

차동유성형 마찰드라이브의 개발

이 종 원*, 오 세 훈*, 최 동 업**, 이 대 길***, 전 한 수****

Development of Planetary Differential Type Traction Drive

Chong-Won Lee*, Se-Hoon Oh*, Dong-Yup Choi**, Dae-Gil Lee***, Han-Su Jeon ****

ABSTRACT

The traction drive has advantages of having high efficiency and transmitting the power without backlash. However, when high ratio of speed reduction is desired, excessively large size is required.

In this study, a new type of traction drive is invented, designed and manufactured so that stable speed reduction mechanisms are available by adopting a cross roller type drive. It has a simple structure, but produces high speed reduction ratio.

Power loss is observed, and also, driving torque and torque transfer efficiency are calculated. Pre-loads are needed in order that the traction drive transfers power without slipping, and the spacer is enlarged due to the pre-loading. After all, the key point of pre-load mechanism is that the spacer's diameter becomes larger as pre-loads are applied.

Key Words : Planetary Roller (유성롤러), Traction Drive (마찰드라이브), Power Loss(동력손실), Driving Torque (구동토크), Pre-loading Mechanism(예압방식).

1. 서 론

마찰드라이브는 동력전달이 기어이(Gear teeth)나 체인(Chain) 등으로 이루어지는 다른 동력전달 기구와 달리 콘(Cone)과 혹은 콘과 (Ball)사이의 마찰로서 이루어지기 때문에 부드럽고 연속적으로 속도비를 변화시킬 수 있으며, 높은 에너지효율, 백래쉬 없는 동력전달, 정속한 운전 등의 장점이 있다. 그러나, 현재 사용되고 있는 대부분의 마찰드라이브는 콘과 콘, 혹은 콘과 볼 사이의 접촉에서 경사각이 존재하므로 접촉선(Contact line) 중 중

립선(Neutral line) 이외의 지점에서는 접선방향 속도(Tangential velocity)의 차가 생겨 동력손실(Power loss)을 유도하게 된다.^{(1),(2),(3)}

따라서 이러한 동력손실을 극복하고 마찰드라이브를 작동시키기 위한 최소한의 토크, 즉 구동토크(Driving torque)가 요구되며, 이로 인하여 토크와 각속도는 비선형적인 관계를 갖게 된다. 또한, 기존의 유성형 마찰감속기의 경우, 고감속이 필요할 때에는 감속기 내의 롤러를 여러 단계로 배열하거나 감속기를 여러 단으로 연결하여 사용하기 때문에 부피가 크고 무거워서 제작비가 많이 들

* 중앙대학교 기계공학부
 ** 대림전문대 기계공학과
 *** 한국과학기술원 기계공학과
 **** 생산기술연구원

뿐만 아니라 큰 토크가 요구된다. 그러나, 마찰드라이브는 동력전달이 마찰력에 의해서 이루어지기 때문에 출력토크를 크게 하는 데에도 한계가 있다. ^{(4), (5)}

본 연구에서는 간단한 구조로도 높은 감속비를 얻을 수 있고 유성롤러가 한방향이 아닌 크로스방향으로 채용함으로써 안정된 감속 메카니즘을 구현할 수 있는 새로운 형태의 마찰드라이브를 개발하였으며, 마찰드라이브에 작용하는 동력손실을 살펴보고 이로 인한 구동토크 및 토크 전달효율을 계산하였다.

여기서 마찰드라이브가 미끄러짐 없이 동력을 전달하기 위해서는 일정한 크기의 예압이 필요한데 이 예압으로 인하여 마찰드라이브의 한 부품인 스페이서가 늘어날 수 있는 예압방식(Pre-loading mechanism) 도 함께 개발하였다. ⁽⁶⁾

2. 크로스롤러형 마찰드라이브의 구조 및 감속원리

본 연구에서 개발하고자 하는 크로스롤러형 마찰 드라이브는 입력축과 연결된 입력링(Input ring)과 입력링과 접촉되어 마찰력에 의해 동력을 전달하는 유성롤러(Planetary roller), 유성롤러를 고정시키는 스페이서(Spacer), 그리고 다른 기계장치로 동력을 전달하는 출력링(Output ring)으로 구성되어 있으며, Fig.1은 크로스롤러형 마찰드라이브의 감속원리를 그림으로 도시화한 것이다.

