

<論 文>

동력전달용 평벨트의 표면모델과 수직력 및 접선력에 대한 연구

김 현 수*

(1987년 4월 28일 접수)

A Study on the Surface Model and Normal and Tangential Forces for Power Transmission Flat Belts

Hyun Soo Kim

Key Words: Flat Belt(평벨트), Normal Force(수직력), Tangential Force(접선력), Friction Face(마찰면), Traction Coefficient(트랙션 계수)

Abstract

The normal and tangential belt forces for two types of flat belts are measured and compared. From friction theory, it was assumed that tangential friction is proportional to the actual contact area A_s and A_s is proportional to normal pressure p ; i.e., $A_s \propto p^n$. For a flat belt with cloth backing, the $n=2/3$ is obtained for the constant of belt surface model. For a flat belt with rubber backing, the $n=0.9$ to $n=1.0$ is suggested as a surface model constant. The theoretical equation developed in this paper showed a good agreement with the experimental results.

기 호 설 명

A : 외관 접촉면적

A_s : 실제 접촉면적

c, a, B, n : 상수

p : 벨트와 풀리사이의 평균 수직압력

p_n :弛緩側 평균 수직압력

R : 풀리 반경

T_1, T_2 : 벨트緊張側 및弛緩側張力

α : 活動角

η : 토오크 비

θ : 접촉각

λ : 트랙션 계수

λ_{max} : 최대 트랙션 계수

μ : 마찰계수

τ : 평균 접선마찰력

1. 서 론

벨트는 일반 동력전달용 기계요소에 비하여 상대적으로 값이 저렴하고 동력전달효율이 우수함에도 불구하고 이에 대한 연구는 거의 없는 실정이다.

금속 또는 목재 가공에 널리 쓰이는 繩織 연마 벨트는 (1) 마찰면(friction face), (2) 정착재, (3) 연마 입자의 3층으로 구성되어 있다. 연마 입자와 가공물 사이에서 研削이 이루어 지고 이때 필요한 동력은 벨

* 정희원, 성균관대학교 공과대학 기계공학과

트 마찰면과 풀리 사이의 마찰에 의해 전달된다. 마찰면으로는 繩織이 그 강도와 유연성, 내구성으로 인하여 가장 널리 쓰이고 있다.

일반 동력전달용 평벨트는 장력요소와 마찰면으로 구성되는데 보통 (1) 나일론 장력요소에 가죽 마찰면을 접착하거나, (2) 파이버글라스 또는 폴리에스터 코드를 나선형으로 꼬은 장력요소에 고무 마찰면을 접착시켜 제작하고 있다.

동력전달 기능에서 연마 벨트는 일반평벨트와 같이 취급되기 때문에, 재질 및 구성에 있어서 兩 벨트의 차이가 동력전달에서 자기 어떠한 마찰특성을 보여주는가에 대한 비교 연구는 양 벨트의 구동특성을 보다 정확히 밝혀줄 것으로 기대된다.

前 研究⁽¹⁾에서 Kim 등은 면직 연마 벨트에 대하여 수직 및 접선력을 측정하고 벨트 마찰면에 대한 표면모델을 제안하였다. 이 방법은 벨트와 풀리사이의 힘분포를 보다 정확하게 예측하고, 마찰계수가 벨트 장력증가에 따라 감소하는 현상을 설명할 수 있었다. Chukanov⁽²⁾는 콘베이어용 고무 벨트에 대한 실험결과에서 벨트와 풀리간의 접촉작용은 (1) 進入(running on) (2) 非活動(inactive) (3) 活動(active) 그리고 (4) 退出(running off)의 4 구간으로 나뉘어짐을 보였다. Firbank^(3,4)는 벨트와 풀리간의 수직 및 접선력을 측정하고, 동력전달이 활동영역의 등마찰분단이 아니라, 非活動 영역의 정마찰에 의해서도 이루어진다고 제안하였다. Childs⁽⁵⁾는 고무 평벨트에 대하여 벨트와 풀리간의 실제 마찰접촉면적을 측정하고 Greenwood⁽⁶⁾와 Archard⁽⁷⁾의 연구결과를 이용하여 몇 가지 표면모델을 제시하였다. 하지만 Childs의 접촉면적 직접 측정 방법은 어렵고 결과가 부정확하다는 단점이 있다.

본 논문에서는 면직 및 고무 평벨트에 대하여 벨트와 풀리간의 수직 및 접선마찰력 분포를 측정하고 이들의 마찰특성을 비교하고자 하였다. 마찰접촉면적을 직접 측정하는 대신, 표면모델에 의한 이론식을 제시하고 이론식과 실험에 의한 수직 및 접선력을 비교하여 마찰면의 표면모델과 마찰계수를 연구하였다.

2. 이론적 고찰

前 研究⁽¹⁾에서 Kim은 단위면적당 마찰력을 다음과 같이 구하였다.

$$\tau = c(A_s/A) \tag{1}$$

여기서 c 는 실제 전단응력이고 A_s/A 는 외관 접촉면

적에 대한 실제 접촉면적의 비이다. A_s/A 가 수직압력 p 와 다음과 같은 관계를 갖는다고 가정하면,

$$A_s/A = ap^n \tag{2}$$

여기서 a 와 n 은 상수이다.

