

고정 감속비트랙션 드라이브의 압부력 발생장치에 대한 연구

김성열* · 김배진[†] · 박대현* · 오세훈**

Study on a loading mechanism for fixed ratio traction drives

Sung Yeol Kim, Bae Jin Kim, Dae Hyun Park and Se Hoon Oh

Key Words : Traction(트랙션), wedge(엣지), roller(롤러)

Abstract

A novel loading mechanism of wedge roller type has been developed. This type traction drive has long system life and high efficiency by changing the pre-load on a contact point. And this loading mechanism does not need precision machining. So it has, as opposed to the conventional loading mechanism, an advantage in saving manufacturing cost. In this paper, by analyzing pre-load generating mechanism, spring pre-load and the roller size are defined and the stress on the contact point by pre-load is calculated. On the basis of this analysis, the model of wedge roller type traction drive for the test is made and was carried out its performance test. It can transmit input torque up to 1.5 N · m, with high efficiency over 91% up to 98%, with slip rate under 2.5%.

1. 서 론

고정속도비 트랙션 드라이브는 기존의 기어에 의한 동력전달로 인해 발생하는 진동과 소음을 줄일 수 있고, 고속회전의 동력을 전달할 수 있는 특성이 있다. 기존의 기어를 이용한 감속기틀 트랙션드라이브로 대체하기 위해서는 토크 전달능력의 향상과 트랙션 접촉부의 피로수명 증대가 필수적이다. 이를 위해서는 트랙션 드라이브에 작용하는 입력토크에 따라 트랙션 접촉부의 압부력을 변화시키는 메커니즘이 필수적이다.

고정압부력 방식은 부분부하 상태에서도 최대 부하시 필요한 큰 압부력이 작용함으로 인해 접촉부에 필요이상의 응력을 발생시켜 시스템 수명이 짧아진다. 또한 접촉부에서의 필요이상의 탄성변형과 큰 기동토크로 인해 효율이 저하되는 문제가 있다. 압부력이 트랙션 드라이브의 최대 토크용량 미만으로 세팅되었을 경우에는 접촉부에서 슬립이

발생하여 속도전달율이 낮아지는 문제가 야기된다.

따라서 본 연구에서는 입력토크에 따라 트랙션 접촉부의 압부력을 변화시켜 슬립을 방지하면서, 시스템 수명을 늘이고 효율을 높일 수 있는 새로운 압부력 메커니즘인 wedge roller 형 트랙션 드라이브를 고안하였다.

이에 따라, 각 롤러의 접촉점에서 발생하는 압력 및 응력을 헤르쯔(Hertz)이론을 이용하여 해석하였고, 탄성변형량을 계산하여 최대 허용토크 이상의 입력이 가해졌을 때 롤러에 과도한 압력이 발생하여 표면 파괴 현상이 일어나는 것을 방지하였다. 탄성변형으로 인한 동력손실과 크리프율의 계산을 통한 속도 전달 오차를 고찰하였고, 시제품 제작을 통해 동력 전달효율과 슬립을 시험을 행하였다.

2. 기본 구조와 작동원리

2.1 Wedg Roller 형 트랙션 드라이브의 압부력 발생장치 구조

wedge roller 형 압부력 발생기구는 Fig.1과 같이 태양롤러와 유성롤러 사이에 두 롤러의 중심연결선과 거리 h 만큼 옵셋되어 일정한 접촉경사각을 가지는 wedge roller 를 설치하면 이들 롤러

[†] 중앙대학교 기계공학부 대학원

E-mail : system@ms.cau.ac.kr

TEL : (02)820-5314 FAX : (02)817-3134

* 중앙대학교 기계공학부 대학원

** 중앙대학교 기계공학부

사이에 wedge 효과가 발생한다. 이 wedge 효과에 의해 태양롤러의 입력 토크가 증가함에 따라 롤러 사이의 압착력이 커지게 되어 동력 전달시 슬립을 방지하며 원하는 토크를 전달시킬 수 있다.

토크가 커짐에 따라 wedge roller 가 태양롤러와 유성롤러 사이에 더욱 강하게 밀려들어가면서 중심거리 읍셋 h 값은 감소한다. 따라서 wedge roller 와 wedge roller 를 지지하는 중심축 사이에는 약간의 클리어런스(clearance)가 필요하며, 이 클리어런스가 토크증가에 의해 0 이 되었을 때는 더 이상의 동력전달이 차단되는 토크리미트 (torque limit) 작용이 발생한다.