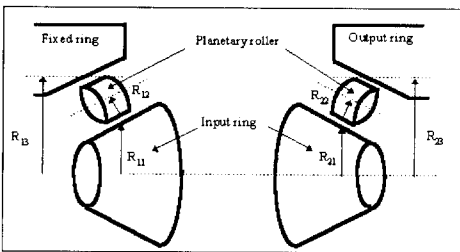


Fig. 1 The Principle of speed reduction in cross roller type traction drive.

여기서,

V_{11} : 입력링과 유성롤러의 접촉점에서 선속도(고정링 쪽)

V_{21} : 입력링과 유성롤러의 접촉점에서의 선속도(출력링 쪽)

- V_0 : 유성롤러 중심에서의 선속도
- V_3 : 유성롤러와 출력링의 접촉점에서 선속도
- R_{11} : 입력링의 반지름(고정링쪽)
- R_{21} : 입력링의 반지름(출력링쪽)
- R_{12} : 유성롤러의 반지름(고정링쪽)
- R_{22} : 유성롤러의 반지름(출력링쪽)
- $\omega_{11} = \omega_{21}$: 입력링의 각속도
- ω_{12} : 유성롤러의 각속도(고정링쪽)
- ω_{22} : 유성롤러의 각속도(출력링쪽)
- ω_{23} : 출력링의 각속도
- ω_{13} : (유성롤러가 끼워진) 스페이서가 고정되었다고 생각할때의 고정링의 각속도
- ω'_{23} : 스페이서가 고정되었다고 생각할때의 출력링의 각속도

Fig. 1 에서 입력링과 유성롤러의 접촉점에서의 선속도를 V_{11} 이라 하면 다음 관계식이 성립한다.

$$V_{11} = R_{11}\omega_{11} = 2R_{12}\omega_{12} \tag{1}$$

$$\omega_{12} = R_{11}\omega_{11}/2R_{12} \tag{2}$$

유성롤러의 중심에서의 선속도 V_0 를 입력링의 각속도 ω_{11} 으로 표현하면

$$V_0 = R_{12}\omega_{12} = R_{11}\omega_{11}/2 \tag{3}$$

$$V_{21} = V_0 + R_{22}\omega_{22} = R_{21}\omega_{21} = 2R_{22}\omega_{22} + V_3 \tag{4}$$

이다. 한편 스페이서가 고정되었다고 생각하면, ω_{13} , ω_{23} 는 각각 다음과 같다.

$$R_{11} \cdot \omega_{11} = R_{12}\omega_{12} = R_{13} \cdot \omega_{13} \tag{5}$$

$$\omega_{13} = R_{11}\omega_{11}/R_{13}$$

$$R_{21} \cdot \omega_{11} = R_{22}\omega_{22} = R_{23} \cdot \omega_{23} \tag{6}$$

$$\omega_{23} = R_{21}\omega_{11}/R_{23}$$

(4) 식에서

$$R_{22}\omega_{22} = R_{21}\omega_{21} - V_0 = R_{21}\omega_{21} - (R_{11}\omega_{11}/2) \tag{7}$$

또한, 유성롤러와 출력링의 접촉점에서의 선속도 V_3 는 다음식과 같으며, 이로부터 출력링의 각속도 ω_{23} 를

구할 수 있다.

$$\begin{aligned} V_3 &= V_0 - R_{22}\omega_{22} \\ &= (R_{11}\omega_{11}/2) - (R_{21}\omega_{21}) + (R_{11}\omega_{11}/2) \\ &= R_{11}\omega_{11} - R_{21}\omega_{21} = R_{23}\omega_{23} \end{aligned} \quad (8)$$

이므로 $\omega_{21} = \omega_{11}$

$$R_{23}\omega_{23} = (R_{11} - R_{21})\omega_{11} \quad (9)$$

이다. 따라서, 입력링의 각속도에 대한 출력링의 각속도비(=감속비) i 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$i = \omega_{23} / \omega_{11} = \frac{R_{11} - R_{21}}{R_{23}} \quad (10)$$

3. 유성롤러에 작용하는 응력 및 토크 계산

본 마찰드라이브(Traction drive)에서 유성롤러에 작용하는 힘(Force)과 토크(Torque)를 Fig. 2에 도시하였다. 그림에서, R_{21} , R_{11} 는 각각 입력링의 고정링과 출력링쪽의 반경을 나타내며, 입력링과 유성롤러사이 또, 유성롤러와 출력링 사이에 똑같이 하중 Q 가 작용한다. 또한 T_i 는 입력토크(Input torque), T_o 는 출력토크(Output torque)를 나타낸다.

