

2차원 마찰모델을 이용한 구면무단변속기의 변속특성해석

공진형¹⁾ · 임원식²⁾ · 박영일³⁾ · 김정윤⁴⁾

현대기아자동차 기술연구소¹⁾ · 서울산업대학교 자동차공학과²⁾ ·
서울산업대학교 기계설계자동화공학부³⁾ · 대구가톨릭대학교 기계자동차공학부⁴⁾

Analysis on the Shift Characteristics of Semi-Spherical CVT using 2-dimensional Friction Model

Jinhyung Kong¹⁾ · Wonsik Lim²⁾ · Yeongil Park³⁾ · Jungyun Kim^{*4)}

¹⁾Technical Center, Hyundai-Kia Motors, 772-1 Jadeok-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

²⁾Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

³⁾School of Mechanical Design and Automation Engineering, Seoul National University of Technology, Seoul 139-743, Korea

⁴⁾School of Mechanical and Automotive Engineering, Catholic University of Daegu, Gyeongbuk 712-702, Korea

(Received 31 October 2007 / Accepted 24 January 2008)

Abstract : Semi-spherical CVT(SS-CVT) is one of friction drives, which transmits power via the friction force between a spherical shaped variator and output disks. The variator varies the speed ratio of SS-CVT continuously as well as transmits input power into the output shaft. Therefore two friction forces are normally applied on the variator; one is the longitudinal friction force for power transmission and the other is the lateral for shifting. In order to investigate the dynamic behavior of SS-CVT, we introduced a numerical model of 2-dimensional friction force using a function of slip ratio and slip angle. And a dynamic model, which describes the shifting mechanism of SS-CVT, is developed through 3-dimensional vector analysis. Finally we presented numerical results of the shift characteristics focused on the transient behavior of the variator's slip ratio and slip angle. The numerical results also show the typical CVT shifting characteristics of SS-CVT and stable shifting behaviors of the variator.

Key words : CVT(무단변속기), Semi-pherical CVT(구면무단변속기), Variator(베리어터), Friction model(마찰 모델), Slip ratio(슬립율), Slip angle(슬립각)

Nomenclature

μ : friction coefficient
 S : longitudinal slip ratio
 ξ : lateral slip angle, deg
 f : friction force, N
 N : normal force, N
 θ : variator angle, deg

Subscripts

t : driving(longitudinal) direction
s : shifting(lateral) direction
l, r : left and right side
v, d : variator and disc

1. 서론

구면무단변속기는 입력축에 연결되어 구동원의 동력을 전달하면서 변속비를 조절하는 구면 형상의

*Corresponding author, E-mail: kjungyun@cu.ac.kr

베리에이터와 출력축에 연결된 출력디스크로 구성되어 있으며, 별도의 기구나 조작없이 중립과 전후진이 구현되는 특징이 있다(Fig. 1). 이러한 구면무단변속기의 구조 및 작동원리, 기구학적 고찰에 대해서는 이전 연구¹⁾에서 자세히 다루었다.

구면무단변속기는 출력디스크에 위치한 스프링을 통하여 가해지는 수직항력으로 베리에이터와 출력디스크의 접촉부에 금속과 금속의 건마찰을 유발, 동력을 전달한다. 이 접촉부는 Hertzian 해석 등을 이용하여 원형으로 나타나며 이를 1차원 마찰모델을 이용하여 구면무단변속기의 전달동력과 스핀로스(Spin loss)를 해석한 연구결과를 발표한 바 있다.²⁾ 이와는 달리 구면무단변속기의 동력전달은 변속부와 동력의 출력부가 일체로 이루어진 구조이기 때문에 기존의 1차원 마찰모델이 아닌 2차원 마찰모델을 이용한 해석이 필요하다.³⁾

구면무단변속기는 다수의 접촉점을 가지며, 각 부분에 작용하는 반력의 수가 많아 강체 모델링을 할 경우 부정정계가 발생할 수 있다. 따라서 구면무단변속기의 동역학 모델을 개발하기 위해서는 적절한 가정과 마찰현상에 대한 분석이 필요하다. 이전 연구¹⁾에서는 동적 마찰 모델의 일종인 LuGre 모델⁴⁾을 이용하여 구면무단변속기의 동적 모델을 개발하였으나, 1차원 마찰력의 세부 현상을 모델링하기 위해 개발된 LuGre 모델이 2차원 마찰현상을 원활히 모사해 주지 못함이 밝혀졌다.