따라서 wedge roller 형 트랙션 드라이브 설계시 롤러들의 변형으로 인한 중심거리 읍셋 h 값을 반드시 고려하여 트랙션드라이브의 설계용량과 일치시켜야 한다. 그렇지 않을 경우 과도한 입력이 가해졌을 경우 롤러 사이에 무리한 힘이 가해져 롤러 표면에 손상이 가해질 수 있다.

wedge roller 형 트랙션 드라이브는 초기 구동시 적당한 예압이 없으면 롤러 사이에 미끄러짐이 발생할 수 있기 때문에 wedge roller 가 태양롤러 (sun roller)와 유성롤러(planet roller)사이에 안착되어 있도록 스프링을 이용하여 초기 예압을 가해야 한다.

Fig. 1 에 나타냈듯이 wedge roller 형 트랙션 드라이브는 태양롤러와 링 사이에 두 열(row)의 롤러가 배열되어 입력축인 태양롤러와 출력축인 링의 회전방향은 같은 방향이 되고 슬립과 크리프를 무시한 공칭 감속비는 다음과 같다.

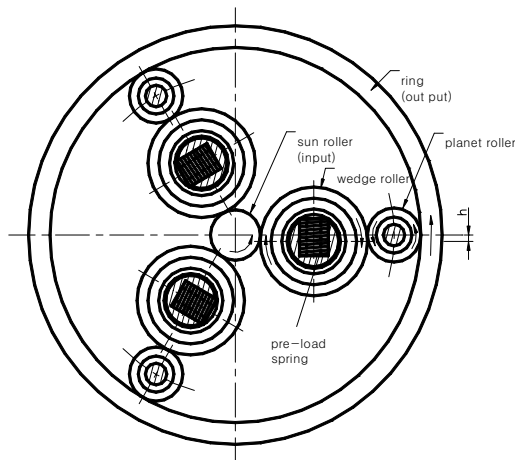


Fig. 1 Wedge roller type traction drive-unidirectional type

$$\frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{R_s}{R_r} \tag{1}$$

여기서

ω_{in} : 입력축 회전 각속도

ω_{out} : 출력축 회전 각속도

R_s : 선 롤러 반경

R_r : 링 접촉부 반경

2.2 롤러 사이의 수직 접촉력과 평균 압력 해석

Fig.2 과 같이 wedge 롤러와 접하고 있는 태양롤러, 유성롤러의 자유물체도를 그려서 태양롤러의 세 접촉점에서 각각에 가해지는 접선방향힘 q 와, 스프링 예압 S_p 에 의해 발생하는 수직 접촉력 P 를 구한다.

$$P_1 = [q(\sin\alpha - \sin\beta)\tan\beta + S_p + q(\cos\alpha + \cos\beta)] / \sin\alpha(1 + \cot\alpha\tan\beta) \tag{2}$$

$$P_2 = \frac{1}{\cos\beta} \left[\frac{q(\sin\alpha - \sin\beta)\tan\beta + S_p + q(\cos\alpha + \cos\beta)}{\sin\alpha(1 + \cot\alpha\tan\beta)} \right] \cos\alpha \tag{3}$$

$$P_3 = P_2 \cos\beta + q \sin\beta \tag{4}$$

또한 이들 접촉력으로 인해 발생하는 단위 접촉 길이당 접촉 압력은 Hertz 이론에 의해 다음과 같다.

$$p_0 = \frac{2P}{\pi a} = \frac{4}{\pi} P_m = \left(\frac{PE^*}{\pi R} \right)^{1/2} \tag{5}$$

여기서 P_m : 롤러 사이의 평균 접촉압력

p_0 : 롤러 사이의 최대 접촉압력

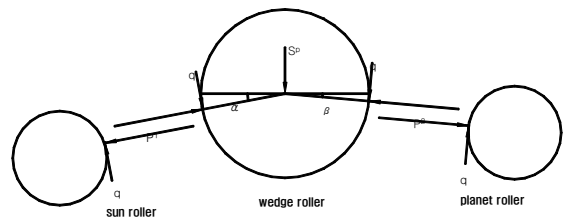


Fig. 2 Free body diagram of three rollers

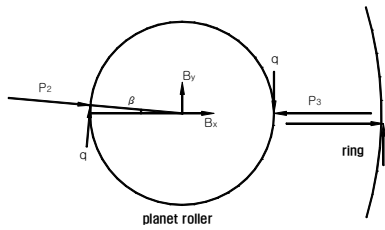


Fig. 3 Free body diagram of the planet roller and ring

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \quad (6)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (7)$$