Fig. 2의 (b)에서 출력링 쪽으로 접촉하는 유성롤러가 3개 있으므로 힘의 평형관계를 고려하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= P = 3Q \cos 45 \\ Q &= \sqrt{2}P/3 \end{aligned} \quad (11)$$

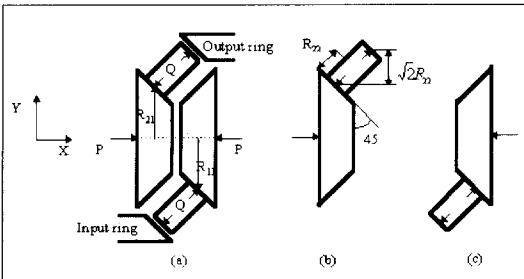


Fig. 2 Force and torque applied between input ring and planetary rollers.

한편, 입력토크는 입력링과 유성롤러 사이에서 작용하지만 출력 토크는 유성롤러와 출력링 사이에서 작용하기 때문에 T_i 와 T_o 를 각각 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$T_i = 3\mu R_{11}Q + 3\mu R_{21}Q \quad (12)$$

$$T_o = 3\mu(R_{21} + \sqrt{2}R_{22})Q \quad (13)$$

4. 경사진 마찰드라이브에서의 동력 손실

마찰드라이브에서 동력을 전달하는 롤러가 경사를 가진 채 접촉되어 회전하게 되면 회전 중립선(Rotation neutral line) 이외의 지점에서는 두 롤러 사이에 속도차가 생겨 미끄럼 현상이 생기게 된다. 이로 인하여 발생하는 동력손실을 살펴 보기로 하자.

Fig. 3에서 ω_{21} 과 ω_{23} 는 각각 입력링과 출력링의 입력축에 대한 회전각속도이고 ω_{22} 는 유성롤러의 유성롤러 중심축에 대한 회전각속도이다. 한편, 접촉지점에서의 선속도는 중립선에서 그 크기가 같다고 가정한다.

Fig. 4에서와 같이 유성롤러와의 접촉면에서 작용하는 반력이 균일 분포하중일 경우 단위길이당 작용력 q 와 예압 p 의 관계를 알아보자.

Fig. 4에서 x 방향으로의 평형을 생각해보면 다음식과 같다.

$$\sum F_x = P - 3ql \cos 45 = 0 \quad (14)$$

윗 식에서 접촉면에서의 반력 q 는 다음과 같음을 알 수 있다.

$$q = \frac{Q}{l} = \frac{\sqrt{2}P}{3l} \quad (15)$$

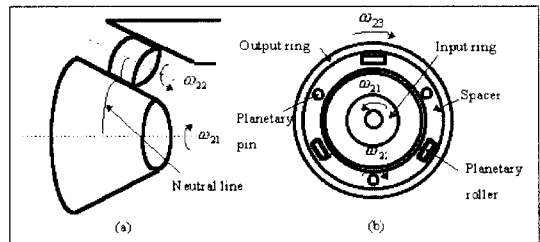


Fig.3 Tapered planetary traction drive

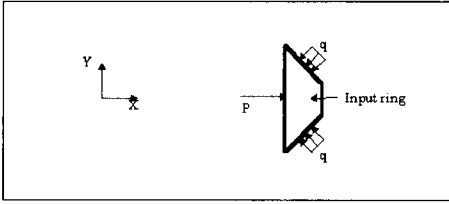


Fig. 4 Reaction forces applied on input ring

4.1 균일 분포하중에서의 동력손실

Fig. 5에서 R_{11} , R_{21} 은 각각 입력링의 반경을 나타내고 R_{12} , R_{22} 는 각각 유성롤러의 반경을 나타낸다. 또한 θ 는 접촉각 dl , dr 은 접촉길이가 방향과반경 방향의 미소길이를 나타낸다. μ 는 롤러 사이의 마찰계수를 나타내며 ω_{21} , ω_{22} , ω_{23} 는 Fig. 3에서 정의한 바와 같다.

