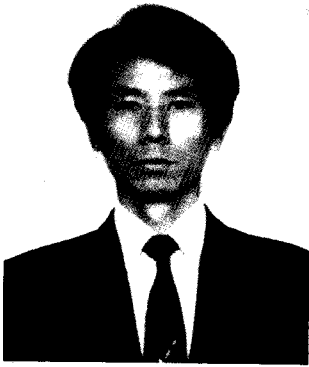


트랙션드라이브와 트라이볼로지 기술



김 완 두 (KIMM 기계구조실)

- '80.2. 서울대학교 공과대학 기계설계학과(학사)
- '82.2. 서울대학교 대학원 기계설계학과 (석사)
- '93.2. 서울대학교 대학원 기계설계학과 (박사)
- '82.3~현재 한국기계연구원 기계구조실 선임연구원

1. 서 언

트랙션드라이브(traction drive)란 맞물려져 있는 두개의 전동체 간에 형성된 유막에 의해 동력을 전달하는 장치로서, 치차장치에 비해 진동소음이 작고 고속회전 및 고정도회전이 가능하며 가공비가 저렴하다는 점 외에도 무단변속이 가능하다는 큰 장점을 지니고 있다.

반면에, 토오크용량과 회전전달 오차 면에서는 아직까지 치차장치에 비해 뒤떨어지는 면도 지니고 있지만, 트랙션드라이브의 장점을 살리고 단점을 보완하고자 하는 연구는 기술 선진국으로부터 꾸준히 진행되어 오고 있다.

트랙션드라이브는 무단변속이 가능하다는 특징으로 인하여 그 응용 분야도 매우 다양하다. 대표적인 예로서는, 일반산업기계에 사용되는 무단감속기, 정밀위치결정기구(이송기구), 그리고 최근에 자동차의 동력전달효율 향상 및 엔진 출력의 극대화를 위하여 큰 관심을 끌고 있는 자동차용 무단변속기(CVT: continuously variable transmission) 등을 들 수 있다.

트랙션드라이브의 개발을 위해서는 고유의 전단 특성을 지닌 윤활유(마찰유: traction oil)의 개발, 마찰유에 전단을 가해줄 수 있는 회전요소so의 개발, 탄성유체윤활(EHL: elastohydrodynamic lubrication) 해석을 통한 마찰특성 규명 등 대부분 트라이볼로지(tribology) 기술이 관련된다.

본 고에서는 지금까지 개발된 트랙션드라이브의 종류를 개념적으로 살펴보고, 트랙션드라이브의 성능 결정에 관련된 트라이볼로지 기술과 트랙션드라이브 장치의 특성 그리고 실제 응용 사례에 대해 알아보려고 한다.

2. 트랙션드라이브 기술

2.1 트랙션드라이브의 종류와 특징

트랙션드라이브의 전동체는 형상에 제약을 받지 않으므로 그 구조는 가지각색으로 생각할 수 있다. 본 고에서는 여러가지 트랙션드라이브의 기구상 공통점을 찾아내어 단순한 시이소(see-saw)의 움직임으로 그 구조 및 원리를 설명하고자 한다 [1].

대표적인 기구로서는 1) 2대의 시이소, 2) 3대의 시이소, 3) 유성기구를 이용한 3대의 시이소, 4) 차동기구를 이용한 3대의 시이소의 조합 등 4가지 종류로 구분할 수 있다. 각각의 특징은 다음과 같다.

2.1.1 시이소 2대의 조합

그림 1의 가)에서 보는바와 같이 첫번째 시이소 A의 위에 두번째 시이소 B의 끝단을 얹혀, A의 중심을 평행이동시키면 B의 끝단과 접촉하는 A의 위치는 비례하여 변화하게 된다. 따라서, A가 일정하게 움직이면 B의 움직임은 A의 중심에 가까워지는 만큼 작아지고 멀어지는 만큼 커지게 된다.

그림 1의 나)는 이 동작을 응용한 트랙션드라이브로서 콘(cone)은 A에 링(ring)은 B에 해당된다. 이 종류의 트랙션드라이브를 '링-콘 NS형'이라 부르고, 출력회전수가 낮은 영역에서는 접촉반경(R)이 작아짐에 따라 접촉응력이 커지게 되어 허용토크는 제한되게 된다.

본 형태의 트랙션드라이브는 출력 0.1-2.2 kW, 속도비 0.08-0.8, 최고효율 80%의 것이 제품화되고 있다.

2.1.2 시이소 3대의 조합

그림 2의 가)는 그림 1의 가)의 시이소에 A와 같은 시이소 C를 조합시킨 것이다. B의 중심을 평행 이동시키면 A와 C의 접촉점이 동시에 변하기 때문에 C의 움직임은 그림 1의 움직임의 2배에 가까워지고, 접촉반경이 작은 영역에서 사용될 필요가 없어진다.

그림 2의 나), 다) 및 라)는 각각 링-콘 RC형, 바이엘 D형, 컵 B형이라 불리우며 A, B, C는 나)에서 입력콘, 링, 출력콘, 다)에서 콘디스크, 플랜지디스크-콘디스크, 플랜지디스크, 라)에서 입력 드라이브콘, 드라이브볼, 출력드라이브콘에 해당된다. 링-콘RC형은 출력 0.06-3.7 kW, 속도비 0.5-2.0, 최고효율 85%, 바이엘D형은 출력 0.4-5.5 kW, 속도비 0.06-0.72, 최고효율 83%, 컵B형은 출력 0.25-11 kW, 속도비 0.33-3.0, 최고효율 90%의 트랙션드라이브가 상품화되고 있다.

2.1.3 유성기구를 이용한 시이소 3대의 조합

그림 2의 조합에서는 C의 움직임이 A의 움직임에 비해 커졌다 작아졌다 하기 때문에 이것을 일반 산업기계용으로 응용할 때는 큰 폭으로 감속하여야만 사용할 수 있게 된다. 시장 점유율이 높은 유성치차감속기는 감속비가 큰 것이 대부분이며, 같은 모양의 유성기구를 이용하면 감속비가 큰 무단변속기를 콤팩트하게 만들 수 있다.