E_1, E_2 : 두 구름요소의 종탄성계수

R_1, R_2 : 두 구름요소의 반경

3. 트랙션 계수 및 최대 동력전달용량 해석

3.1 트랙션 오일의 트랙션 계수 특성

본 연구에 사용된 트랙션 오일은 Monsanto 사의 Santotrac 으로서, 평균 접촉압력과 마찰요소간의 구름속도에 대하여 다음과 같은 특성을 나타낸다. 이 데이터들은 실제 사용구간에 대해 커브피팅을 통하여 얻은 일차식 형태로 프로그래밍에 이용하였다.

$$\mu(p_m) = (9.98e-5)p_m \quad (8)$$

여기서 p_m 은 MPa 이다.

Fig.5 에 나타낸 것처럼 트랙션 오일은 약 1000MPa 까지 접촉 평균 압력이 증가함에 따라 선형적으로 증가하다가 1500MPa 에서 최대 마찰계수를 가진다.

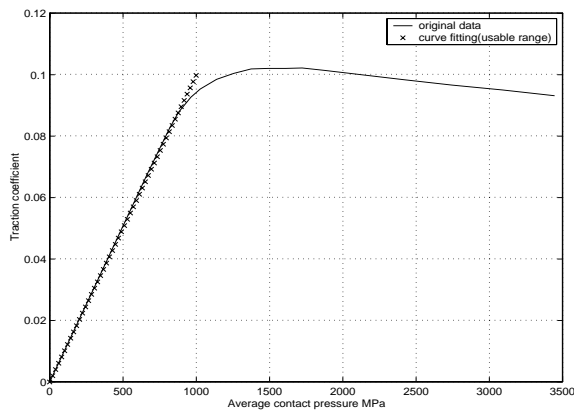


Fig. 4 Santotrac ; maximum possible traction coefficient

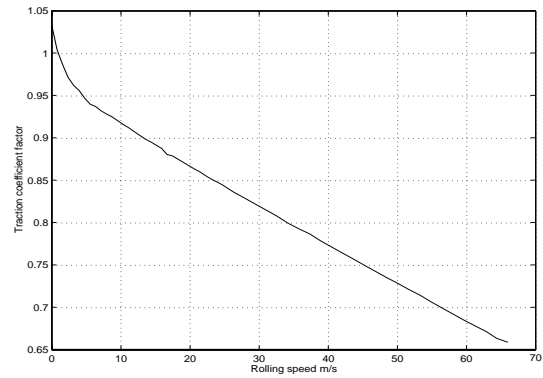


Fig. 5 Santotrac ; factor to account for effect of rolling speed

이 데이터는 속도를 고려하지않은 이상적인 상태이므로 이 값들에 Fig.6 에 나타낸 구름속도에 의한 계수 V_c 를 곱해줘야 한다

접촉면에서의 허용트랙션력 해석을 통한 wedge 롤러의 크기와 스프링 예압의 결정

앞에서 구한 롤러사이의 접촉력으로부터 각각의 접촉점에서 발생하는 평균접촉 압력을 구한 후, Fig.5 와 6 의 데이터에 따라 접촉점에서 전달 가능한 최대 접선력을 구해보면 태양롤러와 wedge 롤러 사이에 작용하는 전달 가능한 최대 트랙션력은 Fig. 7 과 같다.

이 때 각각의 접촉점

접촉점 1: 태양롤러와 wedge 롤러의 접촉점

접촉점 2: wedge 롤러와 유성롤러의 접촉점

접촉점 3: 유성롤러와 링의 접촉점

에서 슬립이 일어나지 않고 입력된 동력을 전달 하기 위해서는 입력으로 작용하는 접선력보다 이 접선력에 의해 발생하는 전달가능한 최대 트랙션 힘이 더 커야 한다. 이를 만족시키는 각 롤러의 크기와 폭, 그리고 스프링 예압값은 Table 1 과 같다.