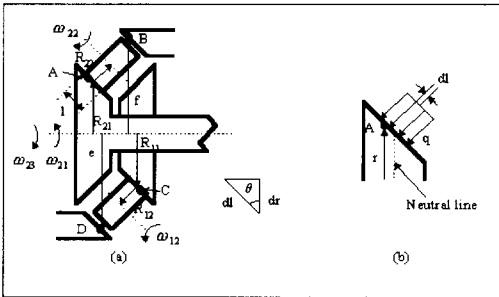


Fig. 5 Rotational angular velocity and contact area of traction drive.

위 그림에서 f, e 는 각각 다음과 같다

$$f = R_{21} + \sqrt{2}R_{22}, \quad e = R_{11} + \sqrt{2}R_{12}$$

먼저 입력링과 유성롤러 사이에서의 동력손실을 살펴보자. Fig. 5 (b)에서 q 는 단위길이당 작용하는 힘을 나타내고 l 은 접촉길이가 그리고 r 은 임의의 지점에서의 입력링의 반경이다. 임의의 지점에서의 미끄럼 속도 V_A 는 그점에서의 선속도의 차로 표현되므로 식(16)과 같이 쓸 수 있다.

$$V_A = r\omega_{21} - 2R_{22}\omega_{22} \quad (16)$$

여기서, (16)식의 ω_{22} 에 (4)식을 대입하면

$$V_A = r\omega_{21} - R_{21}\omega_{21} + V_3 \quad (17)$$

이다. (17)식의 V_3 에 (8)식을 대입하면

$$V_A = (r - 2R_{21} + R_{11}\omega_{21})\omega_{21} \quad (18)$$

이다. 또한 미소 접촉 지점에서의 접선방향 힘 dR_A 는 A, B, C, D 모두 같으므로 식 (19)와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} dR_A &= \mu q dl = (\mu q \cdot dr) / \cos 45 \\ &= (2\mu P \cdot dr) / 3l \\ &= dR_B = dR_C = dR_D \end{aligned} \quad (19)$$

따라서, 입력링과 유성롤러의 접촉(출력링쪽)에서 미끄럼에 의한 동력손실 W_{IA} 은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W_{IA} &= 6 \int dR_A \cdot V_A \\ &= 6 \int_{R_{21}}^{R_{21} + \frac{1}{2\sqrt{2}}(r - 2R_{21} + R_{11})} \omega_{21} \cdot \frac{2}{3l} dr \\ &= 4 \cdot \mu P \cdot \omega_{21} \cdot \left[\frac{1}{2\sqrt{1}}(R_{11} - R_{21}) + \frac{1}{16} \right] \end{aligned} \quad (20)$$

한편, 유성롤러와 출력링 사이에서의 동력손실 W_{IB} 는 위와 유사한 방법으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_B = r \cdot (\omega'_{23} - \omega_{23}) - 2R_{22} \cdot \omega_{22} \quad (21)$$

$$\begin{aligned} V_B &= \{r \cdot \omega_{11} \cdot (-R_{11} + 2R_{21}) / R_{23}\} - 2 \cdot R_{22} \cdot \omega_{22} \\ dR_B &= \mu q dl = 2\mu P \cdot dr / 3l \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} W_{IB} &= 6 \int_{R_{21}}^{R_{21} + \frac{1}{2\sqrt{2}}(-R_{11} + 2R_{21})} \left(\frac{-R_{11} + 2R_{21}}{R_{23}} \right) \cdot \omega_{11} \cdot r \\ &\quad - 2R_{22} \cdot \omega_{22} \cdot \frac{2\mu P}{3l} \cdot dr \\ &= 4\mu P \cdot \frac{(-R_{11} + 2R_{21}) \cdot \omega_{11}}{2R_{23}} \\ &\quad \cdot \left(\frac{R_{23}}{\sqrt{2}} + \frac{l}{8} \right) - \frac{R_{22} \cdot \omega_{22}}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (23)$$