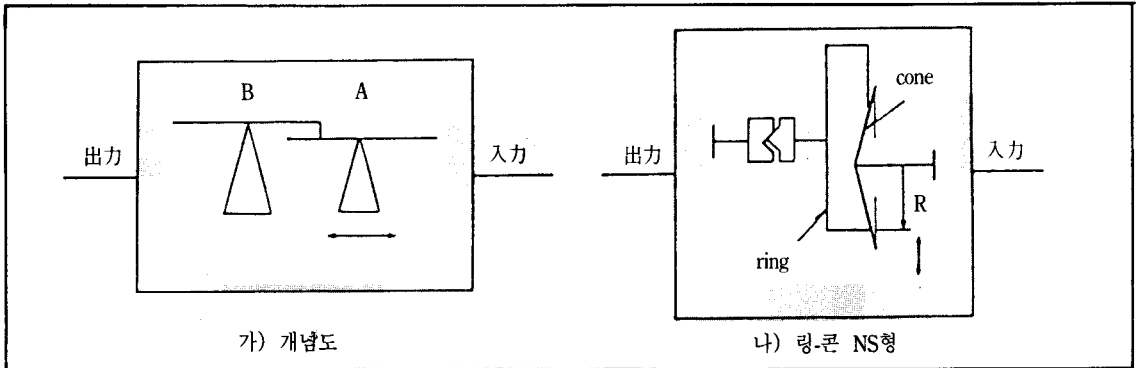


그림 1. 시이소 2대가 조합된 트랙션드라이브

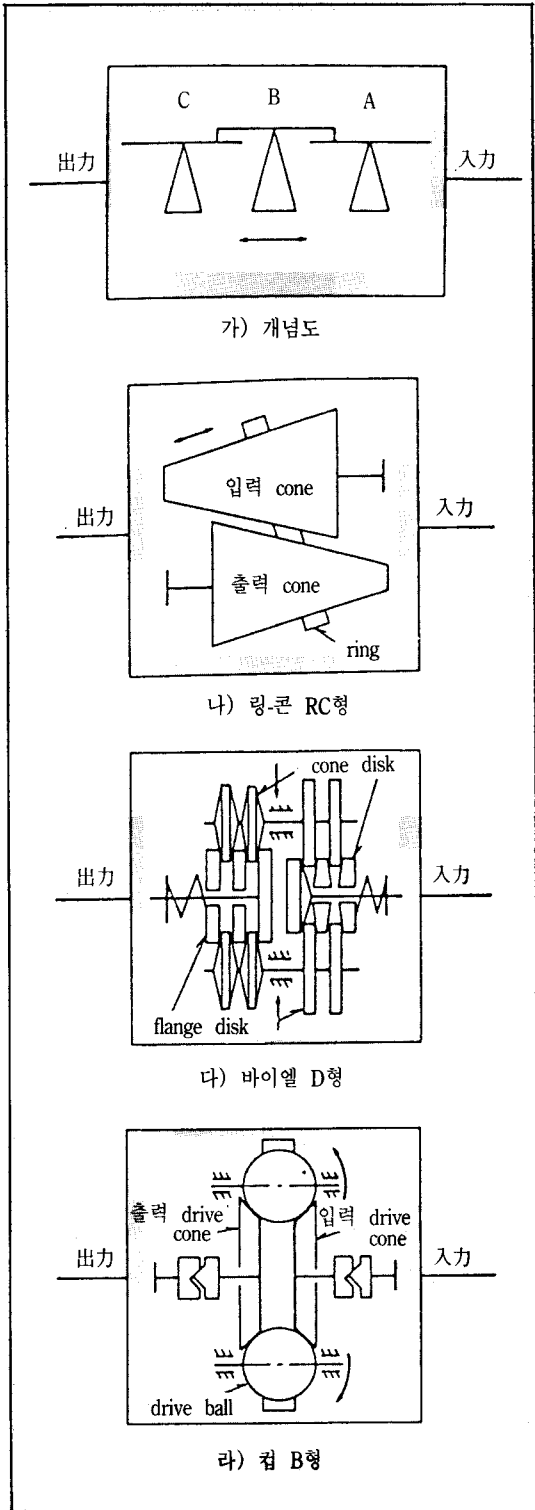


그림 2. 시이소 3대 조합된 트랙션드라이브

그림 3의 가)의 시이소는 그림 2의 배치를 바꾸어 C의 움직임이 항상 A의 움직임보다 작아지도록 한 시이소이다. 그림 3)의 나), 다)는 제품화되어 있는 트랙션드라이브로서 나)는 링-콘 SC형, 다) 디스크형이라고 불리운다, A, B 및 C는 나)에서 태양콘, 링 및 유성콘, 다)에서 태양차, 고정링 및 유성차에 해당된다.

상품화된 제품의 출력은 두가지 모두 0.1-22 kW, 속도비는 나)의 경우 0.06-0.24, 다)의 경우 0.12-0.7, 최고효율은 나)의 경우 90%, 다)의 경우 85%로 알려져 있다.

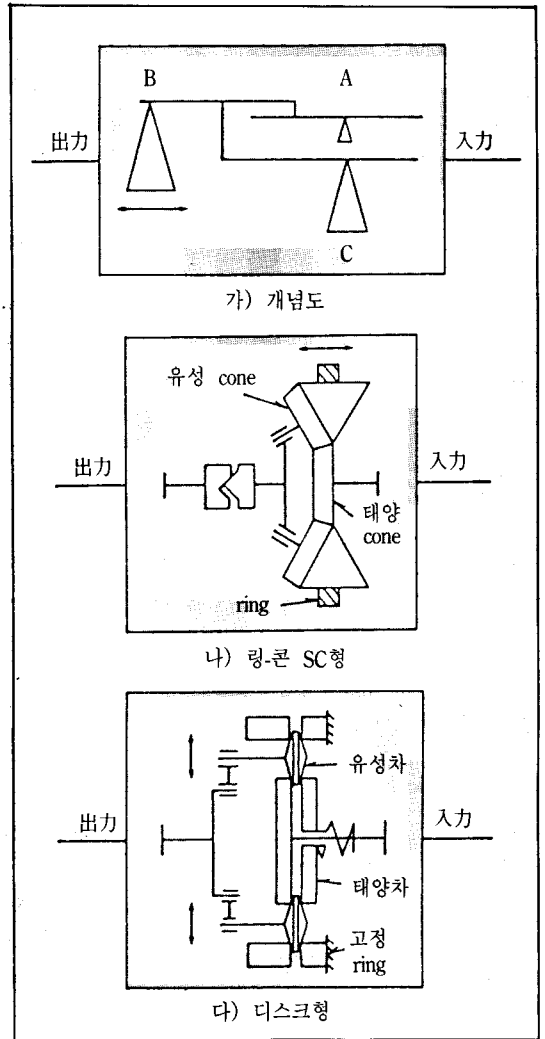


그림 3. 유성기구를 이용한 시이소 3대가 조합된 트랙션 드라이브

2.1.4 차동기구를 이용한 시이소 3대의 조합

그림 3의 시이소는 B의 끝단을 A의 중심에 두면, A가 조금 움직여도 B는 결코 움직이지 않는다. 이의 원리를 트랙션드라이브에 응용하면 입력이 회전하고 있어도 출력은 정지하고 있는 전동장치의 구성이 가능하다. 그러나, 이들 시이소의 실제 구조에서는 평행이동하는 시이소와 다른 시이소의 중심을 받쳐주는 지주가 접촉하여 이같은 현상을 발생시킬 수 없게 된다.

그림 4의 가)는 평행이동하는 시이소와 다른 시이소의 중심을 받쳐주는 지주가 접촉하지 않도록 조합되어 있으며, 이를 회전하는 메카니즘으로 전개하여 트랙션드라이브에 응용한 것이 그림 4의 나)와 다)이다. 그림 4의 나)는 링-콘 RX형, 다)는 바리듀서형이라 불리우며, A, B, C는 나)에서 입력원판, 유성콘과 링, 캠디스크, 다)에서 입력링, 드라이브볼과 고정링, 출력링에 각각 해당된다.

링-콘RX형은 출력이 0.04~45kW, 속도비가 0~0.6, 최고효율이 80%, 바리듀서형은 출력이 0.09~5.5 kW, 속도비가 0~0.43, 최고효율이 70%의 것이 상품화되고 있다.

2.2 탄성유체윤활 유막두께

트랙션드라이브는 유막을 개입시켜 동력을 전달하는 특징을 지니고 있으며, 고유의 전단특성을 지닌 윤활유와 그것에 전단을 줄 수 있는 회전요소로 구성되어, 이른바 탄성유체윤활(이하에서 EHL이라 부름)의 상태로 운전된다.

EHL[2, 3] 해석은 윤활유의 압력 의존성을 고려한 윤활방정식과, 탄성변형식과의 연립해를 구하는 것이다. 이때 윤활유의 점도를 나타내는 관계식의 유도는 중요한 연구대상이 되어오고 있다.

구름베어링이나 치차 등의 윤활면의 유막두께 평가에서는 기름의 특성을 뉴우톤 점성유체로 해석하는 결과가 널리 이용되고 있고, 또 이 결과는 실험적으로도 검증되어 왔다.