수직 및 접선력은 從動풀리에 대하여 다음과 같이 얻어진다⁽¹⁾.

$$p = [p_1^{1-n} + (1-n)B\theta]^{1/(1-n)} \quad n \neq 1 \text{ 일때} \tag{3a}$$

$$p = p_1 e^{B\theta} \quad n = 1 \text{ 때} \tag{3b}$$

$$\tau = Bp^n \tag{4}$$

여기서 $B = ca$ 이고 식 (3b)는 잘 알려진 Euler식이다. 마찰계수 μ 는 식 (4)에서 다음과 같이 표시된다.

$$\mu = Bp^{n-1} \tag{5}$$

상수 B 는 2개의 상수 c 와 a 로 이루어져 있다. 실제 전단응력 c 는 온도, 습도 및 접촉면사이의 상대운동 미끄럼(Slip)율에 의존한다^(8,9). 상수 a 와 n 은 벨트와 풀리 접촉면의 거칠기, 탄성계수등과 같은 표면특성에 의해 정해진다. 접촉시 표면특성이 변한다면 a 및 n 의 값도 변하고 이에 따라 B 의 값도 변한다. 본 연구는 벨트구동중에 벨트의 탄성계수나 마찰면의 거칠기와 같은 표면특성이 변하지 않는다는 가정하에 수행되었다. 상수 n 은 주어진 표면모델에 의해 계산될 수 있으며 0.5에서 1.0의 값을 갖는다⁽⁵⁾. Table 1에 여러가지 표면모델에 대한 이론적 " n "의 계산치가 열거되어 있다.

Table 1 Theoretical estimates of n for different surface models

Surface model	n
Identical spherical asperities	2/3
Identical cylindrical asperities	1/2
Identical wedge asperities	1
Spherical asperities with Gaussian height distribution	1

3. 실험

Fig. 1(a)는 실험장치의 조립도, Fig. 1(b)는 실험 장치의 사진이다. Table 2에 실험장치 차 요소에 대한 명칭이 열거되어 있다. 직경이 같은 原動 및 從動 풀리는 벨트와 180°의 접촉작용 이루고 原動力은 핸들 ㉑로써 30 : 1 감속기 ㉒을 통하여 전달된다. 포텐쇼

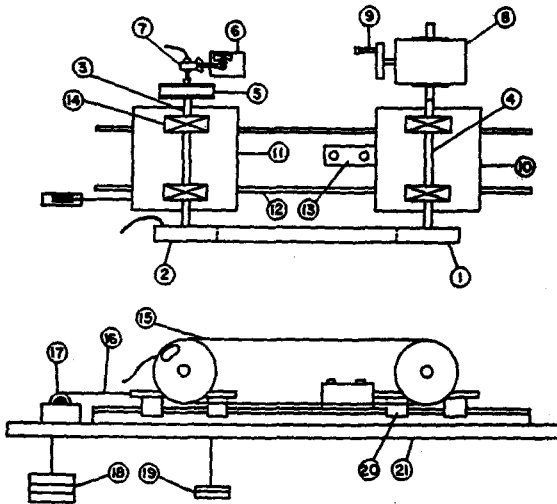


Fig. 1(a) Assembly drawing of experimental apparatus

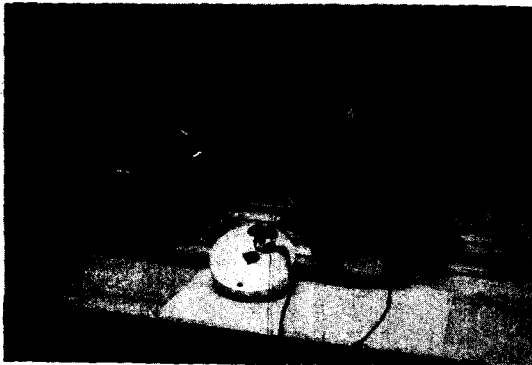


Fig. 1(b) Experimental machine

미터 ⑦은 원동 또는 從動軸에 연결되어 회전각을 측정한다. 각 풀리는 슬라이딩 板 ⑩, ⑪ 위에 설치되고, 슬라이딩 판은 線型 베어링 ⑫에 의해 베일 ⑬위를 움직인다. 벨트 初張力은 추 ⑭에 의해 가해지며, 전달하중도 추 ⑭와 토오크 디스크 ⑤를 통해 벨트 시스템에 가해진다. 추의 무게를 조정함으로써 다양한 벨트 초장력과 전달하중을 얻을 수 있다.

Fig. 2는 측정풀리(transducer pulley)를 보여준다. 벨트와 풀리사이의 수직력 성분은 曲型 외팔보에 부착된 스트레인게이지에 의해 측정된다(Fig. 2a). 접선력 성분 역시 스트레인게이지에 의해 측정된다(Fig. 2b). 포텐쇼미터와 스트레인게이지의 출력은 컴퓨터 처리장

Table 2 Parts list for the belt test machine

- ① 150mm ϕ aluminum driving pulley
- ② Driven (transducer) pulley
- ③ 25mm ϕ steel shaft
- ④ 25mm ϕ steel shaft
- ⑤ 125mm ϕ torque disk
- ⑥ Stand
- ⑦ 10-turn potentiometer
- ⑧ 30 : 1 gear reducer
- ⑨ Handle
- ⑩ Carriage plate-aluminum
- ⑪ Carriage plate-aluminum
- ⑫ 16mm ϕ stainless steel rail
- ⑬ Stopping block
- ⑭ Pillow block-25mm bore
- ⑮ Test belt
- ⑯ Cord
- ⑰ Roller
- ⑱ Weight (tension)
- ⑲ Weight (torque)
- ⑳ Linear bearing-16mm bore
- ㉑ Table

치로 보내져 기록되고 도시된다.