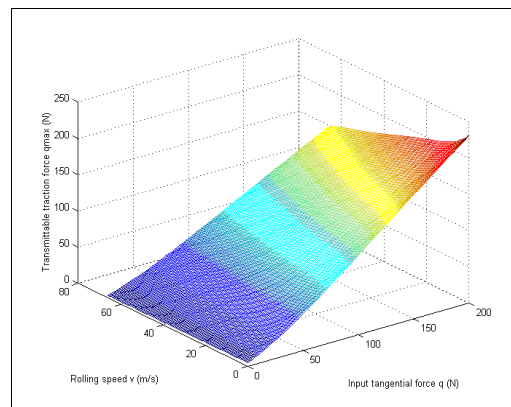


Fig. 6 Maximum transmittable traction force between a sun roller and wedge roller by tangential force q

Table1. Dimensions of rollers and spring pre-load.

R_s (mm)	7
R_w (mm)	15.08
R_p (mm)	7.5
R_r (mm)	52
w_s (mm)	10
w_w (mm)	10
w_p (mm)	10
w_r (mm)	3
Sp (N)	55

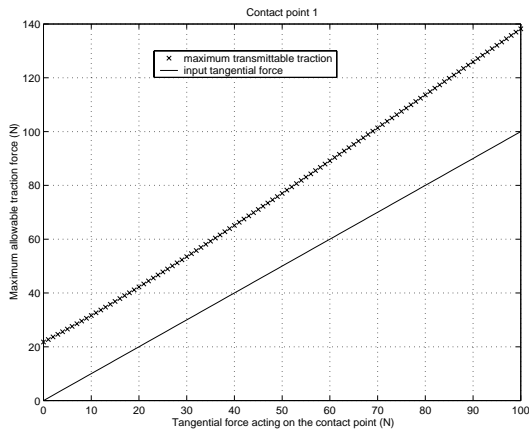


Fig. 7 Maximum transmittable traction force on contact point 1

여기에서

R_w : Wedge roller 의 반경

w_s : 선 롤러의 폭

w_w : wedge roller 의 폭

w_p : 유성롤러의 폭

w_r : 링의 폭

이 때 최대 설계 구름속도인 15m/s(입력축 속도 14,300rpm)하에서 각 접촉점에서 발생하는 최대 전달가능한 트랙션힘 Q_{max} 는 다음과 같다.

접촉점 1 에서

$$Q_{max1} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{(P_1 / w_s) E^*}{\pi R_{11}} \right)^{1/2} \times 10^{-6} \times (9.98 \times 10^{-5}) \times V_c \times P_1 \quad (9)$$

이다.

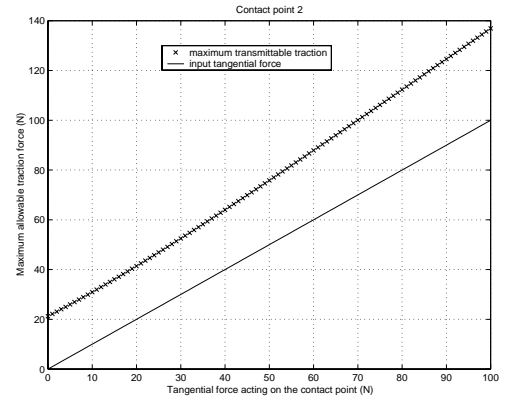


Fig. 8 Maximum transmittable traction force on contact point 2

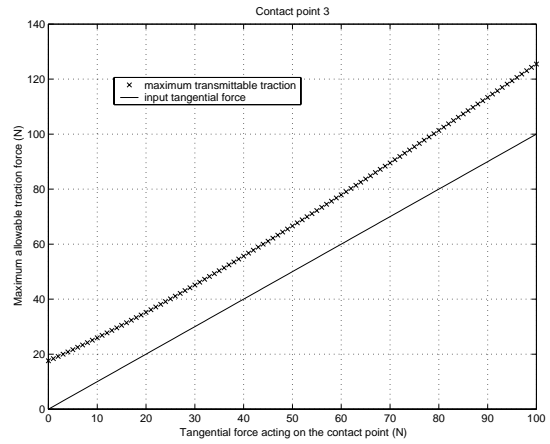


Fig. 9 Maximum transmittable traction force on contact point 3

여기에서, $\frac{1}{R_{11}} = \frac{1}{R_s} + \frac{1}{R_w}$

$V_c = 0.9$ ($v = 15m/s$)

접촉점 2 에서

$$Q_{max2} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{(P_2 / w_w) E^*}{\pi R_{22}} \right)^{1/2} \times 10^{-6} \times (9.98 \times 10^{-5}) \times V_c \times P_2 \quad (10)$$

이다.