마찰력(traction force)의 평가에서는 고압하에서의 기름의 특성해석과 함께 비뉴우톤점성체(non-

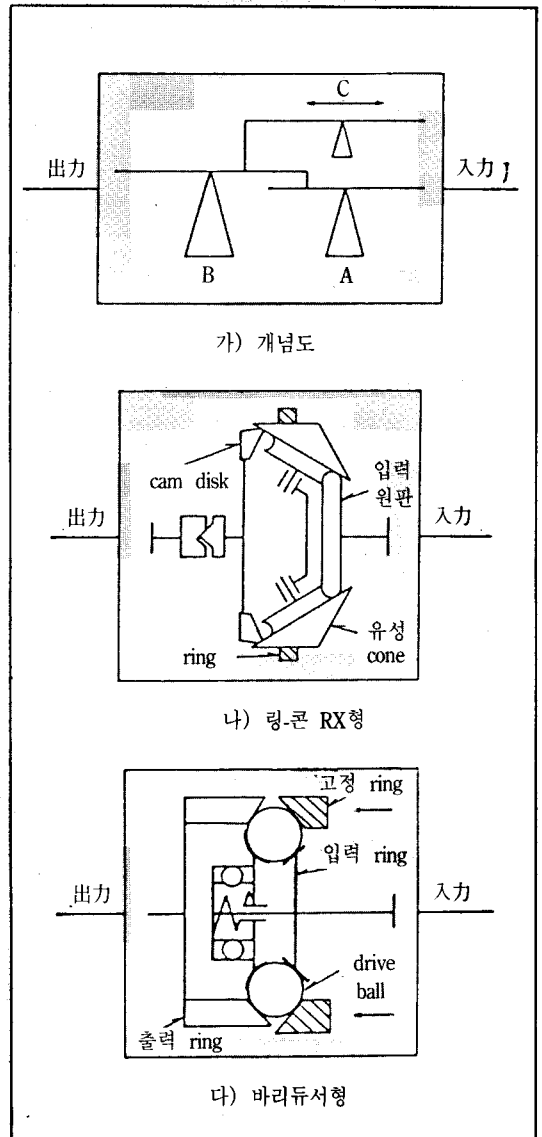


그림 4. 차동기구를 이용한 시이소 3대의 조합

Newtonian viscous fluid) 개념이 함께 이용되고 있다.

EHL 유막두께는 수치계산도 가능하지만 간단한 계산식이 제안되고 있다. 그 중 대표적인 것으로서, 선접촉인 경우 Dowson과 Higginson의 최소유막두께식[2], Ertel-Grubin의 중앙유막두께식[4]이 있으며, 점접촉인 경우, Hamrock과 Dowson의 중앙 및 최소유막두께식[3]이 있다. 각각의 계산식을 표 1에 보여준다.

표 1. 유막두께 계산식

선접촉	Ertel-Grubin	$h_0/R = 1.95(GU)^{0.11}W^{-1/11}$
	Dowson-Higginson	$h_{min}/R = 2.65G^{0.54}U^{0.7}W^{-0.13}$
점접촉	Hamrock-Dowson	$h_0/R = 3.63G^{0.49}U^{0.68}W^{-0.073}(1-e^{-0.68k})$
	"	$h_{min}/R = 2.69G^{0.53}U^{0.67}W^{-0.067}(1-e^{-0.73k})$

h_0 : 중앙유막두께, h_{min} : 최소유막두께
 G : 재료계수, U : 속도계수, W, W' : 하중계수
 R : 등가반경, $k = a/b$, a, b : 접촉타원장단반경

자동차용 CVT와 고속중감속기에서는 구름속도가 커져 보통 20m/s를 넘는다. 고속에서는 EHL 접촉부의 입구 부분에서 심하게 전단을 받고 발열되어 점도가 떨어지게 된다. 이로 인하여, 유막도 얇아지며 Murch 등은 유막의 감소계수(Sh)로서 다음식을 제안하였다[5].

$$Sh = 1/(1 + 0.254L^{0.62}) \quad (1)$$

여기서, L은 전단발열계수이다. 실제 유막두께는 표 1에서 계산한 값과 위식으로 구한 값을 곱하여 산출한다.

트랙션드라이브 접촉 부품 표면에 발생하는 주요한 손상에는 마모, 눌러붙음 및 구름피로로 인한 플레이킹(flaking) 현상 등이 있다. 유막두께는 이러한 손상과 밀접한 관계가 있으며, 이를 피하기 위해 설계 시 충분한 유막두께의 검토가 필요하다 [6].

마모는 부식마모와 구름마모로 구분할 수 있지만, 기본적으로는 접촉하는 두면이 유막으로 완전히 분리되어 있으며 마모가 없는 면에서는 동일하다. 유막이 얇아지고 두면에 접촉이 발생되면 마모가 생기지만 미끄럼 속도가 커질수록 실질적인 미끄럼 거리가 증가되어 마모가 커진다.

눌러붙음도 유막의 파단 및 접촉면의 온도상승에 관련이 있지만, 눌러붙음의 메카니즘은 아직 명확하게 밝혀져 있지 않다. 순수 구름운동에 비해 미끄럼이 증가되면 접촉면 출구측의 온도상승이 현저해지며, 스핀이 작을 때는 미끄럼율은 1~2% 이하로써 윤활이 충분하면 눌러붙음에 이르지 않게 된다. 그러나 스핀이 커지면 미끄럼율도 증

가되므로 미끄럼에 의한 발열도 커진다. 문제는 유막이 얇아져 두면이 접촉을 시작했을 때 섭광 온도라 불리는 국부적으로 큰 온도상승이 나타나는 것이다.

일반적으로 눌러붙음은 미끄럼율이 클 때 발생되기 때문에, 전달동력이 트랙션드라이브의 최대 마찰계수를 넘어 완전히 미끄러지는 경우와 기구적으로 미끄럼이 커지는 구조에서 문제가 된다. 전자는 트랙션드라이브의 능력을 넘어서 과부하가 가해졌을 때의 일종의 사고이며, 윤활법과 부하법에서 눌러붙음을 피할 대책이 필요해진다.

구름피로에서도 EHL 유막 두께가 중요한 영향인자가 된다. 보통 산업용 트랙션드라이브의 최대접촉압력(Pmax)은 1GPa 이하로 사용되나, 자동차용 CVT에서는 2~3GPa에 이르기도 한다. 다음과 같은 볼베어링의 구름피로 수명식에서 알 수 있는 바와 같이 접촉압력이 1GPa과 2GPa에서의 피로수명은 500배 이상의 차이가 난다.

$$Life \propto (Pmax)^{-9} \quad (2)$$

결국 Pmax이 큰 자동차 CVT의 경우 구름 피로수명이 더욱 문제된다. 특히, 자동차에서는 고온에서 사용되는 경우 유막두께가 작아지게 되어 유막계수(유막두께/합성표면조도)를 크게 해주는 것이 어렵게 된다. 점도를 높이면 유막은 두꺼워지지만 역으로 저온 및 상온에서 사용할 때 유동성이 문제가 되므로 유막두께를 늘리는 데는 한계가 있으며, 발열온도를 작게하는 것이 중요한 해결 방안이 된다.

2.3 마찰유와 마찰계수

2.3.1 마찰유(traction oil)

트랙션드라이브 장치에서 동력의 전달은 두개의 전동체간의 유막에 생긴 마찰력에 의존한다. 이 유막을 형성하기 위한 기름을 마찰유(traction oil)라 부른다. 이 마찰유는 트랙션드라이브를 운전시킬 수 있는 것이면 어떠한 분자구조를 지닌 것이라도 좋으나, 최근에는 특히 마찰계수가 높은

것을 마찰유라 부르며 다른 윤활유와 구분하는 경우가 많다.

종래 산업기계용 트랙션드라이브에서는 높은 마찰계수를 지닌 나프텐계 광유가 사용되어 왔으나, 최근에는 트랙션드라이브의 소형화, 고성능화에 따라 합성 마찰유도 사용되고 있으며, 한편으로 자동차용 CVT의 개발에 따라 고성능 마찰유의 요구가 증대되고 있다.

