유체 특성 변화 때문에 미끄럼 속도에 대해서 비선형적으로 변화하는 것으로 알려져 있다.

금속-유체-금속 접촉체의 미끄럼 속도에 대한 마찰 특성은 식 (10)으로 표현 가능하나, 구름 운동과 미끄럼 운동을 동시에 하는 접촉체간의 마찰 특성을 표현하는데는 어려움이 있다. 실제 DOJ의 볼과 내・외륜 트랙간에는 미끄럼 운동과 구름 운동이 함께 일어나고 있으며, 미끄럼 속도와 구름 속도의 비에 따라 마찰 계수가 증감되는 것으로 파악된다. 일반적으로 미끄럼 속도와 구름 속도 비에 따른 마찰계수 변화는 그림 Fig. 7과 같이 미끄럼 속도 증가에 따라, 마찰계수도 증가하는 것으로 알려져 있고, 일정 크기의 미끄럼/구름 속도 비 이상에서는 증감이 없이 균일한 값을 가지는 것으로 보고되고 있다.[4] 이러한 임계 미끄럼/구름 속도 비(Sep)는 유체의 탄성 마찰에서 소성 마찰로 변화되는 변곡점으로 알려져있다. 미끄럼/구름 속도 비에 따른 마찰 특성을 수식으로 나타내면 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

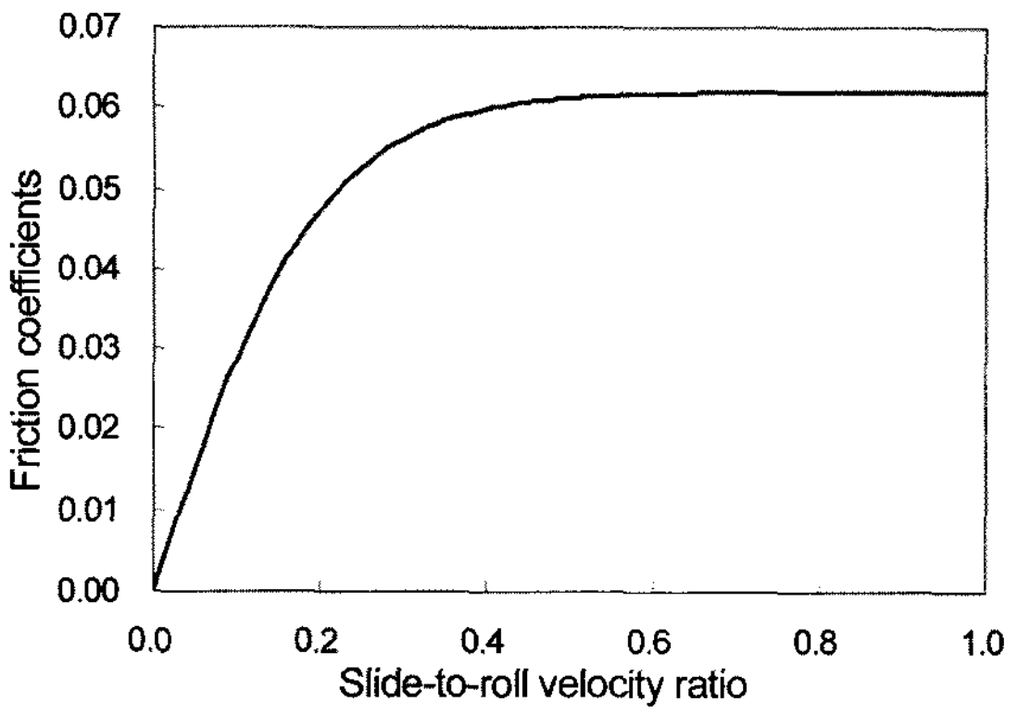


Fig. 7 Friction coefficients with a slide-to-roll velocity ratio

$$\mu_d = \mu_s \tanh(S/S_{ep}) \quad (11)$$

여기서,

μ_d : dynamic friction coefficient

μ_s : sliding friction coefficient

S_{ep} : slip at the transition from elastic to plastic behaviour of the lubricant