또한, W_{IC}, W_{ID} 를 위와 유사한 방법으로 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_C = r\omega_{11} - 2 \cdot R_{12} \cdot \omega_{12} = (r - R_{11}) \cdot \omega_{11} \quad (24)$$

$$W_{IC} = 6 \int_{R_{11}}^{R_{11} + \frac{l}{2\sqrt{2}}} (r - R_{11}) \cdot \omega_{11} \cdot \frac{2\mu P}{3l} \cdot dr$$

$$= (\omega_{11} \cdot \mu \cdot Pl) / 4 \quad (25)$$

$$V_D = r \cdot \omega'_{13} - 2R_{12} \cdot \omega_{12}$$

$$= R_{11} \cdot \omega_{11} \cdot \left\{ (r/R_{13}) - 1 \right\} \quad (26)$$

$$W_{ID} = \int_{R_{13}}^{R_{13} + \frac{l}{2\sqrt{2}}} R_{11} \cdot \omega_{11} \cdot \left(\frac{r}{R_{13}} - 1 \right) \cdot \frac{2\mu P}{3l} \cdot dr$$

$$= \frac{R_{11} \cdot \omega_{11} \cdot \mu Pl}{4R_{13}} \quad (27)$$

4.2 구동 토크 및 토크 전달효율

마찰 드라이브를 작동시키기 위해서는 위에서 살펴본 동력 손실을 극복하기 위한 최소한의 동력이 필요하다. 이를 구동토크라 하며, 구동토크보다 작은 토크를 가하면 마찰드라이브는 작동되지 않는다. 이러한 특성은 토크와 각속도의 관계를 비선형으로 만드는 한 요소가 된다. 구동 토크를 구하기 위하여 다음 관계식을 고려해보자.

$$T\dot{\theta} = T\omega = W \quad (28)$$

여기서, T 는 토크, ω 는 각속도 그리고 W 는 일률이다. 식(28)에서 ω 를 입력축의 각속도, W 를 동력손실로 놓으면 T 는 구동토크가 된다. 따라서, 식(20), 식(23), 식(25) 그리고 식(27)로부터, $W_{I/TOTAL}$ 을 구할 수 있다.

$$W_{I/TOTAL} = W_{IA} + W_{IB} + W_{IC} + W_{ID} \quad (29)$$

입력 토크 (T_i)와 구동 토크 (T_d)는 다음과 같으므로

$$T_i = 3\mu QR_{11} + 3\mu QR_{21}$$

$$T_d = \frac{W_{I/TOTAL}}{\omega_{11}}$$

전달효율 η 는 다음과 같다.

$$\eta = \frac{T_i}{T_i + T_d} \quad (30)$$

Fig.6은 유성롤러와 입력링의 접촉 경사각에 따른 효율의 변화를 보여준다. Fig. 7에서 보듯이 효율은 경사각

θ 에 비례하고 접촉길이가 L 에 반비례한다. 여기에서, 접촉길이가 L 은 5mm(+), 10mm(o), 15mm(*)이다.

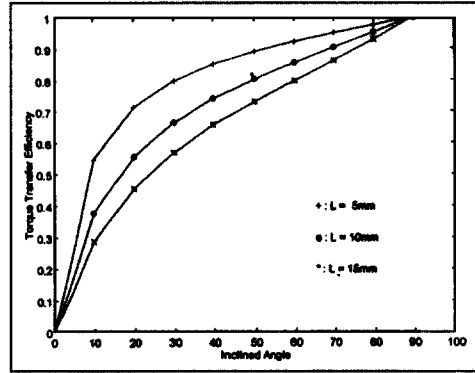


Fig.6 Inclined angle θ versus torque transfer efficiency.

5. 구동력 전달을 위한 예압

마찰드라이브가 입력링에서 받은 동력을 미끄러짐없이 출력링으로 전달하기 위해서는 일정한 크기의 예압이 필요하다.

입력링은 그 둘레의 고정링에 의해 축방향으로 압축받아 그에 수직한 방향으로 팽창이 되면서 유성롤러와 밀착이 되게끔 예압이 걸리게 된다.