따라서 본 논문에서는 2차원 마찰 현상에 대한 심

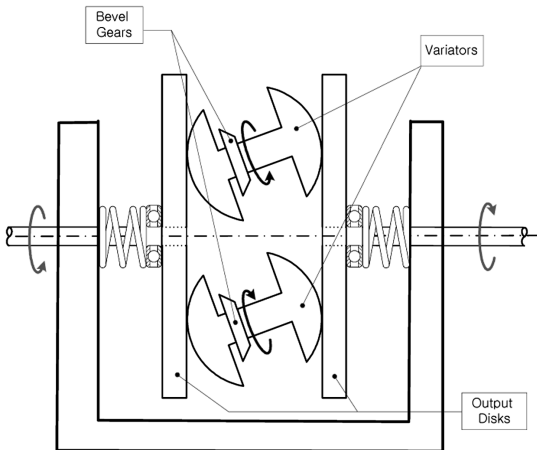


Fig. 1 Semi-spherical CVT(SS-CVT)

화된 고찰을 통해 엄밀하고, 안정적인 구면무단변속기의 동적 모델을 개발하고, 이를 이용하여 변속시 나타나는 동적특성에 관한 해석을 수행하고자 한다.

2. 구면무단변속기의 변속동역학

슬립이 없는 이상적인 경우 구면무단변속기(SS-CVT)의 속도 관계식과 토크비는 다음과 같이 결정된다(Fig. 2 참조).

$$\frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} = \frac{r_o}{r_v \sin \theta_v} \quad (1)$$

$$\frac{T_{in}}{T_{out}} = \frac{r_v \sin \theta_v}{r_o} \quad (2)$$

여기서, ω_{in} 는 입력축 회전속도, ω_{out} 는 출력축 회전속도, θ_v 는 베리에이터의 변속각도, r_o 는 출력디스크의 회전반경, r_v 는 베리에이터의 반경이다.

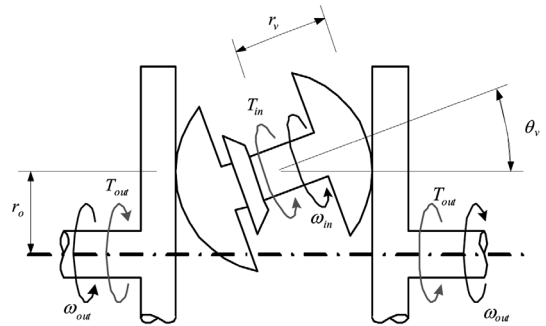
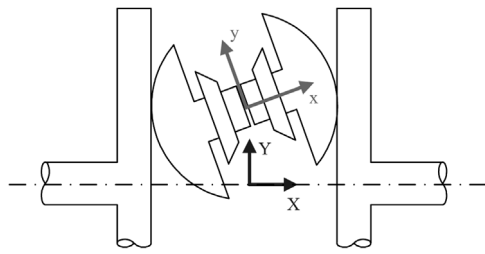


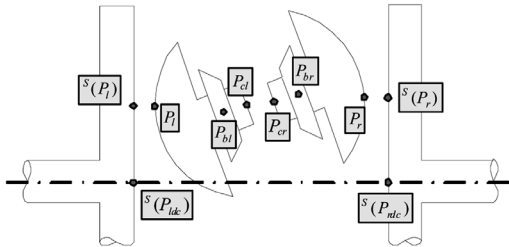
Fig. 2 Operating principle and schematic diagram of SS-CVT

구면무단변속기는 상하로 베리에이터 두 쌍을 포함한다. 두 쌍의 베리에이터는 대칭으로 위치하고 한 개의 입력축으로 연결되어 있으므로 모델링시 한 쌍의 베리에이터만을 고려하여 모델링하였으며 이때 사용한 가정은 아래와 같다.