S : slide-to-roll ratio

등속조인트 실제 작동 환경에서는 접촉 압력이 약 1 GPa ~ 2 GPa 내외의 비교적 고하중이 접촉부에 작용하기 때문에, 일반적으로 접촉부에는 혼합층 또는 경계층 윤활이 이루어진다. 혼합층 또는 경계층 윤활에서의 탄・소성 마찰의 경계가 되는 임계점(S_{ep})은 유막 두께가 아주 작기 때문에 미끄럼/구름 속도 비가 아주 낮은 구간이 되고, 마찰 특성도 낮은 미끄럼/구름 속도 비 구간에서 급변하게 된다. 이러한 실제 마찰 특성을 표현하기 위해, 본 해석에서는 윤활유가 유입되어있는 두 접촉체간 마찰계수를 식 (11)와 같이 미끄럼/구름 속도 비를 매개 변수한 마찰 모델로 가정하여 해석 수행하였다.

3. 축력 시험

3.1 시험 조건

DOJ의 축력을 측정하기위하여, 길들이기 운전을 Table 3과 동일 조건으로 일정 시간 반복 운전 후, Table 4와 같은 조건으로 축력을 반복 측정하였다.

3.1.1 길들이기 운전 조건

조립된 초기 제품은 구성품간에 정상 위치에서 벗어나있거나, 구성품간의 접촉면이 비정상 상태이기 때문에, 이러한 요인들에 의해 발생될 수 있는 편차를 최소화하기위하여, Table 3과 같은 조건으로 길들이기 운전을 수행 하였다.

Table 3 Running-in condition

토오크 (N・m)	회전수 (rpm)	꺽임각 (Degree)
150	150	0˚~12˚ 구간을 초당 4 CPM으로 진행
300		

3.1.2 축력 측정 조건

Table 4의 축력 측정 조건으로 시험 평가를 진행

Table 4 Generated axial force test condition

회 전 속 도 (rpm)	150
토 오 크 (N · m)	300
꺽 임 각 (Degree)	2° ~ 12°

하며, 회전당 6회성분을 등속조인트 꺽임각 1° 간격으로 2°에서 12°까지 측정하였다.

3.2 시험 장비

등속조인트 축력 시험에 사용된 장비는 Fig. 8과 같이 구성된 MTS 4 - Square Simulator이고, 측정기 정밀도는 최대 5,000N, ±0.1 % FS이다.

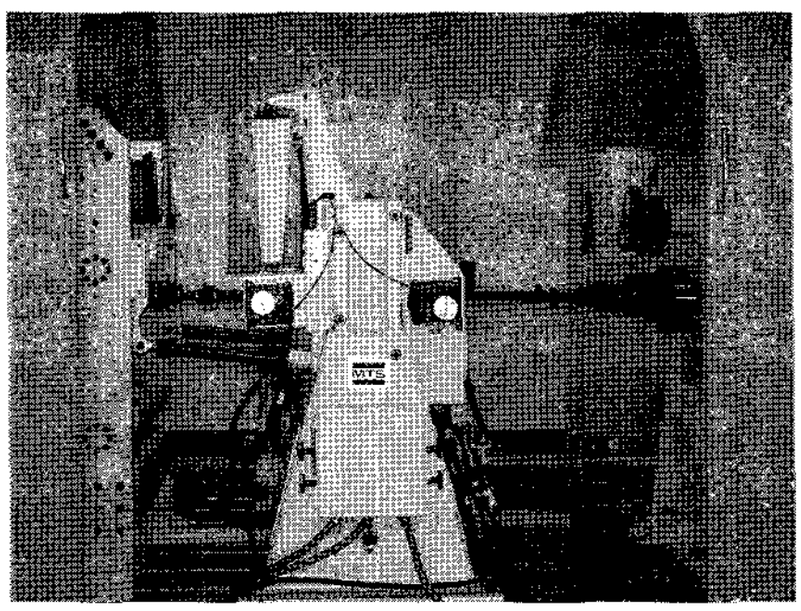


Fig. 8 Test equipment

3.3 시험 결과

Fig. 9는 꺽임각에 따른 축력(G.A.F.) 크기를 나타낸 그림이며, 시험 결과는 측정된 시험 결과을 1회전당 6회 성분으로 필터링[7,8]을 거친 후, 각 꺽임각에서의 RMS값으로 표시한 결과값이다. 꺽임각에 따른 축력 변화를 살펴보면, 꺽임각 7°에서 급격히 낮아졌다가, 다시 증가하는 비선형 특성을 확인할 수 있으며, 꺽임각 7°부근에서 급격히 낮아지는 원인으로는 볼과 케이지의 조립 공차량으로 인한 것으로 추정된다.