벨트연삭용 면직 평벨트와 일반 동력전달용 고무 평벨트등 2 종류의 벨트가 실험에 사용되었다. Fig.3(a)는 면직벨트의 단면을 보여준다. 면직 마찰층은 연마 입자와 결합되어 있다. Fig. 3(b)는 2개의 고무층사

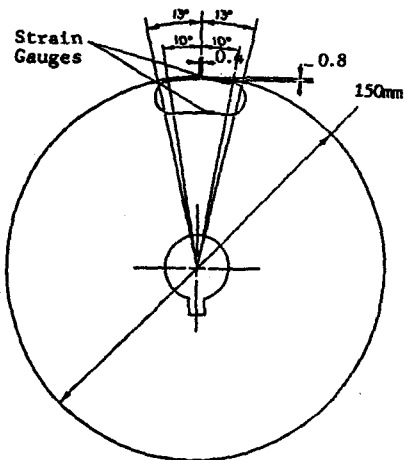


Fig. 2(a) Normal force transducer

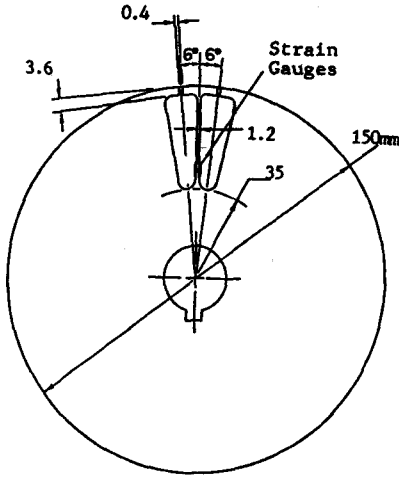


Fig. 2(b) Tangential force transducer

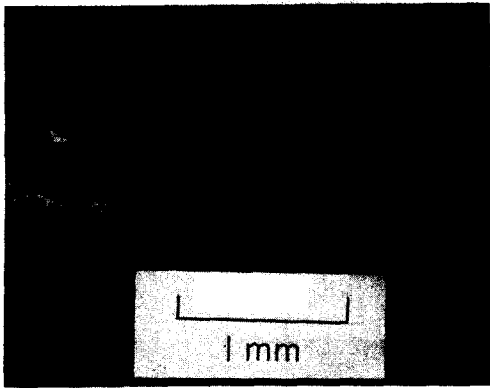


Fig. 3(a) Cross section for cloth backed belt

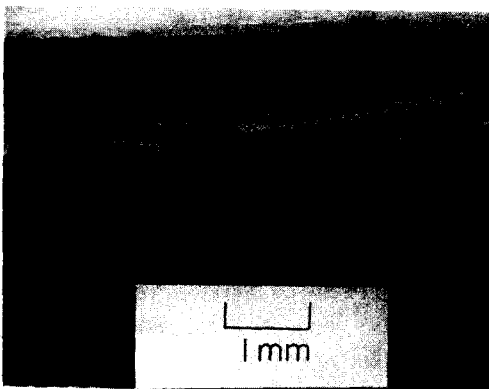


Fig. 3(b) Cross section for rubber backed belt

Table 3 Specification of test belts

Cloth backed abrasive belt
Width : 25mm
Length : 1520mm
Backing : Cotton cloth
Backing treatment : Combination of hide glue, phenolic resin and calcium carbonate
Grit : 80
Rubber backed flat belt
Width : 25mm
Length : 1420mm
Tension member : Polyester cord(1100 ^o ×5)
Friction face : Composite of chopped fiber and polychloroprene rubber
Top cover : Composite of chopped fiber and polychloroprene rubber with nylon strings (420 ^o)

이에 폴리에스터 장력요소가 접착되어 있는 고무 벨트의 단면이다. 각 벨트의 자세한 사양은 Table 3에 기술되어 있다. 벨트의 수직 및 접선력 측정은 운전범위인 벨트 초장력 $T_1 + T_2 = 5.4 \text{ kgf/cm} \sim 10.8 \text{ kgf/cm}$ 범위에서 3가지 장력에 대하여 행하여 졌다. 각각의 초장력에 대해 벨트와 폴리의 전접촉각에서 미끄럼을 일으키는 상태(gross slip condition)를 먼저 결정하고 이때의 전달하중을 최대하중으로 정하였다. 수직 및 접선력은 최대하중의 0.70, 85, 100%에 해당하는 전달하중에 대하여 각각 측정되었다. 폴리 회전속도는 4rpm 이고 이와같은 저속에서 수직 및 접선력에 대한 원심력효과는 무시할 수 있다.