마찰유의 개발은 초기 연구단계에서는 마찰특성과 기름의 성질과의 관계 규명에 중점을 두어 왔으며, 다음단계에서는 EHL 및 마찰거동(traction behavior)의 해석을 기초로 한 유막의 리올로지(rheology)특성과 기름의 조성, 분자구조와의 관계로 발전되어 오고 있다. 최근의 개발 동향은 분자구조 자체가 지닌 역학적 성질 등에 관심을 둔 연구를 바탕으로 최적 분자설계의 단계로 나아가고 있다[7].

트랙션드라이브의 사용환경은 극저온에서 고온

까지 넓은 온도범위, 높은 접촉면압, 고속회전, 높은 전단율, 장시간 사용 등 통상의 윤활유의 사용 환경에 비해 매우 가혹하다. 트랙션드라이브는 이와 같은 환경하에서도 필요로 하는 충분한 마찰계수(μ)를 유지하여야만 한다.

Rohn 등[8]은 트랙션드라이브 설계에 대하여 다음과 같은 몇가지 중요한 관계식을 제안하였다.

$$\text{상대운동체직경} \propto \mu^{-0.36} \quad (3)$$

$$\text{구름피로수명} \propto \mu^3 \quad (4)$$

$$\text{상대전달토크} \propto (\text{상대트랙션드라이브치수})^{2\alpha} \quad (5)$$

$$\text{전달토크} \propto \mu \quad (6)$$

위의 관계식으로 부터 높은 마찰계수를 지닌 기름의 사용은 장치 설계상 매우 유리한 점을 제공해 줌을 알 수 있다.

그림 5는 각종 윤활유의 마찰계수-온도 특성을 보여준다. 모든 기름이 온도 상승에 따라 마찰계수가 저하되지만, 그 저하 경향은 다르게 나타난다.

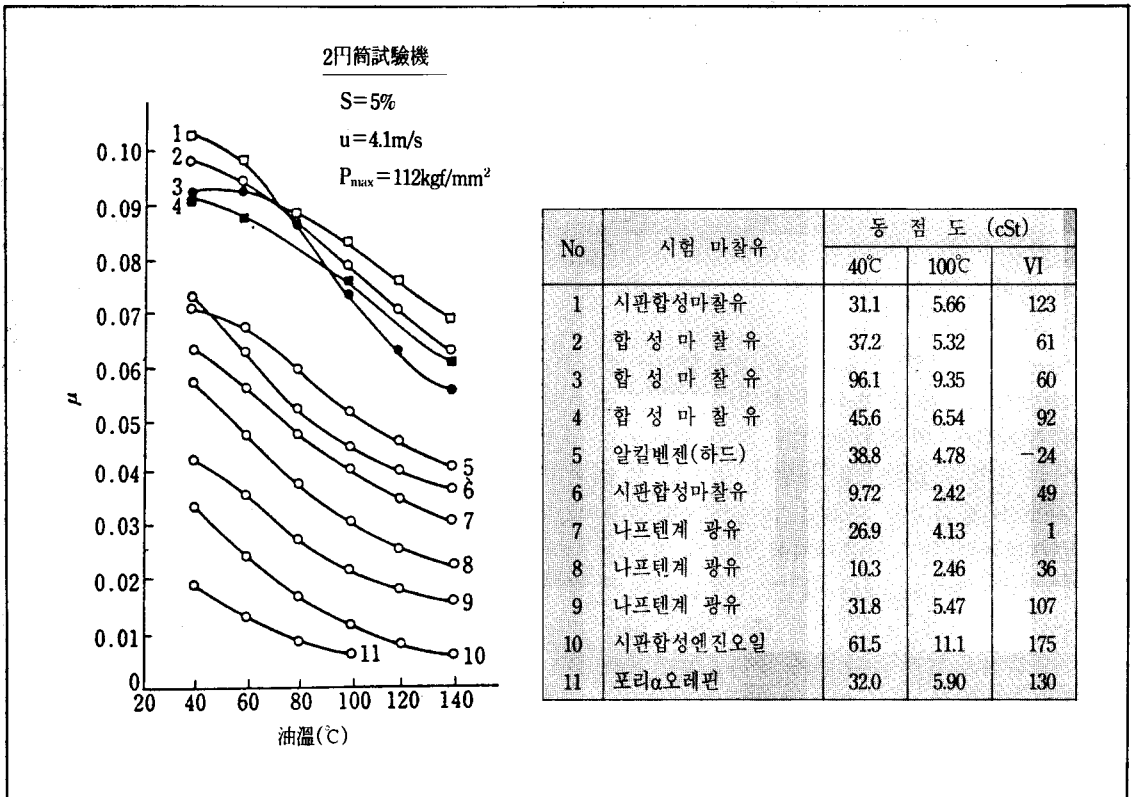


그림 5. 각종 윤활유와 마찰계수와의 관계 [7]

그림 6은 마찰계수와 접촉면압과의 관계를 보여준다. 이와같이 마찰계수는 임의 접촉면압까지는 그 값이 커짐에 따라 커지지만, 그 이상에서는 한계가 있으며 오히려 점차 줄어드는 경향을 띤다. 그림 7은 마찰계수와 속도의 관계를 실험으로부터 구한 값을 보여준다. 속도가 커짐에 따라 마찰계수는 작아짐을 알 수 있다.

그밖에, 스펀이나 사이드슬립(side slip)에 의해서도 영향을 받으며 마찰계수는 감소한다.

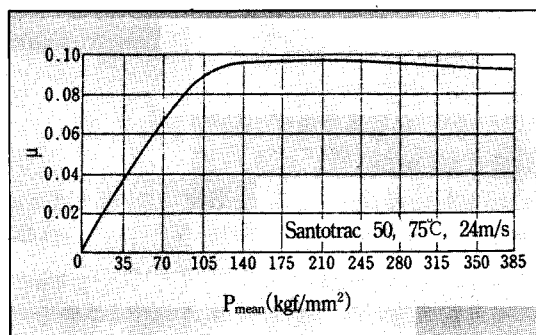


그림 6. 접촉면압과 마찰계수와의 관계[9]

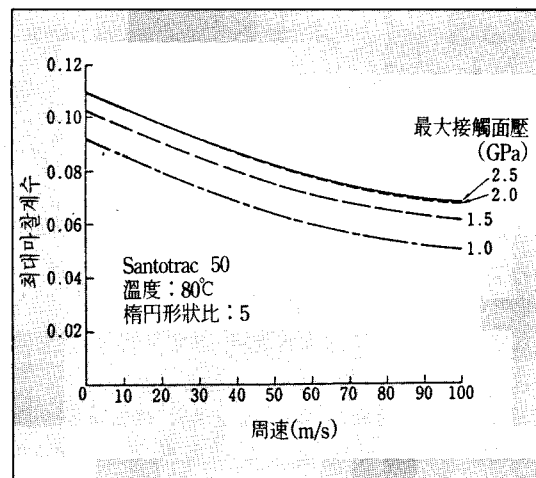


그림 7. 마찰계수에 끼치는 속도의 영향 [10]

윤활유를 포함한 각종 액체의 화학조성이나 물리적 성질 등이 마찰특성에 끼치는 영향에 대해서는 종래부터 많은 연구가 지속되어 오고 있다. 이 연구를 발판으로 한 리올로지(rheology)특성에 관련된 EHL과 마찰거동에 관한 해석 연구의 결과와 더불어, 기름의 분자 구조와 마찰 특성과의 관계도 명확해지고 있다.