- 1) 모든 요소는 강체이다.
- 2) 동력 전달 및 변속에 관계되지 않는 방향의 변위는 없다.
- 3) 베리에이터에 작용하는 반력은 중심점 P_{cl} , P_{cr} (Fig. 3(b) 참조)에 작용한다.



(a) Definitions of the coordinate system



(b) Definitions of position vectors

Fig. 3 Coordinate system and position vectors

- 4) 좌우측 베리에이터에 작용하는 변속력은 각각 내력이며 그 합력은 외력이다.
- 5) 양 접촉점의 수직항력은 초기에 인가한 예하 중이며 상수이다.

모델링을 위한 좌표계를 Fig. 3(a)에 도시하였다. 베리에이터의 중심에 고정되어 z 방향으로 회전하는 좌표계를 D 또는 xyz 좌표계라 정의하였다. 그리고 전체시스템 중심에 고정된 좌표계를 S 또는 XYZ 좌표계라 정의하였다. 고정 좌표계로 표현된 벡터의 좌측 상단에 S라는 첨자를 표시하였다.

Fig. 3(b)에 표시된 각 위치 벡터(P)의 위치에 작용하는 힘 벡터 F를 정의하였으며, 반력 토크 또는 외력 토크가 작용하는 네 점(P_{cl}, P_{cr}, P_{ldc}, P_{rdc})에는 토크 벡터 T를 정의하였다. 각 위치에서 정의된 힘 또는 토크의 아래 첨자는 위치 벡터의 아래 첨자와 같도록 하였다. P_{cl}, P_{cr}은 Fig. 3(b)에서 서로 다른점으로 표시되어 있으나 위치상으로 같은 점이며, 양쪽 베리에이터에 작용하는 힘의 작용점을 분리하기 위하여 편의상 두 점으로 정의하였다.

베리에이터와 디스크가 접촉하고 있는 점은 x-y 평면상에 존재하므로 z좌표는 0이다. 따라서 베리

에이터와 디스크의 왼쪽과 오른쪽의 접촉점의 위치 벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_l &= [-r_v \cos \theta_v \quad r_v \sin \theta_v \quad 0]^T \\ &\equiv [-h_1 \quad h_2 \quad 0]^T \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_r &= [r_v \cos \theta_v \quad -r_v \sin \theta_v \quad 0]^T \\ &\equiv [h_1 \quad -h_2 \quad 0]^T \end{aligned} \quad (4)$$

베리에이터의 중심을 xyz좌표의 원점으로 잡았으므로 베리에이터 중심의 위치벡터는 다음과 같다.

$$\mathbf{P}_{cl} = \mathbf{P}_{cr} = \vec{0} \quad (5)$$

또한 베리에이터의 중심에 작용하는 힘과 토크는 다음과 같이 정의한다.

$$\mathbf{F}_{cl} = [f_{cl,x} \quad f_{cl,y} \quad f_{cl,z}]^T \quad (6)$$

$$\mathbf{F}_{cr} = [f_{cr,x} \quad f_{cr,y} \quad f_{cr,z}]^T \quad (7)$$

$$\mathbf{T}_{cl} = [0 \quad \tau_{cl,y} \quad \tau_{cl,z}]^T \quad (8)$$

$$\mathbf{T}_{cr} = [0 \quad \tau_{cr,y} \quad \tau_{cr,z}]^T \quad (9)$$

베리에이터 중심에서 x-축 방향이 회전저항이 없다고 가정하여 토크의 x-성분 값은 0이다. 토크의 z-성분은 변속력으로서 $\tau_{cl,z}$, $\tau_{cr,z}$ 로 정의하며 (가정 4)에 의해 그 합력이 외력이다.