실험결과는 무차원량으로 표시되었다. 무차원 변수로서 회전각 θ/π , 수직력 $pR/(T_1 + T_2)$ 그리고 접선 마찰력 $cR/(T_1 + T_2)$ 가 사용되고 전달하중에 대한 무차원 변수로는 토오크 비 η 가 다음과 같이 정의되었다.

$$\eta = \frac{\lambda}{\lambda_{\max}}$$

여기서 λ 는 트렉션 계수(traction coefficient)이다. 트렉션 계수 λ 는 Gerbert⁽¹⁰⁾에 의해 다음과 같이 표시된다.

$$\lambda = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2}$$

여기서 T_1 은 緊張側 張力, subscript T_2 는 弛緩側 張力

이고 따라서 λ 는 벨트구동 시스템의 동력전달 능력을 나타낸다. λ_{max} 은 벨트와 풀리의 접촉구간에서 미끄럼이 일어나는 최대하중 전달시 얻어진다. 실험은 각각 5번의 실험치가 평균되어 실험결과로서 사용되었다.

4. 실험결과

4.1 면직 평벨트의 실험결과

Fig. 4는 트레션 계수 λ 에 대한 α/π 즉 活動角 α 의 변화상태를 보여준다. 활동각은 벨트와 풀리 사이에 상대적인 운동으로 인한 동마찰이 작용하고, 이에 따라 벨트의 장력이 변화하는 구간으로 정의된다. 활동각은 미끄럼 또는 크리이프(creep) 영역이라고도 호칭되며 벨트장력 즉 수직력이 변화하는 구간을 측정하여 크기를 얻을 수 있다. 전달하중이 증가할수록 활동각 α 는 증가하며 $\alpha/\pi=1$ 일때 트레션 계수 λ 는 최대값 $\lambda_{max}=0.332$ 를 갖는다.

Fig. 5와 Fig. 6은 벨트 초장력 $T_1+T_2=7.2\text{kgf/cm}$ 에 대한 중동풀리의 실험결과를 보여준다. 무차원 수직력 및 접선마찰력이 외전각에 대해 도시되었다. 무부하시, 즉 $\eta=0$ 일때 면직 벨트의 수직 및 접선력은 외전각을 따라 일정한 값을 보인다. 접선마찰력은 이론적으로 0 이어야 하나 실험치는 작은 값을 보이고 있다. 이 값은 접선력 측정 트랜스듀서의 기하학적 특성애 의한 초기 변형에 의한 것이다. 접선력 트랜스듀

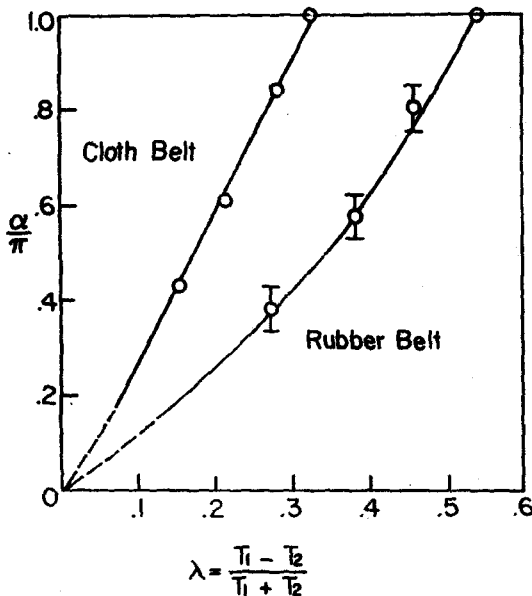


Fig. 4 Dependence of α/π on traction coefficient λ

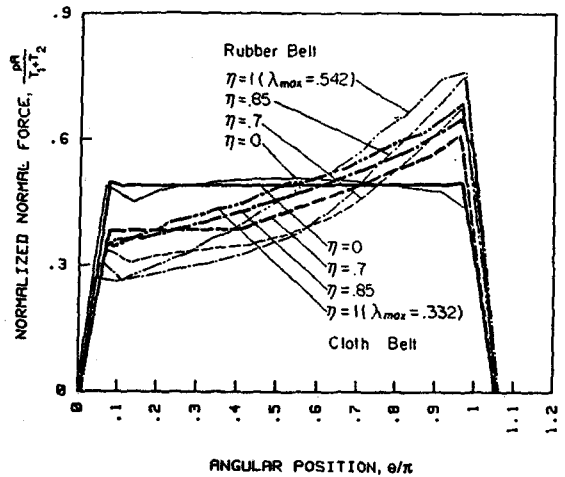


Fig. 5 Normalized normal force versus angular position for various traction coefficients for driven pulley with $T_1+T_2=7.2\text{kgf/cm}$

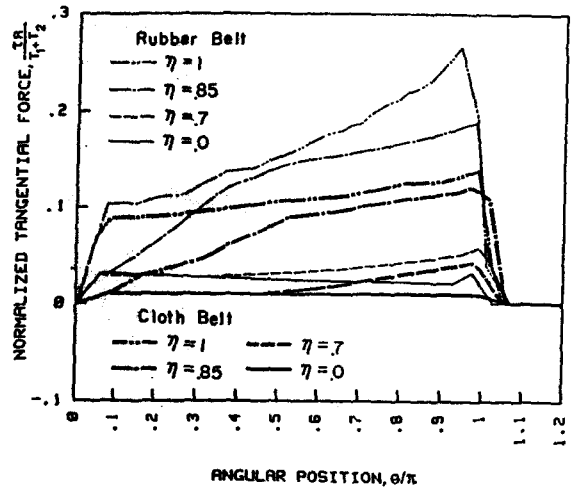


Fig. 6 Normalized tangential force versus angular position for various traction coefficients for driven pulley with $T_1+T_2=7.2\text{kgf/cm}$

서는 계이지가 부착된 보에서 $\pm 6^\circ$ 의 측정면적을 갖도록 설계되었기 때문에 벨트가 트랜스듀서에 진입할 때 생긴 초기 변형은 벨트와 풀리사이의 정마찰로 인하여 접촉구간을 벗어날 때까지 원상태로 회복되지 않는다.