한편, 마찰유는 필요에 따라 각종 첨가제가 배합되어 사용되지만, 많은 양이 아닐 경우 마찰계수에는 큰 영향을 끼치지 않음이 보고되고 있다. 그림 8은 지환계탄화수소마찰기유F(25.7cSt/40°C, 3.98cSt/100°C)와 파라핀계광유G(31.8cSt/40°C, 5.47cSt/100°C)와의 합성유의 마찰계수와 혼합비율과의 관계를 보여준다. 대체로 2가지 기름의 합성 비율에 따름을 알 수 있다.

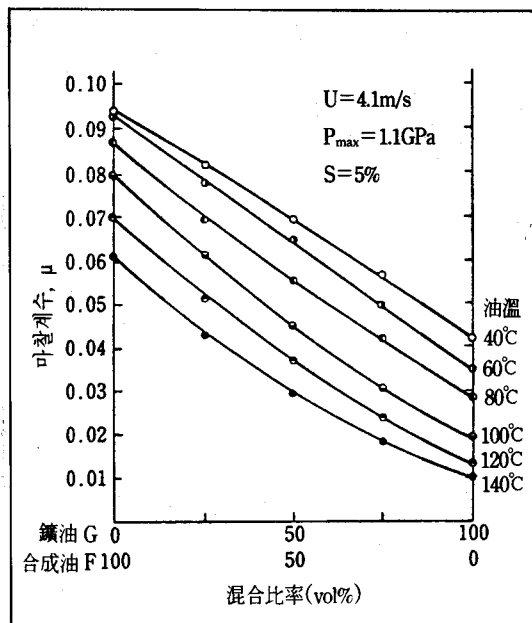


그림 8. 혼합유의 혼합 비율과 마찰계수의 관계 [7]

2.3.2 마찰 특성

Evans와 Johnson [11]은 그림 9와 같은 윤활유의 대표적인 전단특성곡선을 이용하여 마찰특성을 평가하였다. 여기서, (a)는 Newtonian점성체, (b)는 Eyring점성체, (c)는 점탄성체, (d)는 탄소성체를 나타내며, 점탄성체까지를 Eyring식에 포함한 비선형 Maxwell모델을 제안하였다. 즉,

$$\Gamma = \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (7)$$

여기서, Γ 는 전단속도, τ 는 전단응력, G 는 기름의 전단탄성계수, τ_0 는 특성응력, η 는 점도, t 는 시간이다.

Bair과 Winer [12]는 고압접도계를 이용하여 압력에 따라 변하는 한계전단응력(τ_c)의 존재를 발견하였으며, 다음식으로 표현하였다.

$$\tau_c = \tau_0 + mP \quad (8)$$

단, m 은 윤활유의 물질정수, P 는 압력, τ_0 는 대기압 하에서 한계전단응력 값이다.

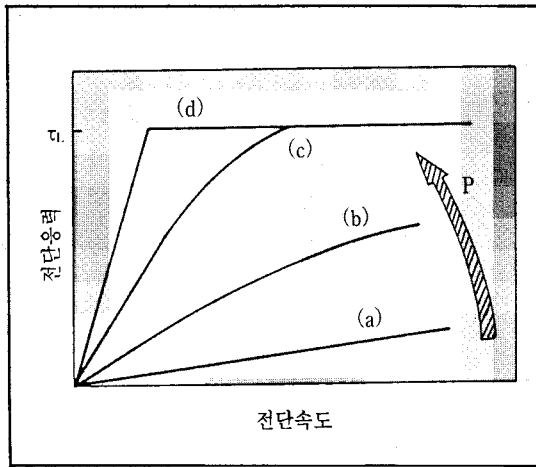


그림 9. 윤활유의 전단 특성 모델

Gecim과 Winer [13]는 한계전단응력을 이용하여 전단특성을 다음식으로 표현하였다.

$$\Gamma = \frac{1}{G} \frac{d\tau}{dt} + \frac{\tau_c}{\eta} \tanh^{-1} \left(\frac{\tau}{\tau_c} \right) \quad (9)$$

Jacobson과 Hamrock [14]는 식(9)의 점성항을 식(10)과 (11)로 모델화하였다.

$$\tau = \eta \Gamma \quad (\tau < \tau_c) \quad (10)$$

$$\tau = \tau_c \quad (\tau \geq \tau_c) \quad (11)$$

한편, 단위길이당 마찰력(T), 하중(W) 그리고 마찰계수(μ)는 다음식으로 계산된다.

$$T = \int \tau \, dx \quad (12)$$

$$W = \int P \, dx \quad (13)$$

$$\mu = T/W \quad (14)$$

트랙션드라이브의 전단력은 마찰유의 한계전단응력에 대응하는 상한치가 존재하게 되며, 따라서 마찰유 입장에서 보면 우선적으로 한계전단응력을 높여줄 필요가 있다.

이를 위해서 식(8)에서 알 수 있는 바와 같이 상수 m 값이 큰 마찰유의 개발과 높은 유막압력의 발생기구의 개발이 요구된다. 유막압력으로서 Hertzian압력을 이용하면 최대마찰계수 μ_{max} 는 다음식으로 계산된다.

$$\mu_{max} = m + \tau_0 \left(\frac{2\pi R}{WE} \right)^{1/2} \quad (15)$$

단, R 는 두접촉물체의 등가곡률반경, E' 는 등가탄성계수이다.

식(15)로 계산된 μ_{max} 와 고압에서의 해석결과와의 차이는 1% 정도임이 밝혀져 있다[15]. 따라서 실제 트랙션드라이브의 사용 범위에서는 마찰유의 특성치를 사용하여 간단하게 최대마찰계수를 얻을 수 있고, 역으로 마찰유의 특성치는 마찰측정시험에 의해 손쉽게 실험적으로 구할 수 있다.

2.4 법선력 발생장치

그림 10에서는 미끄럼율과 마찰계수와의 전형적인 관계선도를 나타내었으며, 특성에 따라 선형, 비선형 및 열영역으로 분류할 수 있다. 동 선도는 충분히 속도제어된 2개의 전동체의 접촉면에 작용하는 법선력과 전달토크를 측정하여 구한 결과이며, 그 모양은 접촉응력, 원주속도, 스피ن 등의 크기에 영향을 받는다.

트랙션드라이브는 작동 시 2개의 전동체 사이에 미끄럼이 발생되어 열영역에 들게 되면 미끄럼율이 점차 불안정하게 되어 안정된 회전동력 전달이 불가능하게 된다.

이때문에, 트랙션드라이브에서는 그림 10 선도의 전영역을 사용할 수 없게 되고, 안전율을 고려하여 비선형영역과 열영역에 나타나는 최대마찰계수의 90% 이하의 상태로 운전되도록 설계되고 있다.

한편, 트랙션드라이브는 위와 같은 마찰특성을 고려하여 과대한 부하토크가 작용하여도 미끄러짐이나 속도가 떨어지는 현상등을 방지할 수

있도록 법선력발생장치가 고안되어 사용되어 오고 있다. 법선력은 동력전달과는 직접 관계가 없는 방향의 힘이기 때문에 법선력의 반력을 어떻게 처리하느냐는 트랙션드라이브의 설계에서 중요한 변수로 검토되고 있다.

법선력의 반력을 처리하는 기본 설계 원리에는 다음 항목들이 있다[16].

- 1) 전동체의 회전축에 법선력이 작용하지 않도록 한다.
- 2) 접촉점에 작용하는 접선력과 법선력을 균등 배분시킨다.
- 3) 법선력의 반력을 지지하는 베어링을 작게 한다.
- 4) 접촉면 이외의 부분에 작용하는 법선력의 반력을 상쇄시킨다.
- 5) 전달능력을 크게 한 다열다단의 접촉점에 법선력을 균등하게 부여한다.

그림 11은 페이스캠(face cam)을 이용한 법선력 발생장치를 보여준다. 이 캠에 부하토크가 작용하면 입력축과 출력축의 캠면은 서로 얹히는 형태가 되어 접선력의 증감에 따라 법선력도 비례하여 증감하게 되어 미끄럼속도 변화를 방지할 수 있게 된다.