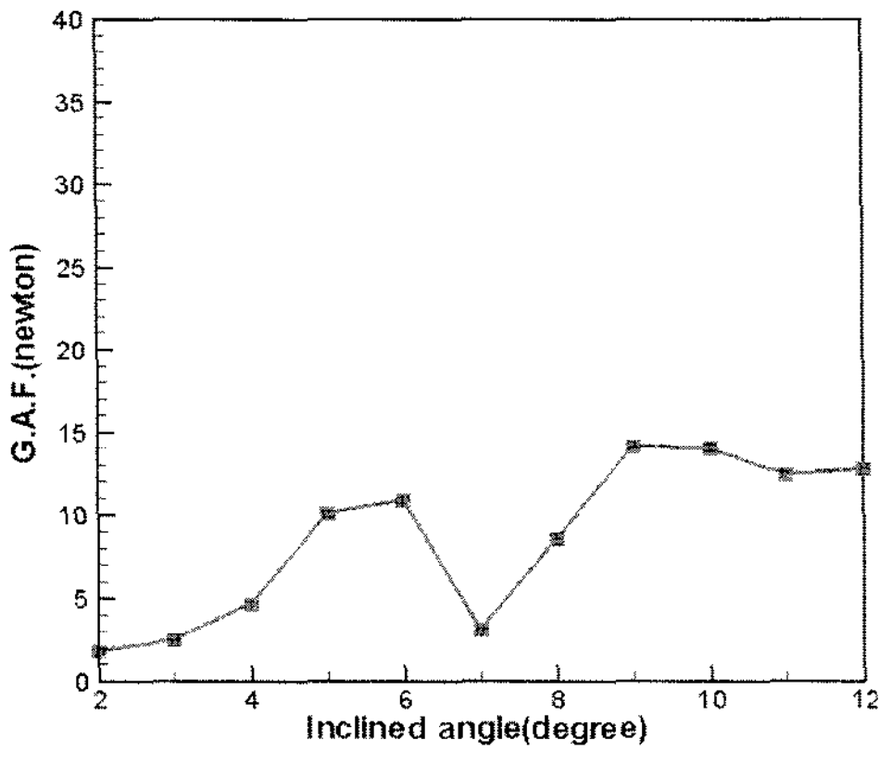


Fig. 9 G.A.F. with an inclination angle

4. 축력 해석 결과

본 연구에서는 접촉부의 마찰 특성이 미끄럼 속도만을 매개 변수로한 순수 미끄럼 마찰 모델을 적용한 축력 해석 결과와 미끄럼/구름 속도 비를 매개 변수로한 마찰 모델 적용한 축력 해석 결과를 1차적으로 비교 평가하였으며, 이를 통하여 얻어진 해석 모델을 사용하여, 볼과 케이지 조립 공차량이 축력에 미치는 영향을 비교 평가하였다

4.1 볼-케이지 접촉력 해석 결과

Fig. 10은 꺾임각 3°, 6°, 9°, 12°이고, 접촉체간 마찰이 없을 때 볼과 케이지 창과의 축방향 접촉력 해석 결과이다. 꺽임각 증가에 따라 볼과 케이지 창의 접촉력이 증가하는 것으로 나타났다.