왼쪽과 오른쪽에서 베리에이터와 디스크의 접촉점에서의 힘 벡터는 다음과 같다.

$$\mathbf{F}_l = [f_{l,x} \quad f_{l,y} \quad f_{l,z}]^T \quad (10)$$

$$\mathbf{F}_r = [f_{r,x} \quad f_{r,y} \quad f_{r,z}]^T \quad (11)$$

위 두 힘은 본 연구에서 사용한 마찰모델에 의해 전체 시스템에서 외력으로 작용하게 되며, 좌우측 베리에이터의 각속도 벡터는 다음과 같이 정의된다.

$$\boldsymbol{\omega}_{vl} = [\omega_{vl} \quad 0 \quad \dot{\theta}_v]^T \quad (12)$$

$$\boldsymbol{\omega}_{vr} = [\omega_{vr} \quad 0 \quad \dot{\theta}_v]^T \quad (13)$$

모든 병진 운동이 구속되어 있으므로 병진 운동

의 운동 방정식은 힘 구속 조건으로 작용한다. 회전 방향의 운동 방정식에서 베리에이터의 회전 속도 벡터는 회전 좌표계를 기준으로 기술되었기 때문에 그 시간 미분은 좌표계의 회전 속도를 고려해 주어야 한다. 또한 베리에이터의 형상은 x축에 대칭이므로 모든 상승 모멘트가 0이기 때문에 회전 모멘트의 미분은 아래와 같이 정리된다.

$$\mathbf{I}_{vl}\boldsymbol{\omega}_v = (I_{11}\dot{\omega}_v + I_{13}\dot{\theta}_v)\hat{i} + (I_{21}\dot{\omega}_v + I_{23}\dot{\theta}_v)\hat{j} + (I_{31}\dot{\omega}_v + I_{33}\dot{\theta}_v)\hat{k} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt}(\mathbf{I}_{vl}\boldsymbol{\omega}_v) &= (I_{11}\dot{\omega}_v + I_{13}\ddot{\theta}_v)\hat{i} + (I_{21}\dot{\omega}_v + I_{23}\ddot{\theta}_v)\hat{j} + (I_{31}\dot{\omega}_v + I_{33}\ddot{\theta}_v)\hat{k} \\ &+ (I_{11}\dot{\omega}_v + I_{13}\dot{\theta}_v)\dot{\theta}_v\hat{j} + (I_{21}\dot{\omega}_v + I_{23}\dot{\theta}_v)\dot{\theta}_v\hat{i} \\ &= I_{11}\dot{\omega}_v\hat{i} + I_{11}\dot{\omega}_v\dot{\theta}_v\hat{j} + I_{33}\ddot{\theta}_v\hat{k} \end{aligned} \quad (15)$$

우측 베리에이터와 좌우측 디스크의 벡터 형태 운동 방정식을 정리하면 아래와 같다.

$$\sum \mathbf{F}: \mathbf{F}_r + \mathbf{F}_{br} + \mathbf{F}_{cr} = 0 \quad (16)$$

$$\sum \mathbf{M}: (\mathbf{P}_r \times \mathbf{F}_r) + (\mathbf{P}_{br} \times \mathbf{F}_{br}) + \mathbf{T}_{cr} = \mathbf{I}_{vl}\dot{\boldsymbol{\omega}}_{vl} \quad (17)$$

$$\sum \mathbf{F}: {}^S(\mathbf{F}_l) + {}^S(\mathbf{F}_{ldc}) = 0 \quad (18)$$

$$\sum \mathbf{M}: {}^S(\mathbf{T}_{ldc}) + {}^S(\mathbf{P}_l) \times {}^S(\mathbf{F}_l) = {}^S(\mathbf{I}_d\dot{\boldsymbol{\omega}}_{dl}) \quad (19)$$

$$\sum \mathbf{F}: {}^S(\mathbf{F}_r) + {}^S(\mathbf{F}_{rdc}) = 0 \quad (20)$$

$$\sum \mathbf{M}: {}^S(\mathbf{T}_{rdc}) + {}^S(\mathbf{P}_r) \times {}^S(\mathbf{F}_r) = {}^S(\mathbf{I}_d\dot{\boldsymbol{\omega}}_{dr}) \quad (21)$$

전체 운동방정식을 정리하기 위해 마찰력 \mathbf{F}_l 와 \mathbf{F}_r 을 아래와 같이 정의한다.