여기에서, $\frac{1}{R_{22}} = \frac{1}{R_w} + \frac{1}{R_p}$

접촉점 3 에서

$$Q_{max3} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{(P_3 / w_r) E^*}{\pi R_{33}} \right)^{1/2} \times 10^{-6} \times (9.98 \times 10^{-5}) \times V_c \times P_3 \quad (11)$$

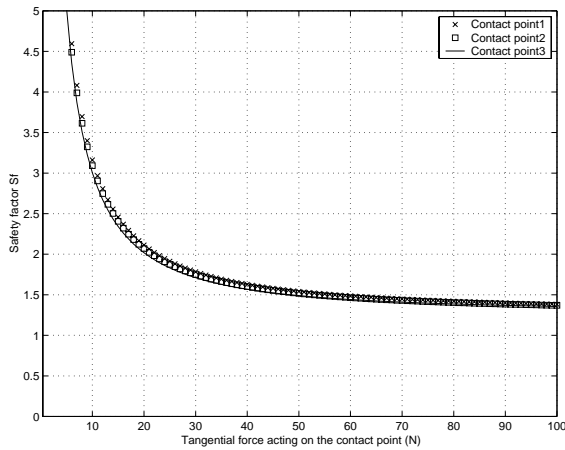


Fig. 10 Safety factors of maximum allowable traction force

이다.

$$\text{여기에서, } \frac{1}{R_{33}} = \frac{1}{R_p} - \frac{1}{R_r}$$

접촉지점에서의 안전율(S_f)을 전달 가능한 최대 트래션(Q_{max})와 입력 접선력(Q_{in})의 비로 정의하면, 각 접촉점에서의 안전율은 Fig.10 과 같다. 접촉점 하부로서 주전단응력값을 계산해야 한다. 본 연구에 사용된 트래션 드라이브의 재질은 담금질 처리한 SCM420 으로서 인장강도 1078MPa 이다. 접촉면에 작용하는 최대주전단응력은 단방향 반복 부하이므로, 부하비 특성 계수 (C_{SR})를 고려하고, 신뢰도 계수(C_R)는 90%로 하면 다음과 같은 최대허용전단응력 k 를 얻을 수 있다.

$$k = 1078 \times 10^6 \times 0.55 \times C_{SR} \times C_R \quad (12)$$

$$= 352.2MPa$$

여기서 $C_{SR} = 0.66$, $C_R = 0.9$

트래션 계수에 따른 최대 허용전단응력과 접촉 최대압력의 비를 Fig. 에서 찾아보면, 본 연구에 사용된 트래션 오일(Santotrac)의 경우 최대 트래션 계수가 0.1 이므로 이에 해당하는 값은

