大韓機械學會論文集 第 12 卷 第 3 號, pp.457~465, 1988.

〈論 文〉

연삭 벨트-풀리간의 내접촉 특성에 대한 연구

김 현 수*

(1988년 1월 18일 접수)

A Study on the Inside Contact Characteristics Between Abrasive Belt and Pulley

Hyun Soo Kim

Key Words : Abrasive Belt(연삭벨트), Inside Contact Characteristics(내접촉특성), Active Arc(활동구간), Inactive Arc(비활동구간), Normal Pressure(수직압력), Belt Tension(벨트장력), Tangential Friction Force(접선마찰력)

Abstract

The inside contact characteristics in abrasive belt drives were investigated analytically and experimentally for (1) driver pulley contact wheel and (2) driven pulley contact wheel. The concentrated contact forces in the grinding zone divided the entire belt-pulley contact are by three distinct areas and the tangential friction forces in the active areas caused the normal forces to change, which resulted in the different belt force distribution compared with those of the ordinary flat belt drives. The experimental results for the normal pressure (belt tension) distribution were in good agreement with the theoretical results.

기 호 설 명

a : 연삭구간의 반접촉 길이, cm

$\tilde{a},B,n$: 상수

F : 벨트와 시편사이의 마찰외력, kgf/cm

N : 연삭력, kgf/cm²

$P,P_0,P_1,P_2,P_3,P_4,P_5$: 각 변위 $\theta,\theta_0,\theta_1,\theta_2,\theta_3,\theta_4,\theta_5$에서 벨트와 풀리사이의 평균 수직압력, kgf/cm²

T : 각변위 θ에서 벨트장력, kgf/cm

T_0,T_1,T_2 : 벨트 초기장력, 긴장측장력, 이완측장력, kgf/cm

1. 서 론

벨트 연삭에서 마찰접촉은 (1)연삭입자와 가공물 사이의 외접촉과 (2)벨트와 풀리사이의 내접촉이 동시에 일어난다. 외접촉은 벨트에 집중하중으로서 작용하여 연삭벨트 구동을 일반 평벨트 동력전달구동과 완전히 다르게 만든다.

벨트 연삭에 관한 기존연구들[1~5]은 모두 집중하중이 작용하는 외접촉 구간에 국한되었고, 집중하중시 벨트—풀리간의 내접촉 특성에 대해서는 보고된 연구가 거의 없다. 연삭성능 개선 및 벨트수명 향상을 위해서는 외접촉뿐만 아니라 내접촉 특성에 관한 연구가 시급한 실정이다.

Nakashima[1] 등은 연삭벨트 구동에서 벨트장력을 측정하여 벨트장력과 연삭깊이와의 관계식을 구하였으나 실험치는 집중하중이 작용하지 않는 경우의 결과를 사용하였다. Namba[2,3] 등은 광탄성 기법을 이용하여 집중하중 구간의 압력 분포를 구하고 압력분포가 Hertz 접촉과는 달리 포물선 형상임을 보였다. Tanaka[4,5] 역시 광탄성 기법으로 집중하중점에서 벨트와 풀리의 유효 탄성계수를 구하였다.

*정회원, 성균관대학교 공과대학 기계공학과

본 연구는 벨트 연삭시 즉 집중하중을 받는 평벨트 구동에서 벨트와 풀리사이의 내접촉 특성을 구하고자 하였다. 준 정적평형(quasi-static equilibrium) 상태에서 벨트구동계의 이론적 해석을 하여 집중하중점을 포함한 벨트-풀리 전접촉구간에서 벨트장력분포를 구하고 이 결과를 실험치와 비교하였다. 본 연구에서는 집중하중점 보다는, 집중하중의 벨트-풀리 전접촉구간에 대한 영향을 밝히는데 주안점을 두었다.

2. 이 론

2.1 구동풀리 연삭

집중하중시 벨트-풀리 접촉구간은 Fig. 1에 도시된 것처럼 3 영역으로 이루어져 있다 ;

(1) 입구-집중하중점의 영역 1

(2) 집중하중구간인 영역 2

(3) 집중하중점-출구의 영역 3

Fig. 2는 구동풀리 연삭시 벨트의 자유물체도를 보여준다. 이때 종동풀리는 아이들(idle) 상태이므로 벨트장력은 $T_1 = T_2 = T_0$가 된다. 구동풀리의 벨트장력분포가 집중하중점을 제외하고는 일반 평벨트 구동과 같다고 생각하면 영역 1과 영역 3은 각각 비활동 및 활동구간으로 나뉘어진다. 비활동구간에서는 벨트와 풀리사이에 정적 마찰력이 작용하고 벨트의 상대운동이 없다. 활동영역에서는 벨트와 풀리 사이에 상대운동으로 인한 미끄름이 작용하고 이때 동적 마찰력에 의해서 벨트의 장력변화가 생긴다[6,7].