$$\mathbf{F}_l = [f_{sl} \sin \theta_v \quad f_{sl} \cos \theta_v \quad f_{tl}]^T \quad (22)$$

$$\mathbf{F}_r = [f_{sr} \sin \theta_v \quad f_{sr} \cos \theta_v \quad f_{tr}]^T \quad (23)$$

이상에 정의한 것을 벡터 형태의 운동방정식에 대입하고 성분별로 풀어낸 후, 내력을 모두 소거하고, 정리하면 아래와 같은 4개의 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$(\eta^2 I_1 + I_b)\dot{\omega}_i = T_{in} - \eta r_v \sin \theta_v (f_{tl} + f_{tr}) \quad (24)$$

$$\begin{aligned} I_3\ddot{\theta}_v &= \frac{I_b \eta r_v}{\eta^2 I_1 + I_b} (f_{tl} + f_{tr}) \sin \theta_v - r_v (f_{sl} - f_{sr}) \\ &+ T_{shift} + \frac{\eta^2 I_1}{\eta^2 I_1 + I_v} T_{in} \end{aligned} \quad (25)$$

$$I_{dl}\dot{\omega}_{dl} = T_{LOAD,l} - r_d f_{tl} \quad (26)$$

$$I_{dr}\dot{\omega}_{dr} = T_{LOAD,r} - r_d f_{tr} \quad (27)$$

3. 2차원 마찰모델

구면무단변속기는 베리에이터와 출력디스크의 접촉부에서 변속과 동력전달이 동시에 이루어지기 때문에 변속력과 동력전달에 관여하는 마찰력의 방향이 다르다. 따라서 각 마찰력을 해석하기 위하여 2차원 마찰모델이 필요하며, 관련변수의 무차원화를 수행하여 다음 4개의 무차원수를 얻을 수 있다.³⁾

- 1) 구동방향 마찰 계수(구동력/수직하중) μ_t
- 2) 변속방향 마찰 계수(변속력/수직하중) μ_s
- 3) 구동방향 슬립율 S
- 4) 슬립각 ξ

3.1 마찰 모델

위 4개의 무차원수를 이용하여 양측 출력디스크와 베리에이터에 작용하는 구동력과 변속력을 결정하는 종방향과 횡방향 마찰력을 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$f_{tl} = N_l \cdot \mu_t (s_l, \xi_l) \quad (28)$$

$$f_{tr} = N_r \cdot \mu_t (s_r, \xi_r) \quad (29)$$

$$f_{sl} = N_l \cdot \mu_s (s_l, \xi_l) \quad (30)$$

$$f_{sr} = N_r \cdot \mu_s (s_r, \xi_r) \quad (31)$$

여기서 슬립율(Slip ratio, S)과 슬립각(Slip angle, ξ)은 구면무단변속기의 기구학적 관계식으로 부터 식 (32), (33)으로 표현된다.

$$S_t = 1 - \frac{r_d \omega_d}{r_v \sin \theta_v \omega_v} \quad (32)$$

$$\xi = \tan^{-1} \left(\frac{r_v \dot{\theta}_v}{|r_d \omega_d|} \right) \quad (33)$$

식 (32)와 (33)은 중립 상태이거나, 속도가 0인 상태에서 슬립율과 슬립각이 발산하는 문제가 발생하기 때문에 이를 해결하기 위하여 다음과 같이 1차 시간지연 모델을 도입하여 과도상태의 슬립율과 슬립각을 계산하였다.

$$\frac{d}{dt} \tan \xi_l + \frac{|r_d \omega_{dl}|}{\sigma_y} \tan \xi_l = \frac{r_v \dot{\theta}_v}{\sigma_y} \quad (34)$$

$$\begin{aligned} & \dot{s}_l + \frac{|r_d \omega_{dl}|}{\sigma_x} s_l \\ &= \frac{1}{\sigma_x} \left\{ |r_d \omega_{dl}| + r_v \sin \theta_v \eta \omega_i \cdot \text{sgn}(r_d \omega_{dl}) \right\} \end{aligned} \quad (35)$$

$$\frac{d}{dt} \tan \xi_r + \frac{|r_d \omega_{dr}|}{\sigma_y} \tan \xi_r = \frac{-r_v \dot{\theta}_v}{\sigma_y} \quad (36)$$

$$\begin{aligned} & \dot{s}_r + \frac{|r_d \omega_{dr}|}{\sigma_x} s_r \\ &= \frac{1}{\sigma_x} \left\{ |r_d \omega_{dr}| + r_v \sin \theta_v \eta \omega_i \cdot \text{sgn}(r_d \omega_{dr}) \right\} \end{aligned} \quad (37)$$