$$(p_0)_y / k = 3.3 \quad (13)$$

이다. 따라서 최대허용접촉압력은 (12)와 (13)에 의해

$$(p_0)_y = 1162.2MPa \quad (14)$$

이다

한편, 각 접촉점에서 발생하는 최대 접촉압력은 앞 절의 설계에 따르면 태양롤러와 wedge 롤러가 접하는 지점에서 발생하고, 최대허용접촉압력인

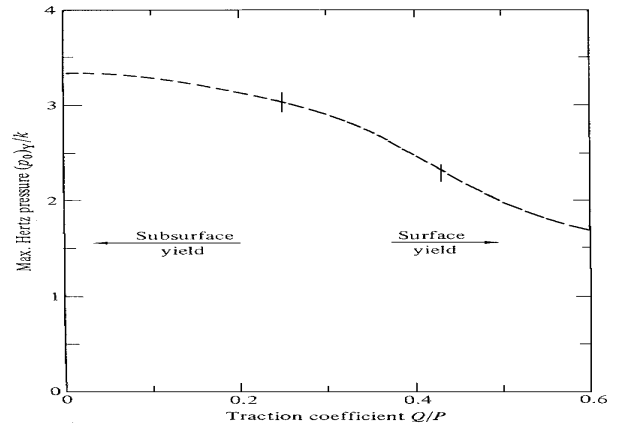


Fig. 11 Effect of traction coefficient on the contact pressure for first yield

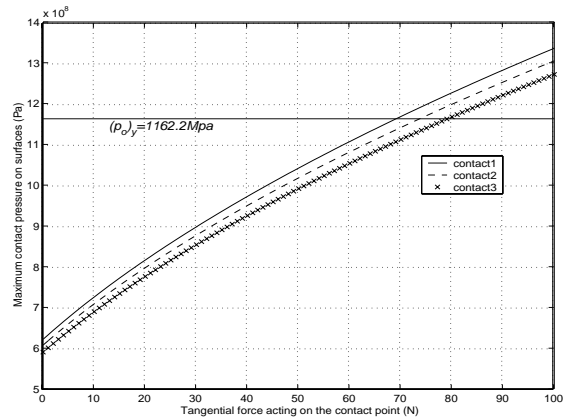


Fig. 12 Maximum contact pressures on surfaces

1162.2MPa 은 최대 허용 트래션력 $Q_{max} = 69.0N$ 에서 발생한다. 롤러가 3 방향으로 등각도로 배열되어 있고 태양롤러의 반경(R_S)=7mm 이므로 최대입력토크는 $(T_{in})_{max} = 1.45Nm$ 이다.

3.2 Wedge 롤러의 중심축과 베어링의 클리어런스 결정

wedge 롤러형 트래션 드라이브에서 wedge 롤러가 설치되는 베어링과 중심축 사이에는 롤러의 탄성변형을 흡수할 수 있는 클리어런스가 필요하다.

헤르츠 이론에 의한 접촉탄성변형으로부터 구한 두 롤러간의 중심거리 감소량은 다음과 같다.

$$\Delta L = \frac{2P(1-\nu^2)}{\pi E} \left(\frac{2}{3} + \ln \frac{4R_1}{a} + \ln \frac{4R_2}{a} \right) \quad (15)$$

이 식에 의해 롤러 사이의 중심거리 감소량을 계산하면 본 트래션 드라이브가 전달할 수 있는 최대 입력토크 1.45Nm 가 가해졌을 때의 wedge

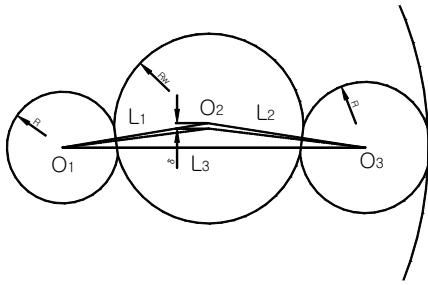


Fig. 13 Effect of deformation of the rollers

롤러의 중심거리 변화량 (δ)는 $\delta = 0.1338mm$ 이다

따라서 설계시 wedge roller 중심축과 베어링 내면 사이에 위에서 구한 중심거리 변화량 만큼의 간극이 있어야 최대 입력토크 1.45Nm 보다 큰 토크가 가해졌을 때 슬립이 발생하여, 롤러들이 과도한 접촉압력을 받는 것을 막을 수 있다.

4. Wedge roller 형 트랙션 드라이브의 제작과 성능 시험

4.1 Wedge roller 형 트랙션 드라이브의 제작

트랙션 드라이브를 직접 설계하여 Fig.14 와 같은 시제품을 제작하였고, 접촉하는 롤러 및 링의 표면은 1.5Ra 이하로 연마가공 하였다.

4.2 시제품 wedge roller 형 트랙션 드라이브의 성능시험

300W 급 DC 모터를 이용하여 입력토크 0.6Nm 에서부터 최대입력 토크인 1.45Nm(회전속도 2850~2170rpm)에 이르기까지 동력전달시험결과 Fig.15 와 같은 효율곡선을 얻을 수 있었다.

최대 출력토크인 11Nm 에 이르기 까지 입력축 회전속도에 대한 이상적인 출력속도와 실제 측정된 회전속도의 차이를 비교한 결과 Fig.16 과 같은 슬립율을 확인할 수 있었다.