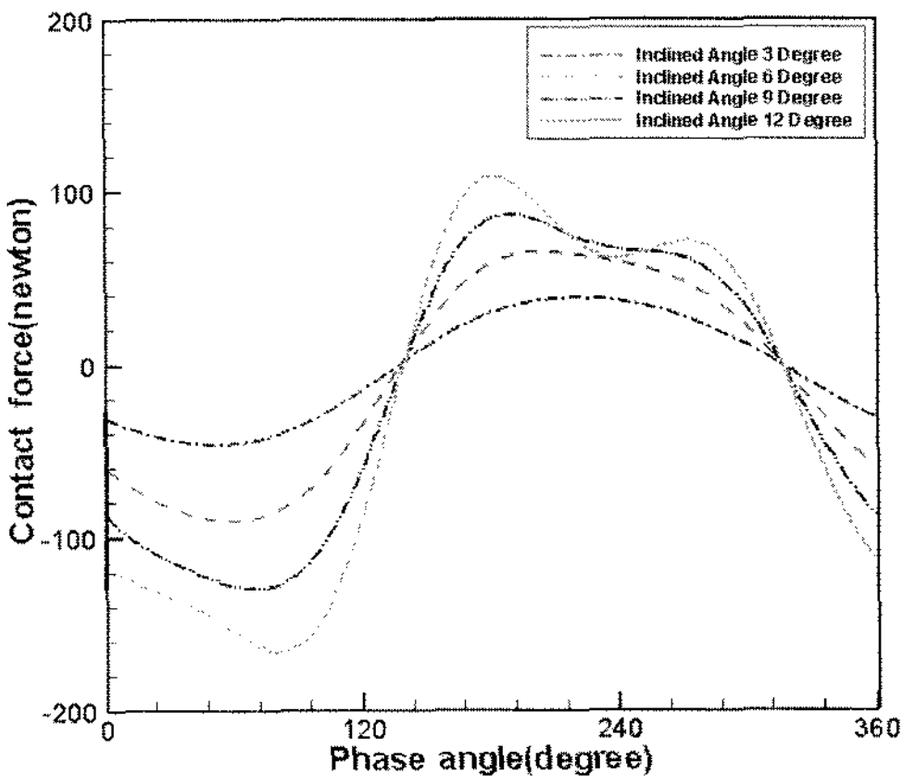


Fig. 10 Ball contact forces on cage pocket in the axial direction

4.2 축력 해석 결과(G.A.F.)

4.2.1 마찰 모델별 해석 결과

Table 4에 기술된 축력 측정 조건과 동일한 조건으로 해석을 수행하였으며, 순수 미끄럼 마찰 모델과 미끄럼/구름 속도 비 마찰 모델을 비교 해석한 결