3.2 마찰계수 모델

엄밀한 물리적 이론에 기반을 둔 마찰 모델은 실제 마찰 계수를 비교적 정확히 예상하지 못하는 것으로 알려져 있다. 따라서 실제 적용이 가능한 마찰 계수는 실험을 통해 그 크기를 예측하는 실험식을 도출하여 사용하고 있으며 이러한 실험식은 종방향 마찰계수는 슬립율에, 횡방향 마찰계수는 슬립각에 비례한다고 알려져 있다.^{3,5)} 따라서 본 연구에서는 이러한 특성을 고려하고, 모델의 단순화를 위해 변수 분리, 선형의 가정을 이용하여 아래와 같이 근사화된 마찰계수 모델을 사용하였다.

$$\mu_t(s, \xi) = s \cdot (a - b\xi) \quad (38)$$

$$\mu_s(s, \xi) = \xi \cdot (c - ds) \quad (39)$$

위 마찰계수 모델에 필요한 상수 a,b,c,d는 간이시험장치(Fig. 4)를 사용하여 다이내모 실험을 통하여 추출하였으며, 최종 마찰모델은 식 (40), (41)와 같다. 자세한 실험내용과 실험결과의 분석은 이전 연구³⁾에서 자세히 다루었으므로 본 논문에서는 생략하였다.

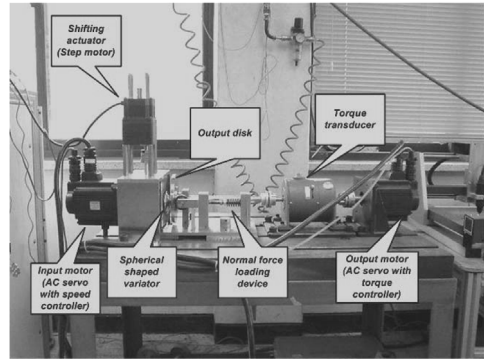


Fig. 4 Test bench of SS-CVT

$$\mu_t(s, \xi) = s \cdot (2.0149 - 86.9851\xi) \quad (40)$$

$$\mu_s(s, \xi) = \xi \cdot (2.1012 - 3.7273s) \quad (41)$$

4. 변속특성 해석

앞절에서 유도한 2차원 마찰모델과 동역학모델을 이용하여 직류모터에 연결된 구면무단변속기의 변속특성을 수치해석 프로그램을 작성하여 시뮬레이션을 수행하였다.

구동원인 직류모터는 일반적인 회로방정식과 직류모터 운동방정식을 사용하여 모델링하였으며, 모터토크(TM)는 다음식을 이용하였다.

$$T_M = \frac{k(e_a - k_e \omega_i)}{R_a} \quad (42)$$

해석에 사용한 직류모터는 입력전압 12V, 정격출력 150W이며 스톨토크 2Nm의 사양을 가지고 있으며 본 해석시 별도의 속도 또는 토크제어를 수행하지 않았다.