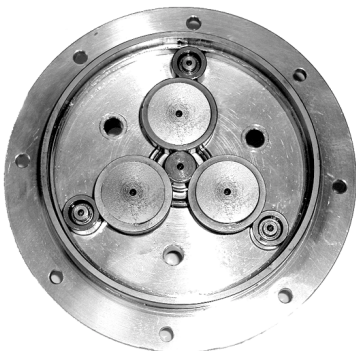


Fig. 14 Assembly of the wedge roller type traction drive

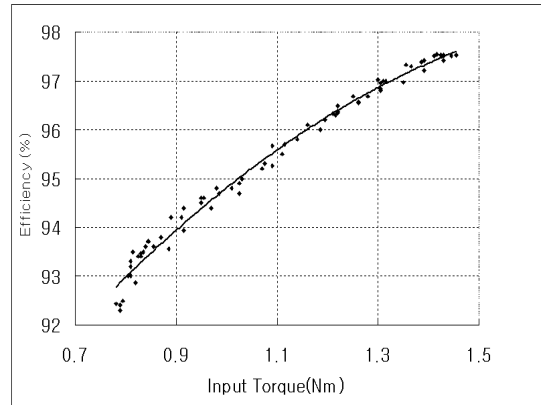


Fig. 15 Efficiency of the traction drive

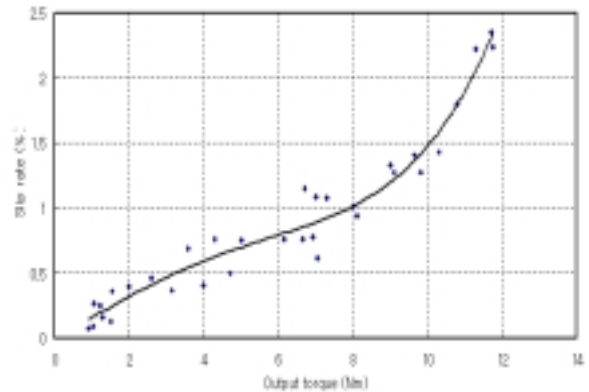


Fig. 16 Slip rate of the traction drive

5. 결론

트랙션 드라이브는 일반 기어형 감속기에 비해 소음과 진동없이 부드럽게 동력을 전달시킬 수 있는 장점에도 불구하고, 낮은 토크부하용량과 전동 효율, 슬립 가능성 그리고 무엇보다도 고정밀도의 표면가공을 요구하기 때문에 경제성의 문제로 그 응용에 있어 한계성을 지니고 있었다.

이번 연구에서는 기존의 트랙션드라이브의 압부력 발생장치에서 요구되는 경사면이나 구면 가공 또는 정밀 표면가공 필요 없이 비교적 큰 가공 오차범위를 허용하면서도 평면가공만으로도 높은 성능을 발휘할 수 있는 새로운 트랙션 드라이브인 wedge roller type 압부력 발생장치를 개발하였다.

동력전달효율 시험을 통해 입력축 토크 0.7~1.5Nm 에서 효율 92~97.5%의 높은 효율을 확인하였고, 최대 허용 출력토크인 11Nm 에서 슬립율 2%의 성능을 검증하였다. 이로써, 소음 없는 구동부가 요구되는 옥내용 전동휠체어 등에 직접

적용 가능하고, 동력전달 용량을 증가시켜 고속회전동력을 전달하는 가스터빈엔진이나 고회전가공기계 등에 실제 적용 가능할 것으로 생각한다.

6. 참고문헌

- (1) Frederick W. Heilich III, Eugene E. Shube, 1983, "Traction drives," Marcel Dekker, Inc., New York and Basel.
- (2) K.L. Johnson, 1984, "Contact Mechanics," Cambridge University Press.
- (3) Robert L. Mott, 1999, "Machine Elements in Mechanical Design" 3rd edition, Prentice Hall.
- (4) Akehurst S, 2001, "Performance Investigation of a Novel Rolling Traction CVT," SAE Paper.
- (5) H. Machida, 1995, "Design Principle of High Power Traction Drive CVT,".
- (6) 정연두, 1998, "차동기어 메커니즘을 이용한 트렉션 드라이브의 해석과 개발," 중앙대학교 박사 논문.
- (7) Bernard J. Hamrock, 1994, "Fundamental of fluid Film Lubrication," Mc GRAW-HILL.
- (8) Nidec-Shimpo Corporation, 2002, "Shimpo RX Traction Drives," Catalog.
- (9) S.P. Timoshenko, J.N. Goodier, 1970, "Theory of Elasticity" 3rd edition, GRAW-HILL.
- (10) S.H. Leowental, 1981, "Evaluation of a High Performance Fixed -Ratio Traction Drive," J. of Mechanical Design Trans. of the ASME, V103, April pp402-422.
- (11) Monsanto Industrial Chemicals Co., 800N. Lindbergh Blvd., St. Louis, Mo. 63166.
- (12) Robert C. Juvinall, Kurt M. Marsh, 1991 "Fundamentals of Machine Component Design," John Wiley and Sons.