Fig.7에서 보는 바와 같이 입력링이 팽창하게 되면 스

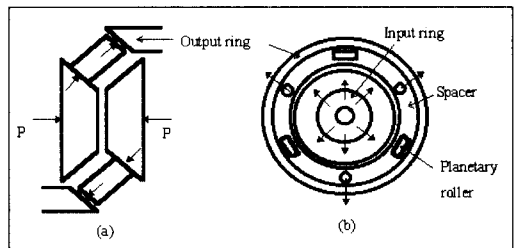


Fig.7 Pre-loaded input ring and spacer.

페이스에 끼워진 유성롤러가 축의 수직방향으로 밀려나게 된다. 그럼으로써 탄성체가 아닌 스페이스의 지름을 늘릴 수 있는 메카니즘을 고안하게 되었다.

6. 크로스롤러형 마찰드라이브의 치차 시제품

앞장에서 언급한 메카니즘을 적용한 시제품을 제작하여

구동시켜본 결과 회전이 부드럽지 못함을 알았다. 이것은 미끄럼을 방지하기 위하여 과도한 예압적용으로 초기 구동토크가 크기 때문인 것으로 사료된다.

Fig.8은 마찰드라이브의 조립된 상태의 사진이다.

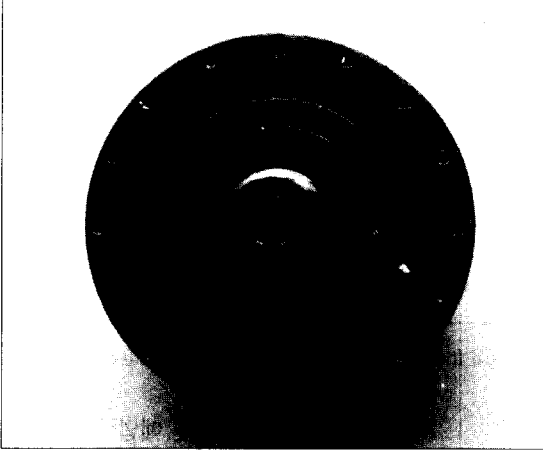


Fig.8 The photograph of cross roller type traction drive.

7. 결론

마찰드라이브는 부드럽고 연속적으로 속도비를 변화시킬 수 있으며 에너지효율이 높고 백래쉬없이 동력을 전달할 수 있는 장점이 있는 반면에 고감속이 요구될 때에는 부피가 커지고 무거워 제작비가 많이 요구되는 단점도 갖고 있다. 그러나 본 연구에서는 기존 마찰드라이브 보다 구조가 간단하고 예압방식을 갖는 메카니즘을 개발하였다.

본 연구결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 크로스롤러를 이용한 마찰드라이브의 감속비를 구하고, 유성형 마찰드라이브의 롤러 사이에서 발생될 수 있는 미끄럼 현상에 의한 동력손실을 계산 하였다.

2) 간단한 구조로 높은 감속비를 얻을 수 있는 메카니즘과 미끄럼을 방지하고 동력손실이 작은 마찰드라이브를 개발하였다.

3) 크로스롤러형 마찰드라이브의 시제품을 제작하였다.

이상과 같이 본 연구를 통하여 예압방식을 갖는 새로운 마찰드라이브를 개발하였으며 초기 구동력이나 내구성 시험 등 신뢰성 확보시 관련 산업계에 활용될 수 있으리라 생각된다.

참고 문헌

1. F. W. Heilich III and E. E. Shube, "Traction Drives", Marcel Dekker, Inc., New York and Basel, pp 138-140, 235-240, 1983.
2. K. L. Johnson, "Contact mechanics", Cambridge University Press, pp 84-104, 202-233.
3. J. Halling, "Principles of Tribology", The Macmillan Press Ltd., London and Basingstoke, 1975.
4. 兩角宗請, "遊星齒車と差動齒車の設計計算法", 産経出版社, pp 8-26.
5. 會田俊夫 外 3人, "圓筒齒車の設計", 大河出版, pp 34-40.
6. 小原信治, "齒車設計", 昭和 47年, 1972.