또오크 비 η 가 증가할수록 접선마찰력은 증가한다. 이때 접촉구간은 비활동과 활동의 2 구간으로 나뉘어 지고 활동각의 마찰력 합은 전달하중과 균형을 이루게

된다. 비활동 영역에서 벨트와 폴리스이에는 정마찰만 작용하고 벨트는 장력변화를 일으키지 않는다. Fig. 5에서 수직력 즉 벨트장력 곡선은 비활동과 활동 구간의 경계에서 급격한 기울기 변화를 보인다($\eta=0.7$ 곡선).

$0 < \eta < 0.85$ 구간에서 벨트는 완전미끄럼(fully-developed slip)을 보이지 않고 전달하중의 상당부분이 정마찰에 의해 전달됨을 알수 있다(Fig. 6). 전달하중이 증가하면 벨트는 미끄럼을 일으키고 접선마찰력은 마찰계수 μ 와 수직압력 ϕ 의 곱으로 표시되는 $\tau = \mu\phi$ 이론식으로 표시할 수 있다. $\eta=0.85$ 곡선의 회전각 $0.5 \sim 1.0$ 구간에서 벨트는 완전미끄럼을 보이고 접선

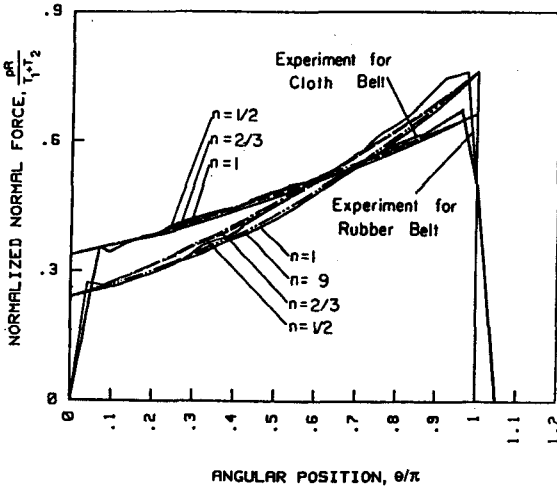


Fig. 7(a) Comparison of theoretical models with experimental results for normalized normal forces

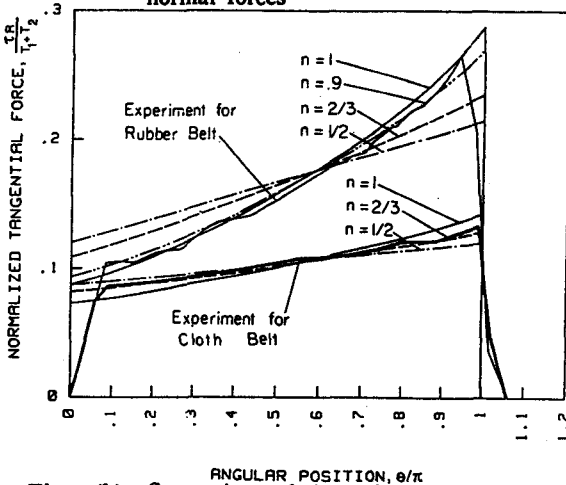


Fig. 7(b) Comparison of theoretical models with experimental results for normalized tangential forces

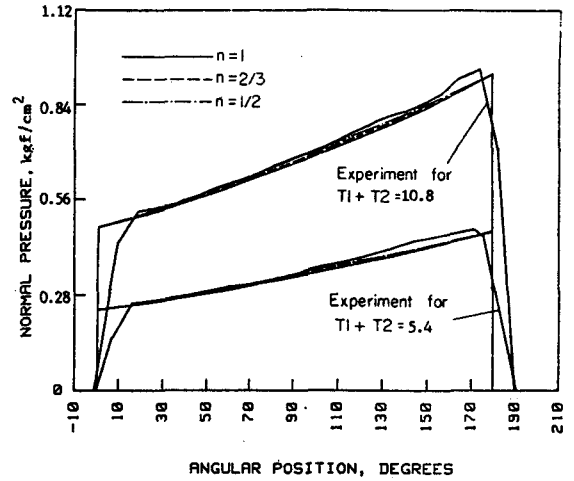


Fig. 8(a) Comparison of theoretical models with experimental results for normal pressure of a cloth backed belt with various total tensions