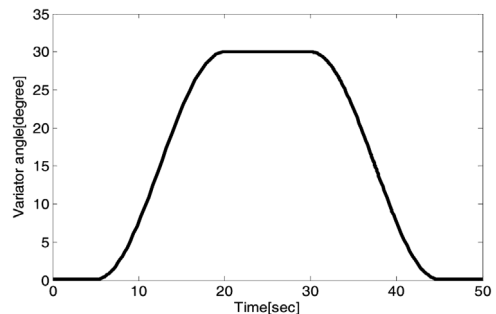


Fig. 5 Shift profile of the variator angle

Table 1 Constants of the system

Constant	Value
r_v (radius of variator)	0.035
r_d (radius of disc)	0.042
I_1 (x-directional inertia of variator)	0.01
I_3 (z-directional inertia of variator)	0.02
I_b (inertia of input system)	0.01
I_d (inertia of output disk)	0.048
η (input gear ratio)	1
N_l, N_r (pre-loaded normal forces)	700
σ_x, σ_y (relaxation distance)	0.001
k (motor torque constant)[Nm/ampere]	0.0268
k_e (back emf constant)[volt/(rad/s)]	0.0373
R_a (armature resistance)[ohm]	0.1563
e_a (armature voltage)[volt]	12

베리에이터 각도는 0~5초에서 0도(중립), 5~20초 동안 30도 까지 증가시킨 후 30~45초 동안 0도로 감소시켰다(Fig. 5). 해석을 위해 사용한 각 상수값은 Table 1과 같다.

시뮬레이션 시작후 5초까지 베리에이터의 각도는 0으로 구면무단변속기는 중립상태에 있다. 중립상태에서 구동원인 모터는 무부하상태로 모터속도는 별도의 속도제어 없이도 아이들링상태인 약 3000rpm의 속도를 유지하고 있음을 알 수 있다(Fig. 6).

이후 5초에서 20초동안 베리에이터의 변속각도를 증가시켜 상단변속을 수행하면 관성이 작은 입력부의 속도가 급격히 떨어지면서 출력부의 속도는 0부터 증가하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7에 표시한 기어비의 변화를 살펴보면, 변속을 시작한 5초부터 기어비가 무한대에서 급격히 감소하면서 발진이 이루어짐을 알 수 있다. 이는 구면

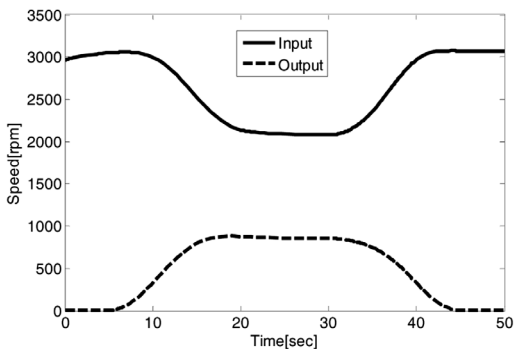


Fig. 6 Input and output speeds

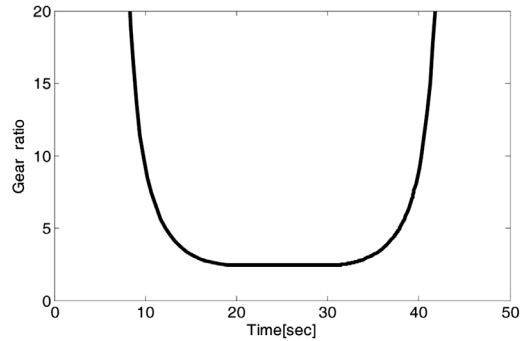


Fig. 7 Reduction gear ratio

무단변속기가 클러치 또는 토크컨버터와 같은 발전기구 없이 중립상태에서 발전이 가능함을 나타낸다. 이론적으로 구면무단변속기는 무한대의 변속기 어비가 가능하지만 베리에이터와 출력디스크사이 접촉부에 최대정지 마찰력을 초과한 부하가 작용하게 되면 미끄러짐이 발생하리라 예상할 수 있다.

Fig. 8과 9는 변속시 발생하는 종방향 슬립율과 횡방향 슬립각을 나타내고 있다. Fig. 8에서 베리에이터가 변속을 개시하면서 종방향 슬립율은 급격히 증가하다가 과도상태인 약 15초 부근에서 슬립율이 최대가 된 후 변속이 완료된 20초 이후 약 -0.013의 값을 유지하고 있다. 이는 변속중에 베리에이터의 자세(Orientation)변화가 종방향 슬립율에 영향을 미치는 과도상태를 나타내며, 변속이 완료된 시점의 슬립율은 베리에이터의 회전축과 출력디스크의 회전축이 일치하지 않아 스핀로스(Spin loss)가 발생함을 나타낸다.