Fig. 2의 준 정적평형상태에서 다음 식이 얻어진다.

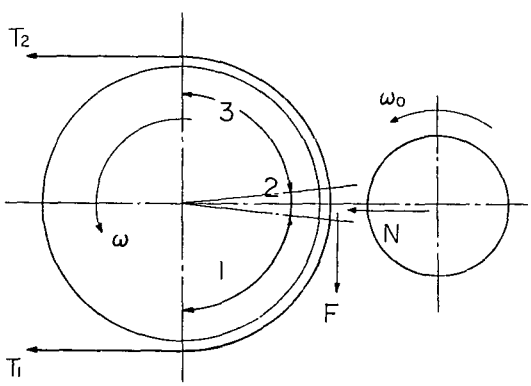

Fig. 1 Schematic drawing of abrasive belt grinding system

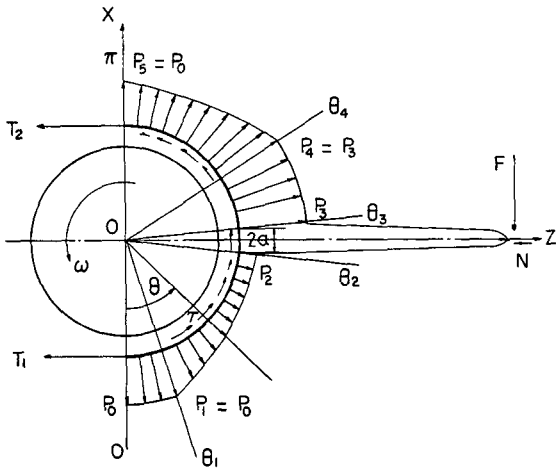

Fig. 2 Diagram of abrasive belt for a driver pulley contact wheel

$$-2T_0 - N + \int_0^{\pi} P\sin\theta R d\theta + \int_0^{\pi} \tau\cos\theta R d\theta = 0 \tag{1}$$

$$-F - \int_0^{\pi} P\cos\theta R d\theta + \int_0^{\pi} \tau\sin\theta R\theta = 0 \tag{2}$$

$$-FR + + R\int_0^{\pi} \tau R d\theta = 0 \tag{3}$$

여기서 T_0, N, F는 각각 벨트 단위폭(unit width)당 작용하는 초기벨트 장력, 연삭력 그리고 마찰외력이다. 위 식에서 원심력 효과는 무시되었다. 실제 연삭벨트 구동은 고속에서 이루어지지만 평벨트 구동의 원심력 효과는 이미 잘 알려져 있기 때문에[8,9], 본 연구에서는 보다 간단한 실험과 실험치와의 정확한 비교를 위하여 원심력항을 제외하였다.

집중하중구간의 압력분포 $P(x)$는 벨트장력에 의한 압력 $P_b(x)$와 연삭력 즉 집중하중에 의한 압력 $P_c(x)$의 합으로 표시할 수 있다. 집중하중구간 $2a$는 아주 작으므로 이 구간에서 벨트장력에 의한 압력변화는 선형적이라고 가정한다.

$$P_b(x) = \frac{P_3 - P_2}{2a}x + \frac{P_2 + P_3}{2} \tag{4}$$

집중하중에 의한 압력분포 $P_c(x)$는 Namba[2,3]의 결과를 이용하면 다음과 같은 포물선 형태로 표시할 수 있다.

$$P_c(x) = P_{max}\left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right) \tag{5}$$

여기서 P_{max}은 집중하중 구간의 최대압력이다. P_{max}과 a는 각각 Namba의 식에서 구할 수 있다[2,3].

식 (4)와 (5)에서 집중하중 구간의 압력분포는 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$P(x)=P_b(x)+P_c(x)+\frac{P_3-P_2}{2a}x$$
$$=\frac{P_2+P_3}{2}+P_{max}\left(1-\frac{x^2}{a^2}\right) \quad (6)$$

전 연구[6,7]에서 외관 마찰력 τ는 실제 접촉면적대 외관 접촉면적과의 비 A_a/A로서 $\tau=c(A_a/A)$와 같이 얻어졌다. $A_a/A=\tilde{a}p^n$이며 여기서 c는 실제 전단응력, $\tilde{a}$와 n는 각각 상수이다. 이와같은 관계식을 이용하면 벨트와 풀리사이의 수직압력과 마찰계수는 다음식으로 표시된다[6,7].

$$P=[P_0^{1-n}-(1-n)B(\theta-\theta_0)]^{1/1-n}$$
구동풀리 (7)

$$P=[P_o^{1-n}-(1-n)B(\theta-\theta_0)]^{1/1-n}$$
종동풀리 (8)

$$\mu=Bp^{n-1} \quad (9)$$

전 연구[1]에서 연삭벨트의 마찰면인 면직평벨트에 대해 상수 $B(B=C\tilde{a})$와 n은 각각 $B=0.398$, $n=2/3$로 얻어졌다.