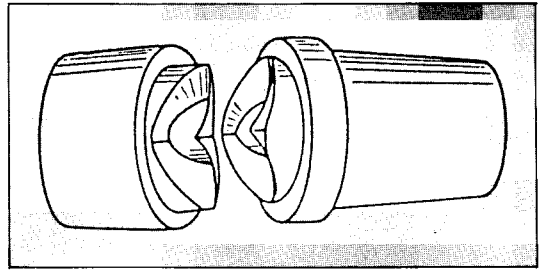


그림 11. 페이스캠식 법선력 발생장치

3. 트랙션드라이브의 응용 사례

3.1 자동차용 무단변속기

최근 지구 환경 문제와 에너지 문제가 새롭게 큰 관심사로 대두되면서 또다시 자동차 각 요소에 대한 에너지 절약에 관한 많은 관심이 기술여지고 있다. 자동차의 변속기 기술 분야에서도 에너지 절약의 일환으로서 무단변속기(CVT : continuously variable transmission, 이하에서 CVT라 부름)의 개발이 적극 추진되고 있다[17, 18].

자동차에 CVT를 적용할 경우의 장점은 다음과 같다.

- 1) 전달효율의 향상 : 마찰 손실, 유압펌프 구동 손실의 절감, 벨트 미끄럼 손실, 스피너 손실의 절감
- 2) 변속비의 최적화 : 변속비 제어의 전자 제어화, 변속 범위의 확대
- 3) 경량화 달성 : 경량재료로의 치환가능, 부품 수의 절감

자동차용 CVT에는 벨트(또는 체인)와 가변폴리를 이용하는 방법과 트랙션드라이브를 이용하는 방법이 있으며, 본 고에서는 후자에 국한하여 언급한다.

트랙션드라이브 CVT에 대한 연구는 금세기 초부터 시작되었지만 산업용에 비해 소형, 고출력, 고속회전이 요구되기 때문에 실용화 달성까지는 많은 연구 결과와 노력이 요구되고 있으며, 개발 단계에 있는 연구 사례는 여러가지 보고되고 있다.

토로이달(toroidal) 형상의 표면을 지닌 케도륜과 금속 구름대로 구성된 CVT는 오랜전부터 연구되어 오고 있으며[17], 그림 12에 그 개략도를 보여준다.

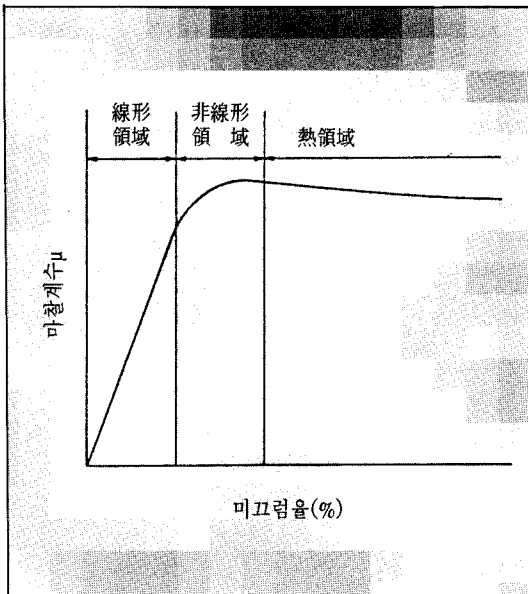


그림 10. 마찰 특성 곡선

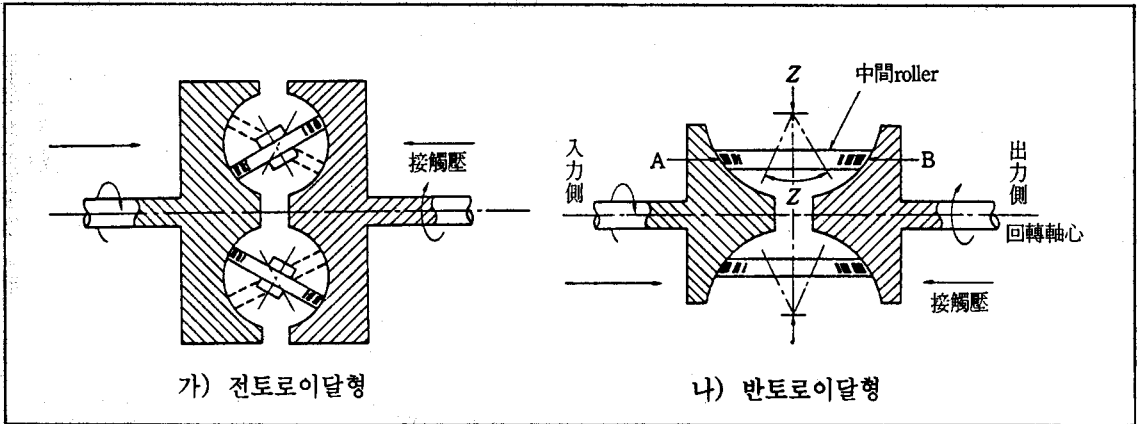


그림 12. 토로이달형 무단변속기의 개략도

본 CVT의 변속요소인 전동체는 케도륵의 내곡면을 따라 회전하고, 그 축 중심을 요동시킴으로써 변속이 가능하게 된다. 이 요동 중심이 전동체 중심에 있는 것과 외부에 있는 것이 있으며 그 형태는 약간의 차이가 있다. 두개의 중심이 일치하는 것은 토로이달 곡면 전체를 사용하게 되므로 이것을 전트로이달(full toroidal)형이라 부르고, 밖에 있는 것은 토로이달 곡면의 일부를 사용하게 되므로 반트로이달(half toroidal)형이라 부른다. 토로이달형 CVT는 토릭(toric)형 CVT라 부르기도 한다[17].

반트로이달형은 미국에서 먼저 개발되었지만 자동차에의 적용은 일본에서도 많은 연구가 수행되고 있으며, 탑재 대상 차량은 승용차로 알려져 있다. 그림 13은 반트로이달형 CVT를 보여준다[18].

전트로이달형은 영국이 주체가 되어 반트로이달형보다 오래 전부터 연구되어 오고 있으며, 그림 14는 Torotrak사가 대형 차량에의 장착을 위하여 연구 개발하고 있는 CVT를 보여준다[19].

그림 15는 Vadetec사가 개발한 CVT를 보여주며, 용량은 100마력, 2100 rpm에서 94%의 효율이 보고되어 있다. 최근에 자동차와 건설기계에의 적용이 검토되고 있다[18].

한편, 일본의 심포공업사에서는 그림 16에 보는바와 같은 링-콘형 CVT를 개발하여 산업용은 물론이고 농업기계용의 변속기로의 응용 실적을 쌓아가고 있으며, 시험적으로 자동차에 탑재하는 연구도 꾸준히 진행되고 있다[20].