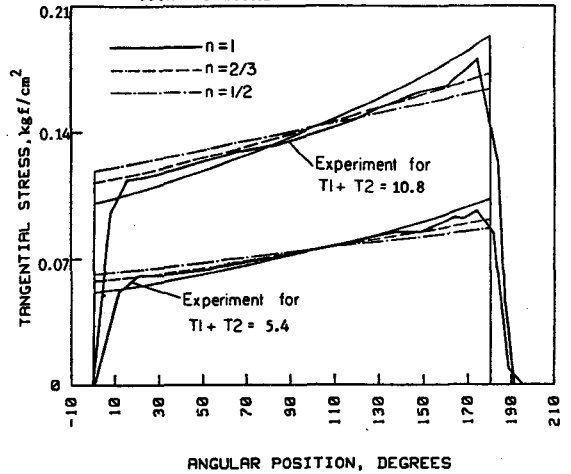


Fig. 8(b) Comparison of theoretical models with experimental results for tangential force of a cloth backed belt with various total tensions

력곡선은 $\tau = \mu\phi$ 이론 곡선으로 나타나고 있다.

Fig. 7(a) 및 7(b)는 면직 벨트에 대한 실험치와 이론치의 비교를 보여준다. 이론치 계산을 위하여 $n=1/2$, $n=2/3$, $n=1$ 의 3가지 표면모델이 선정되어 완전 미끄럼 상태 ($\eta=1$)에서 실험치와 비교되었다. 비교결과 $n=2/3$ 모델이 $n=1/2$, $n=1$ 모델에 비해 실험치와 근사한 표면모델임을 알 수 있다[Fig. 7(b)].

Fig. 8(a), 8(b)는 벨트초장력 $T_1+T_2=5.4\text{kgf/cm}$, $T_1+T_2=10.8\text{kgf/cm}$ 에 대한 실험치와 이론치의 비교

를 보여준다. 각 경우에 대해서 실험치는 Euler 식의 대수곡선 ($n=1$) 보다는 거의 선형적인 분포를 보이고 있음을 알 수 있다. 실험 및 이론결과와 비교에서 $n=2/3$ 가 면적 평벨트의 마찰면에 대한 표면모델로서 가장 적합한 값임을 알 수 있다.

4.2 고무 평벨트의 실험결과

Fig. 4는 트래션 계수 λ 에 대한 α/π 의 변화를 보여준다. $\alpha/\pi=1$, 즉 최대하중시 트래션 계수는 $\lambda_{max}=0.542$ 로 얻어졌다.

Fig. 5, Fig. 6은 벨트 초장력 $T_1+T_2=7.2\text{kgf/cm}$ 에 대한 실험결과를 보여준다. 무부하시 ($\eta=0$), 수직력 곡선은 위로 볼록한 형상을 보인다. Fig. 6의 접선력 곡선은 $\eta=0$ 일때 증가하였다가 감소하고 있음을 알 수 있다. 이같은 접선마찰력의 변화와 이로인한 벨트장력 변화는 “進入進出效果(the effect of running on and running off)”로 알려져 있으며 Chukanov에 의해 처음으로 관측되었다.⁽²⁾ 진입진출효과로 인하여 고무 벨트의 수직력 곡선은 무부하시에도 변하고 볼록한 형상을 가지고 있다(Fig. 5).

Fig. 5에서 토오크 비 η 가 증가할수록 활동각은 증가하지만 진입진출효과로 말미암아 활동각과 비활동각의 경계는 그 구별이 쉽지않다. $\eta=0.7$ 접선력곡선(Fig. 6)은 $r=\mu p$ 로 예측되는 이론치보다 훨씬 작은 값을 보이고 있고 따라서 정마찰에 의한 동력전달이 상당한 부분을 차지하고 있음을 알 수 있다.⁽¹⁾ $\eta=0.85$ 일때 접선력 곡선은 전반부에서 거의 선형적으로 증가하고 후반부에서는 $r=\mu p$ 의 완전 미끄럼 곡선을 따르고 있다. (Fig. 6).

고무 벨트에 대한 실험 및 이론치의 비교가 Fig. 7(a), 7(b)에 나와 있다. $n=1/2, n=2/3, n=1$ 모델의에 $n=0.9$ 표면모델이 실험치와의 보다 정확한 비교를 위하여 추가되었다. 비교결과 실험치는 $n=0.9$ 와 $n=1$ 의 이론 곡선들 사이에 놓여 있음을 알 수 있다. $n=0.9\sim n=1$ 곡선은 대수함수 형상을 보인다. 실험오차 $\pm 5\%$ 를 고려할 때 $n=0.9\sim n=1$ 은 고무벨트 마찰면의 표면모델 상수로서 충분히 정확한 값이라고 볼 수 있다.

벨트 초장력을 증감시켰을 때의 실험 및 이론치를 Fig. 9(a), Fig.9(b)에 비교하였다. $T_1+T_2=5.4\text{kgf/cm}$ 의 초장력에 대해 실험치는 $n=0.9\sim n=1$ 이론 곡선과 잘 일치하고 있다. $T_1+T_2=10.8\text{kgf/cm}$ 의 증가된 벨트 장력에 대해서 접선응력 곡선은 회전각 $0\sim 110^\circ$

사이에서 실험치가 $n=0.9\sim n=1$ 이론 곡선을 잘 따라가고 있으나 110° 부근에서 실험 곡선은 기울기가 급격히 변하고 그 이후의 회전각 $110\sim 180^\circ$ 에서는 거의 일정하게 머물러 있다.