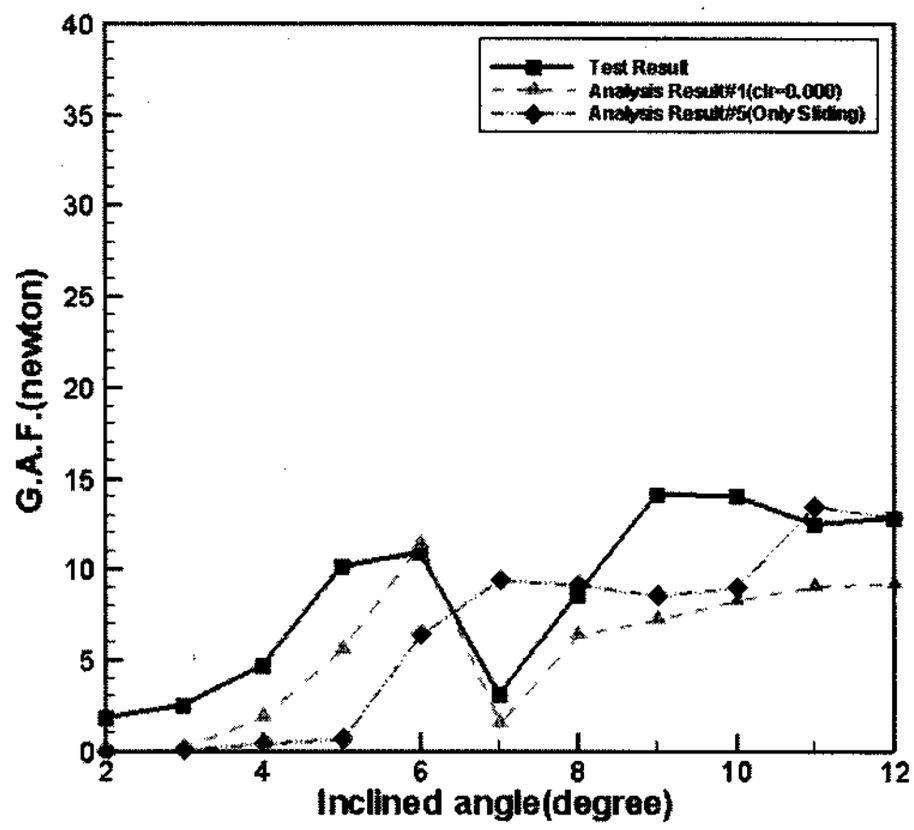


Fig. 11 G.A.F. analysis results

과이다. Fig. 11의 실선은 실제 제품의 시험 결과값이고, 점선은 미끄럼/구름 속도 비 마찰 모델 해석 결과이며, 2점 쇄선은 미끄럼 마찰 모델 해석 결과이다. 미끄럼/구름 속도 비 마찰 모델 해석 결과와 순수 미끄럼 마찰 모델 해석 결과의 꺽임각 증가에 따른 축력 변화 패턴을 꺽임각 전 구간에 걸쳐, 비교하여 보면, 미끄럼/구름 속도 비 마찰 모델이 시험 결과와 더욱 근접한 것으로 나타났다.

4.2.2 볼-케이지 조립 공차량에 따른 해석 결과

DOJ 볼-케이지는 아래의 Fig. 12와 같은 구조로 조립되어 있다. 볼-케이지 조립 공차량은 식 (12)와 같이 정의되고, 본 해석에서는 조립 공차량을 총 4가지 0.0, 0.001, 0.002, 0.003인 경우에 대하여 해석을 수행하였다.