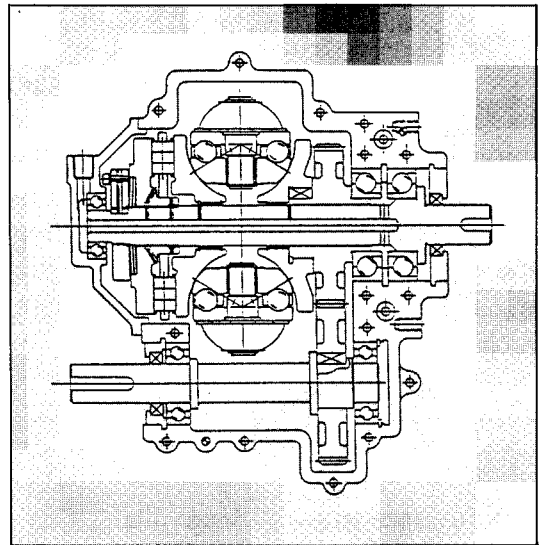


그림 13. 반트로이달형 CVT

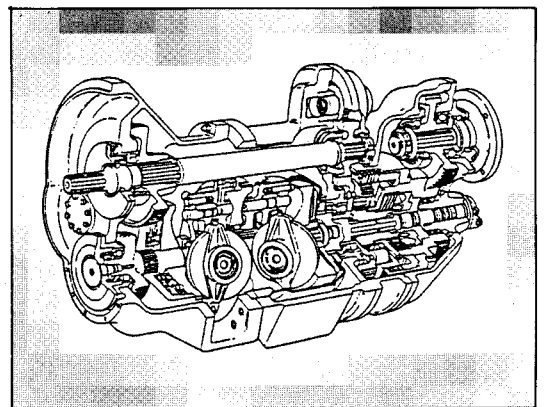


그림 14. 전트로이달형 CVT

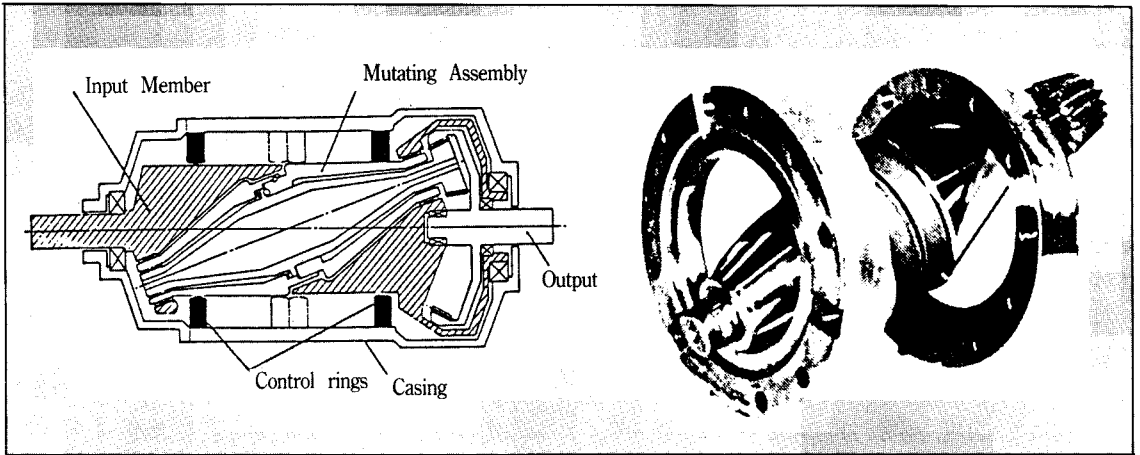


그림 15. Vadetec CVT

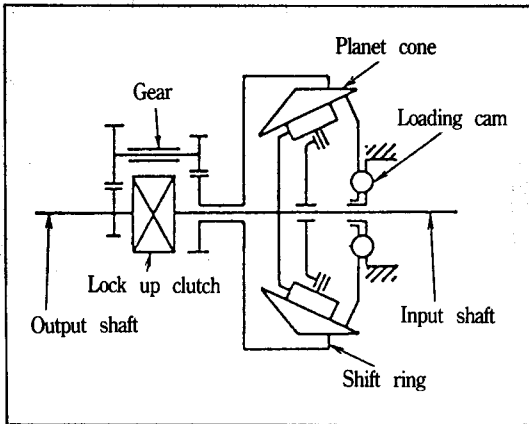


그림 16. 링-콘형 CVT

3.2 산업기계용 무단변속기

트랙션드라이브 무단변속기는 산업용으로 오래 전부터 실용화되어 오고 있으며, 주로 전동모터의 변속기에 많이 사용된다. 최근 가변속 전동모터의 보급과 함께 그 용도도 새롭게 변하는 추세이다 [21].

일본에서 개발되어 국내에도 특허를 출원한 링-콘형 무단변속기는 외륜을 축방향으로 이동시킴으로써 속도를 영에서부터 임의의 속도까지 무한으로 변화시켜줄 수 있는 제품으로서 [22], 오래 전부터 산업기계에 이용되어 왔다. 현재 제철기 등 경차량에 일부 실용화되어 장착되고 있으며 자동차에 탑재도 시도되고 있다.

얇은 원판을 조합시켜 무단으로 동력을 전달하는 바이에른식 무단변속기도 산업용으로 널리 보급되어 있으며, 원판의 수를 증가시킴으로써 전달토크를 높여줄 수 있다. 가능한 변속비는 1:10, 최고효율 85% 이상이며, 원판 간의 미끄럼율은 2.4% 정도이다.

그밖에도 산업기계에 무단변속기의 특성을 이용하는 분야는 많다. 그 하나의 예로서 자동차와 같은 관성체의 시동을 들 수 있다. 관성체는 가속하는데 큰 토크가 필요하지만 정속 회전 시에는 작은 구동토크로도 운전이 가능하다. 이 특성을 이용한 기계장치에는 원심분리기, 세탁기의 드럼 및 환경설비의 회전원판 등을 들 수 있다. 또한, 마찰식무단변속기는 연속적인 변속기능 이외에 작업에 적당한 속도가 무단으로 얻어지는 속도 기능을 이용하여, 공장 내의 자동제어용 액츄에이터나 농업기계, 작업기 등의 변속기로서도 이용되고 있으며, 작업 효율 향상에도 공헌하고 있다 [1].

3.3 위치 결정 기구 장치

위치결정 기구에 트랙션드라이브를 이용하면, 치차장치를 이용할 때 발생하는 백래시(back lash)와 치형오차에 의한 악영향 등을 제어할 수 있다. 트랙션드라이브에서는 치차장치에서의 래크와 피니언의 역할을 롤러와 스트레이트슬라이드가 담

당하게 되며 회전운동을 직선운동으로 변환시켜 준다. 이러한 장치에는 신속한 이송과 미소위치 결정을 목적으로 한 장치로 구분된다[18].

3.3.1 신속이송장치

본 장치는 단시간 내에 요구되는 위치 근처까지 신속하게 목표물을 이송시키는 것이다. 장치의 제어를 위해서는 위치, 각도 및 가속도 등의 정보를 수집하여 전동기에 전달해 주어야 한다. 장치의 운동 모드는 ‘정지-가속-정속-감속-정지’ 형태를 띠게 된다. 전동기에 가해지는 힘은 가속과 감속에서 반대가 되며, 전동기의 회전속도는 정지에서부터 임의 속도 영역까지 원활히 움직이기 위해 비교적 넓은 속도 범위를 지녀야한다. 롤러와 슬라이드를 이용하여 이송운동을 수행하려면 미끄럼의 발생을 피하기 위해서 큰 가속도로 운전하면 안된다.

그림 17은 신속이송장치의 특성곡선으로서 법선력을 일정하게 둔 상태에서 정현파의 속도제어모드로 움직일때의 미끄럼과 가속도의 관계를 측정한 것이다[18].

본 그림의 특성곡선은 마찰특성곡선과 비슷하나 각각의 측정점에서의 속도가 각기 다르고, 꼭 비슷한 크기의 속도의 점이 근처에 있음을 의미하는 것도 아니다. 트랙션드라이브의 입장에서 보면 과도 상태에서의 측정점이며 통상의 마찰특성곡선과는 다른 것이다.