5. 고 찰

진입진출효과는 고무 평벨트에서 뚜렷이 나타났으나 면적 평벨트에서는 볼 수 없었다(Fig. 5, Fig. 6의 $\eta=$

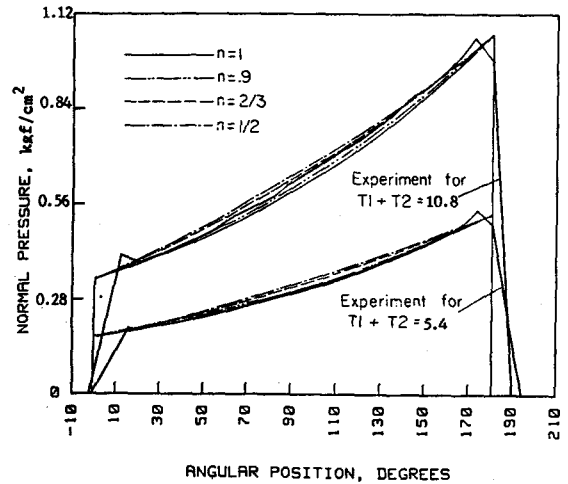


Fig. 9(a) Comparison of theoretical models with experimental results for normal pressure of a rubber backed belt with various total tensions

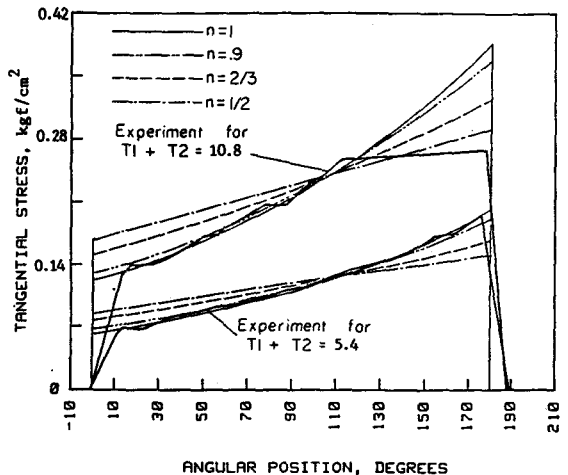


Fig. 9(b) Comparison of theoretical models with experimental results for tangential force of a rubber backed belt with various total tensions

0, $\eta=0.7$ 곡선). 진입진출효과는 벨트와 풀리사이에 작용하는 전단응력에 기인하는데, Gerber는 콘베이어용 고무벨트에 대한 연구에서 전단응력은 긴장축과 이완축의 장력차이, 벨트를 구성하는 각 층의 두께, 각 층의 탄성 및 전단계수 그리고 마찰면의 마찰계수에 의존한다고 밝혔다⁽¹¹⁾. 두꺼운 벨트의 마찰층을 가지고 있는 고무벨트와 달리, 면직 연마벨트에서는 면직층이 벨트의 장력요소점 마찰층 구성을 하고 그 두께는 고무벨트의 고무 마찰층에 비해 훨씬 얇다. 따라서 면직층내의 전단변형은 고무 마찰층의 변형에 비해 아주 작고, 더우기 면직층의 마찰계수가 고무 마찰층의 마찰계수보다 작기 때문에 진입진출효과는 면직 평벨트에서 거의 측정되지 않는 것으로 사료된다.

토크 비 $0 < \eta < 0.85$ 범위에서 면직 및 고무 벨트 모두 완전 미끄럼을 일으키지 않고 동력전달은 상당한 부분이 정마찰에 의해 이루어진다(Fig. 6). 이 현상은 Kim이 제안한 patial stick-slip motion theory로 설명할 수 있다⁽¹²⁾. Kim은 마찰표면을 미세관점에서 수많은 작은 입자들의 배열로 보고 입자의 일부는 정마찰에 의해서 나머지는 동마찰에 의해 전달하중을 전달하며 전달하중이 증가할수록 동마찰의 비율, 즉 미끄럼율이 증가한다고 설명하였다.

실험과 이론치의 비교에서 면직 벨트의 표면모델 상수는 $n=2/3$, 고무벨트에 대해서는 $n=0.9 \sim n=1$ 값이 선택될 수 있다(Fig. 7(b), Fig. 8(b), Fig. 9(b)). 이론적으로 $n=2/3$ 모델은 동질 구형입자들의 배열로 볼 수 있으며, $n=0.9 \sim n=1$ 모델은 동질 폐기형입자들의 배열로 생각할 수 있다. Fig. 3의 벨트 단면사진에서 면직 벨트는 구형 마찰표면을, 고무 벨트는 사다리꼴 폐기형 마찰표면을 가지고 있음을 확인할 수 있다.

마찰계수 μ 는 벨트 표면모델과 식 (5)에서 구할 수 있다. $n=2/3$ 의 면직 벨트에 대해서는 μ 가 $p^{-1/2}$ 에 비례하는데 이것은 현장에서 관측되고 있는, 벨트장력을 증가시켰을 때 마찰계수가 오히려 감소하는 현상을 잘 설명한다. $n=1$ 고무 벨트의 마찰계수 μ 는 상수가 되어 이때 벨트장력 관계식은 전형적인 Euler 식이 된다. 초장력 $T_1 + T_2 = 7.2 \text{ kgf/cm}$ 인 경우 마찰계수를 계산하면 면직 벨트의 마찰계수는 $\mu = 0.198 \sim 0.250$ 으로 변하고 $n=1$ 의 고무 벨트는 $\mu = 0.371$ 의 상수 마찰계수를 갖는다.