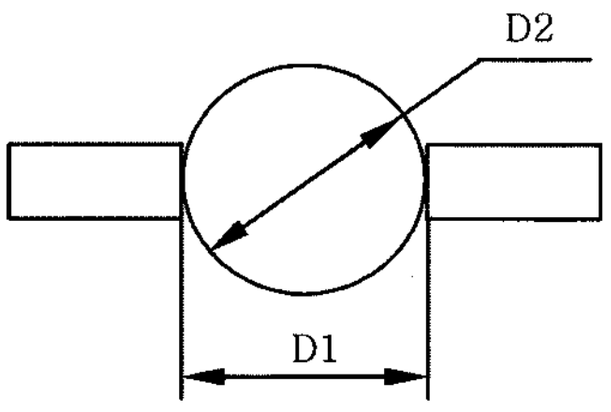


Fig. 12 Ball location in cage pocket

$$Clr = D2/2 - D1/2 \quad (12)$$

여기서,

D2 : Ball Diameter

D1 : Cage pocket size in the axial direction

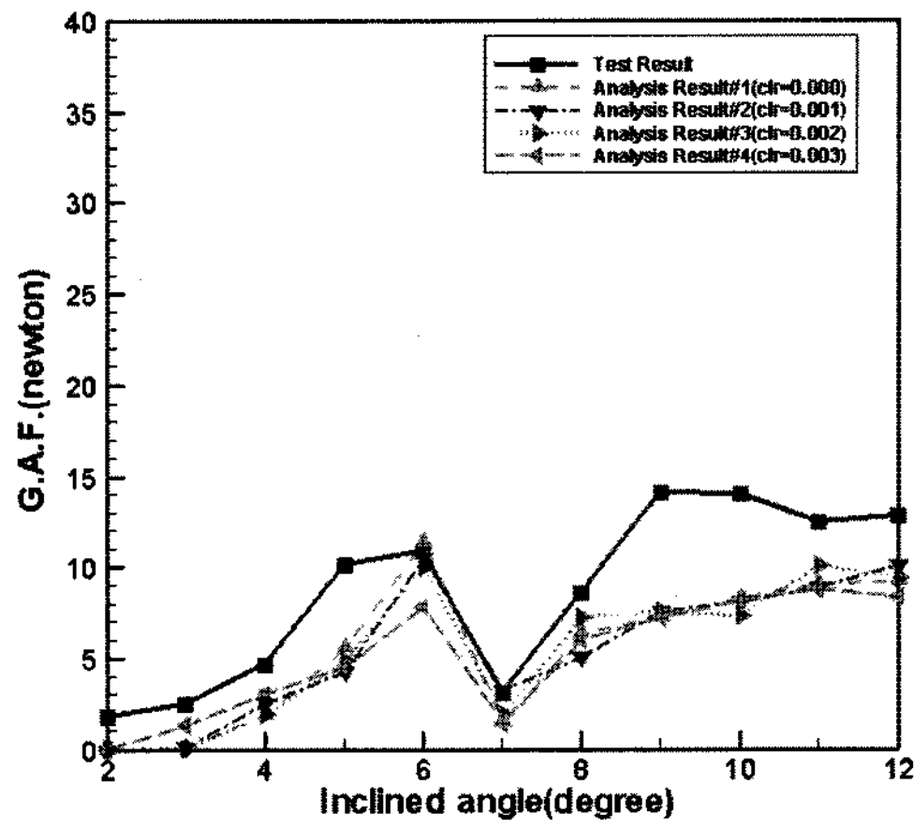


Fig. 13 G.A.F. analysis results by ball-cage dimension tolerances

상기 조립 공차량으로 해석한 결과 Fig. 13과 같이 나타났으며, 볼과 케이지의 조립 공차량 변화에 따른 축력 변화는 특정 꺽임각 6°에서 최대 3 N정도 차이를 나타내고, 이를 제외한 영역에서는 축력에 미치는 영향도가 아주 낮은 것으로 나타났다.

4. 결 론

차량용 등속조인트 DOJ의 축력 해석을 통해서, 등속조인트 DOJ의 축력 해석 기법을 정립할 수 있었으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 폴리 우레아 계열 그리스의 미끄럼 속도 변화에 따른 마찰 특성을 파악할 수 있었으며, 점성 마찰 형태인 Stribeck 곡선 형태로 나타남을 확인할 수 있었다.
2) 꺽임각 증가에 따른 축력 변화 패턴 비교시, 미끄럼/구름 속도 비 마찰 모델 적용 해석 결과가 순수 미끄럼 마찰 모델 적용 해석 결과보다 시험값에 근접하게 나타남을 확인할 수 있었으며, 꺽임각에 따른 축력 변화 패턴 예측시 미끄럼/구름 속도비 마찰 모델이 순수 미끄럼 마찰 모델 보다 등속조인트 축력 예측에 적합함을 알 수 있었다. 또한, 미끄럼 운동과 구름 운동을 동시에 하는 접촉체의 마찰에서는 미끄럼/구름 속도 비에 많은 영향을 받는 것을 알 수 있었다.
3) 볼과 케이지 창과의 접촉력은 꺽임각 증가에 따라 증가됨을 확인할 수 있었다.

4) 볼-케이지 조립 공차량은 일정 범위내에서는 축력 증가와 무관함을 알 수 있었다.

References

1) E. Gelinck, Mixed Lubrication of Line Contacts, Ph. D. Dissertation, University of Twente, pp.71-78, 1999.
2) ADAMS/SOLVER User's Reference Manual, Ver.2005, 2005.
3) B. J. Hamrock, "Fundamentals of Fluid Film Lubrication," NASA Reference Publication 1255, pp.402-414, 1991.
4) Y. Hayama, "Dynamic Analysis of Forces Generated on Inner Parts of a Double Offset Constant Velocity Universal Joint(DOJ)," SAE 2001-01-1161, 2001.
5) J. Park, "Multi-roller Balls for Constant Velocity Joints : Innovative Solution for Better Mechanical Efficiency and Durability," SAE 2005-01-0875, 2005.
6) J.-P. Mariot, J.-Y. K'nevez and B. Barbedette, "Tripod and Ball Joint Automotive Transmission Kinetostatic Model Including Friction," Multibody System Dynamics 11, pp.127-145, 2004.
7) F. Urbinati and E. Pennestri, "Kinematic and Dynamic Analyses of the Tripod Joint," Multibody System Dynamics 2, pp.355-367, 1998.
8) J.-P. Mariot and J.-Y. K'nevez, "Kinematics of Tripode Transmissions. A New Approach," Multibody System Dynamics 3, pp.85-105, 1999.