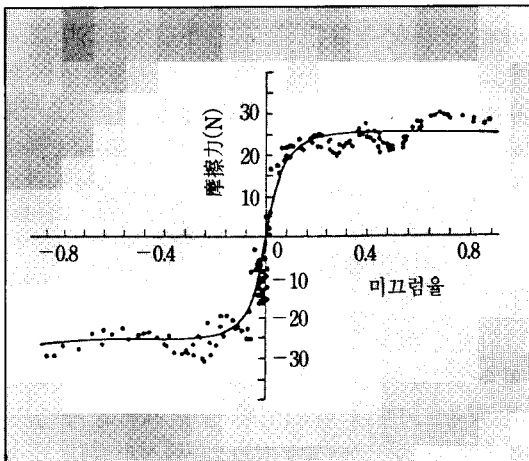


그림 17. 신속이송장치의 특성곡선

3.3.2 미소위치결정장치

최근의 초정밀 공작기계에서는 치수 오차가 나노메타(nanometer)에 이르고 있어, 이를 위한 극소량의 위치결정이 가능한 장치의 개발이 요구되고 있다. 미소위치결정장치로서 직교원통을 이용하는 방법이 발표된 바 있다[23]. 본 기구는 감속기구가 아닌 원주변위가 곧 이송량이 되며, 치차와 같은 백래시를 피하기 위해 개발된 장치이므로, 구동기구는 서보모터의 위치결정제어에 의존하고 있다. 동 장치에서는 구동축의 공작정도에 따른 오차와 구동베어링의 특성 등이 여러 가지 오차의 원인이 되고 있으며 이를 최소화하는 방안이 지속적으로 연구되고 있다.

한편, 초정밀가공기 및 정밀 계측기의 구동기에 활용할 수 있는 초정밀 마찰구동 기구가 KIMM에서 연구개발되고 있다[24]. 동 장치는 위치결정정도 $\pm 10\text{nm}$, 반복위치 결정정도 $\pm 5\text{nm}$, 이송속도 0-400 mm/min 및 구동력 100N의 성능을 지니고 있으며, 정밀이송에 필요한 제로 백래시, 작은 히스테리시스(hysteresis) 그리고 특히 제작이 간단하다는 장점을 지니고 있다.

4. 결 언

본 고에서는 트랙션드라이브에 관련된 기술분야 중에서 특히 트라이볼로지 기술측면과 현재까지 알려진 트랙션드라이브의 응용 사례를 살펴보았다.

최근 국내에서도 트랙션드라이브 기술분야에 대한 인식이 고조되어 여러 분야에서 동기술을 응용하려는 연구가 진행 중에 있다. 그 예로서, 차세대 수송기계 기술개발의 일환으로 수행되고 있는 지능형 CVT 설계기술개발[25], 초정밀비구면가공기 개발의 일환으로 수행되고 있는 초정밀 마찰구동기구 개발[24], 그리고 마찰구동형 로봇트용 정밀감속기 개발[26] 등을 들 수 있다.

트랙션드라이브 장치는 치차장치에 비해 진동소음이 작고 가공비가 저렴하다는 장점이 있으나 아직까지 토오크 용량이 작고 회전 전달 오차가 크다는 단점도 지니고 있어 이를 극복하기 위한

기술개발의 여지가 많이 남아 있는 분야이기도 하다.

트랙션드라이브 기술의 발전을 위해서는 용량 증대와 효율 향상 등이 요구되고 있으며 이의 달성을 위하여 마찰계수가 높은 합성마찰유의 개발과 기구 설계 면에서의 최적화 기술 등이 요구된다.

선진국에서도 많은 관심을 가지고 추진하고 있는 트랙션드라이브에 대한 국내 기술의 정착과 자동차 CVT에의 적용 등 여러 산업분야에 응용 기술 확보 등을 위하여 트랙션드라이브에 관련 많은 연구와 기술개발 투자가 지속되어야 할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

- [1] K. Okamura, "Mechanism and Performance of Traction Drives," Tribologist (JAPAN) Vol. 35, No. 1, pp. 14-19, 1990.
- [2] D. Dowson and G. R. Higginson, *Elastohydrodynamic Lubrication*, SI ed., Pergamon Press, London, 1977.
- [3] B. Hamrock and D. Dowson, "Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Point contacts, Part III-Fully Flooded Results," J. of Lubr. Tech., Trans. ASME, pp. 264-276, 1977.
- [4] A. N. Grubin, "Fundamental of the Hydrodynamic Theory of Lubrication of Heavily Loaded Cylindrical Surfaces," DSIR Trans., 337, 1952.
- [5] L. E. Murch and W. R. D. Wilson, "A Thermal Elastohydrodynamic Inlet Zone Analysis," J. of Lubr. Tech., Trans. ASME, p. 212, 1975.
- [6] S. Aihara, "Oil Film and Surface Damage in Traction Drives," JSPE Vol. 56, No. 9, pp. 23-26, 1990.
- [7] H. Hata, "Molecular Structure of Traction Oils and Their Traction Characteristics," JSPE Vol. 56, No. 9, pp. 19-22, 1990.
- [8] D. A. Rohn et al., "Sizing Criteria for Traction Drives, in *Advanced Power Transmission Technology*," NASA CP-2210, G. K. Fischer ed., p. 229, 1982.
- [9] C. E. Kraus, *Bearing and Rolling Traction Analysis and Design*, Excelermatic Inc., Austin, Texas, 4-4, 1982.
- [10] S. H. Loewenthal et al., "Elastic Model of the Traction Behavior of Two Traction Lubricants," ASLE Trans., Vol. 27, No. 2, p. 129, 1984.
- [11] C. R. Evans and K. L. Johnson, "The Rheological Properties of Elastohydrodynamic Lubricants," Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 200. C5, p. 303, 1986.
- [12] S. Bair and W. O. Winer, "A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory Data," Journal of Tribology, Trans. ASME, Vol. 101, p. 258, 1979.
- [13] B. Gecim and W. O. Winer, "Lubricant Limiting Shear Stress Effect on EHD Film Thickness," Journal of Tribology, Trans. ASME, Vol. 102, p. 213, 1980.
- [14] B. O. Jacobson and B. J. Hamrock, "Non-Newtonian Fluid Model Incorporated Elastohydrodynamic Lubrication of Rectangular Contacts," Journal of Trib., Trans. ASME, Vol. 106, p. 275, 1984.
- [15] K. Kato, M. Kato and K. Inoue, "Design of Traction Drives Based on Properties of Limiting Shear Stress of Lubricants," Trans. of JSME C, Vol. 57, No. 535, pp. 300-307, 1991.
- [16] Kikuo Okamura, "Optimal Design of Traction Drive," 기계의 연구(일본), 제43권, 제3호, pp. 41-46, 1991.
- [17] O. H. Lubomyr, "Automotive Traction Drive CVTs - An Overview," SAE Paper 861355, 1986.
- [18] T. Yada, "Recent Trend of Traction Drive," JSPE Vol. 56, No. 9, pp. 5-10, 1990.
- [19] C. J. Greenwood, "The Design, Construction, and Operation of a Commercial Vehicle Conti-

- uously Variable Transmission,” Drive-line '84, Institute of Mechanical Engineers, pp. 89-99, March 1984.
- [20] K. Okamura and T. Kashihara, “Development of Transmission by 3 K-Type CVT,” Trans. of JSME C, Vol. 57, No. 537, pp. 288-294, 1991.
- [21] H. Machida, “Characteristics of Traction Drive Power Transmissions,” JSPE Vol. 56, No. 9, pp. 27-31, 1990.
- [22] 대한민국 특허공보 제 717호, “마찰무단변속기,” 공고번호 82-1482, 발명자 가시하라 마나부 외 4인.
- [23] M. Takahashi and J. Otsuka, “Precise Positioning Using Friction/Traction Drive,” JSPE Vol. 56, No. 9, pp. 41-44, 1990.
- [24] KIMM '91 Annual Report, p. 24, 한국기계연구원, 1992, 3.
- [25] “환경과 안전을 위한 자동차 기반기술,” HAN과제 차세대 수송기계 부품기술개발, 연구기획보고서, 과학기술처, 1992, 4.
- [26] KIMM '92 Annual Report, p. 19, 한국기계연구원, 1993. 3.