Fig. 9(b)에서 고무 벨트의 접선응력 곡선은 초장력 $T_1 + T_2 = 10.8 \text{ kgf/cm}$ 일때, 회전각 110° 부근에서 기울기가 급격히 달라지고 그 이후로는 거의 일정한 값을 보인다. 이 현상은 실제 접촉면적대 외관 접촉면적

의 비 A_s/A 로 설명할 수 있다. 비 A_s/A 는 수직압력 p 가 증가함에 따라 증가하여 $A_s/A = ap^{0.9} \sim ap^{1.0}$ 관계로 변한다. 그러나 회전각 110° 부근에서 압력이 0.7 kgf/cm^2 에 도달했을 때 A_s/A 는 포화되어 최대값 ($A_s/A \leq 1$)을 가지고, 그 이상의 압력에 대하여는 압력이 증가하여도 더 이상 증가하지 않고 최대값에 머무른다. 접선마찰력은 A_s/A 에 직접 비례하기 때문에 회전각 $110^\circ \sim 180^\circ$ 구간에서 압력증가에도 불구하고 더 이상 증가하지 않고 일정한 값을 보인다. 이 현상을 고려할 때 효과적인 동력전달을 위해서는, 고무 벨트의 장력이 수직력 0.7 kgf/cm^2 미만이 되는 범위에서 벨트운전이 행해져야 할 것이다. 면직 벨트에서는 실험범위 $T_1 + T_2 = 5.4 \sim 10.8 \text{ kgf/cm}$ 에서 이같은 현상이 보이지 않았다.

6. 결 론

면직 및 고무 평벨트의 수직력과 접선마찰력을 측정하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 고무 벨트는 진입진출효과를 보이고 있으나 면직 벨트는 이 효과를 거의 갖고 있지 않다.
- (2) 벨트 마찰면의 표면모델 상수로서 $n=2/3$ 가 면직 벨트에, $n=0.9 \sim n=1$ 이 고무 벨트에 적합한 값으로 얻어졌다.
- (3) 면직 벨트의 마찰계수 μ 는 $p^{-1/2}$ 에 비례하고, 고무 벨트에서는 $n=1$ 모델에 대하여 상수 마찰계수를 갖고 $n=0.9$ 에 대하여 μ 는 $p^{-0.1}$ 에 비례한다.
- (4) 고무 벨트에서 실제 접촉면적대 외관 접촉면적의 비 A_s/A 는 수직압력 증가에 따라 증가하여 $p = 0.7 \text{ kg/cm}^2$ 에서 최대값을 갖고 이 이상의 압력에 대해서는 압력이 증가하여도 더 이상 증가하지 않고 일정하게 남아있다. 면직 벨트에 대해서는 실험범위 $T_1 + T_2 = 5.4 \sim 10.8 \text{ kgf/cm}$ 에서 최대값 A_s/A 가 관측되지 않았다.

참 고 문 헌

- (1) Kim, H., Marshek, K.M., and Naji, M., 1987, "Forces Between an Abrasive Belt and Pulley", Int. J. of Mechanism and Machine Theory, Vol.22, pp.97~103.
- (2) Chukanov, V.I., 1966, "Accurate Calculation of a Flexible Belt Drive", Russian Engineering Jour-

- nal, Vol. 46, pp.26~30.
- (3) Firbank, T.C., 1977, "On the Forces Between the Belt and Driving Pulley of a Flat Belt Drive" ASME Design Engr. Tech. Conference, Illinois, 77-DET-161.
- (4) Firbank, T.C., 1972, "Mechanics of the Flat Belt Drive", ASME Mechanisms Conference and International Symposium on Gearing and Transmissions, California, 72-PTG-21.
- (5) Childs, T.H.C., 1980, "The Contact and Friction Between Flat Belts and Pulleys", Int. J. Mech. Sci., Vol. 22, pp.117~126.
- (6) Greenwood, J.A. and Williamson, J.B.P., 1966, "Contact of Nominally Flat Surfaces", *Proc. Roy. Soc.* A295, pp.300~319.
- (7) Archard, J.F., 1957, "Elastic Deformation and the Laws of Friction", *Proc. Roy. Soc.* A243, pp.190~205.
- (8) Bartenev, G.M., 1962, "Rubber Structure and Coefficient of Friction", *Rubber Chem. Technol.*, Vol. 35, pp.371~378.
- (9) Bartenev, G.M., Lavrentjev, v.v. and Konstantinova, N.A., 1971, "The Actual Contact Area and Friction Properties of Elastomers under Frictional Contact with Solid Surfaces", *Wear*, Vol. 18, pp.439~448.
- (10) Gerbert, B.G., 1974, "Adjustable Speed V-Belt Drives-Mechanical Properties and Design", SAE Paper 740747.
- (11) Gerber, P., 1967, "Der Einfluß der Elastischen Zwischenschichten auf die Kraftübertragung zwischen Trommel und Gurtzugelement bei Förderbandanlagen", *VDI Zeitschrift*, Vol. 13, (Ph. D. Thesis).