이와는 달리 횡방향 슬립각의 변화(Fig. 9)는 변속이 시작되면서 가장 큰 각도변화를 나타내다가 변

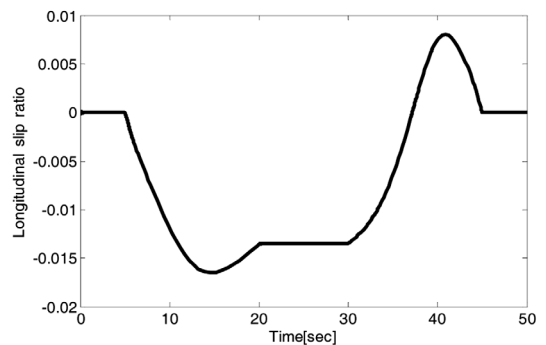


Fig. 8 Longitudinal slip ratio

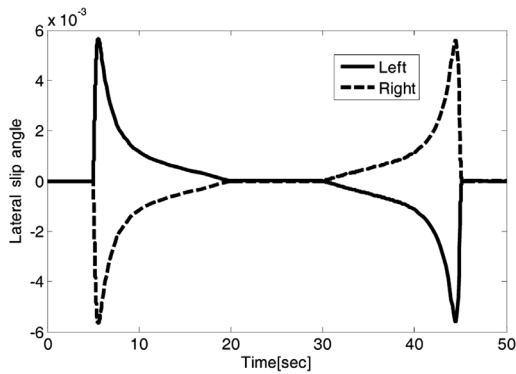


Fig. 9 Lateral slip angle

속이 완료되는 다음 정상상태에서 다시 0이 되는 거동을 나타내고 있다. 이를 통하여 변속시 베리에이터의 회전축 자세변화로 나타나는 횡방향 슬립각의 과도상태가 변속이 완료되면서 다음 정상상태에서 안정화(stabilized)됨을 알 수 있다.

5. 결론

- 1) 구면무단변속기의 변속시 과도상태를 해석하기 위해 2차원 마찰모델을 이용한 3차원 강체 동역학 모델을 개발하였다.
- 2) 2차원 마찰 현상을 고찰하여 슬립율과 슬립각의 함수로서 종방향과 횡방향의 마찰 계수를 모델링하였다. 또한 1차 시간지연 모델과 선형화를 통하여 중립 또는 정지상태에서 슬립율과 슬립각이 발산하는 문제를 해결하였다.
- 3) 개발된 2차원 마찰모델과 구면무단변속기의 동역학 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였으며 이를 통하여 개발모델의 정성적 오류가 없

음을 확인하였다.

- 4) 개발된 2차원 마찰모델과 동역학 모델은 구면무단변속기의 변속시 과도상태를 모사하고 있음을 확인하였으며 변속시의 종방향 슬립율과 횡방향 슬립각의 변화를 고찰하였다.

후 기

이 논문은 2003년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음. (KRF-2003-협동연구-D20010)

References

- 1) J. H. Kong, J. Y. Kim, W. S. Lim, Y. I. Park and J. M. Lee, "Dynamic Modeling of Semi-Spherical CVT," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.614-619, 2003.
- 2) J. Kim and K. H. Choi, "Spin Loss Analysis of Friction Drives: Spherical and Semi-Spherical CVT," Int. J. Automotive Technology, Vol.4, No.4, pp.165-172, 2003.
- 3) J. Kong, Y. Yoon, E. Lee, W. Lim, Y. Park, D. Kim and J. Lee, "Experimental Analysis of 2-Dimensional Rolling Friction Occurred in Semi-Spherical CVT," Transactions of KSAE, Vol.13, No.5, pp.134-141, 2005.
- 4) Canudas de Wit, C. and P. Tsiotras, "Dynamic tire Friction Models for Vehicle Traction Control," Proceedings of the 38th Conference on Decision & Control, 1999.
- 5) C. L. Clover and J. E. Bernard, "Longitudinal Tire Dynamics," Vehicle System Dynamics, Vol.29, pp.231-259, 1998.