식 (7)과 (9)를 식 (1)에 대입하면,

$$-2T_0-N+\int_0^{\theta_1}P_0\sin\theta Rd\theta+\int_{\theta_1}^{\theta_2}[P_0^{1-n}$$
$$-(1-n)B(\theta-\theta_1)]^{1/1-n}\sin\theta Rd\theta$$
$$+\int_{-a}^{a}P(x)\,dx+\int_{\theta_3}^{\theta_4}[P_0^{1-n}$$
$$-(1-n)B(\theta_4-\pi)]^{1/1-n}\sin\theta Rd\theta+\int_{\theta_4}^{\pi}[P_0^{1-n}$$
$$-(1-n)B(\theta-\pi)]^{1/1-n}\sin\theta Rd\theta$$
$$+\int_{\theta_1}^{\theta_2}B[P_0^{1-n}-(1-n)B(\theta-\theta_1)]^{n/1-n}\cos$$
$$\times\theta Rd\theta+\int_{\theta_4}^{\pi}B[P_0^{1-n}-(1-n)B(\theta_4$$
$$-\pi)]^{n/1-n}\cos\theta Rd\theta \quad (10)$$

집중하중 구간에서 연삭력 N은, $N=\int_{-a}^{a}P_c(x)\,dx$로 표시할 수 있으므로 식 (10)은 다음과 같이 된다.

$$-2T_0+\int_0^{\theta_1}P_0\sin\theta Rd\theta+\int_{01}^{\theta_2}[f_1(\theta)\sin\theta$$
$$+Bf_1(\theta)^n\cos\theta]Rd\theta+\int_{-a}^{a}P_b(x)\,dx$$
$$+\int_{\theta_3}^{\theta_4}P_{3D}\sin\theta Rd\theta+\int_{\theta_4}^{\pi}[f_2(\theta)\sin\theta$$
$$+Bf_2(\theta)^n\cos\theta]Rd\theta=0 \quad (11)$$

여기서 $f_1(\theta)=[P_0^{1-n}-(1-n)B(\theta-\theta_1)]^{1/1-n}$

$P_{3D}=[P_0^{1-n}-(1-n)B(\theta_4-\pi)]^{1/1-n}$

$f_2(\theta)=[P_0^{1-n}-(1-n)B(\theta-\pi)]^{1/1-n}$

식 (2)와 (3)도 동일한 유도과정을 거치면,

$$-F-\int_0^{\theta_1}P_0\cos\theta Rd\theta-\int_{\theta_1}^{\theta_2}[f_1(\theta)\cos\theta$$
$$-Bf_1(\theta)^n\sin\theta]Rd\theta+\int_{-a}^{a}\tau(x)\,dx$$
$$-\int_{\theta_3}^{\theta_4}P_{3D}\cos\theta Rd\theta-\int_{\theta_4}^{\pi}[f_2(\theta)\cos\theta$$
$$-Bf_2(\theta)^n\sin\theta]Rd\theta=0 \quad (12)$$

$$-F+\int_{01}^{\theta_2}Bf_1(\theta)^nRd\theta+\int_{-a}^{a}\tau(x)\,dx$$
$$+\int_{\theta_4}^{\pi}Bf_2(\theta)^nRd\theta=0 \quad (13)$$

여기서 $\tau(x)=\mu p(x)$.

집중하중 N과 이로인한 미찰외력 F에 대하여 식 (11), (12), (13)은 수치해석 방법으로 풀 수 있으며 미지수 θ_1, θ_4가 결정되면 접촉영역 1,2,3에서 벨트 장력분포를 구할 수 있다.

2.2 종동풀리 연삭

Fig. 3은 종동풀리 연삭시 벨트의 자유물체도이다. 평형조건에서 마찰외력 F는 벨트 긴장측 장력과 이완측 장력과의 차 $F=T_1-T_2$로 표시되며 평형상태에서 다음식이 얻어진다.

$$-T_1-T_2-N+\int_0^{\pi}P\sin\theta Rd\theta$$
$$+\int_0^{\pi}\tau\cos\theta Rd\theta=0 \quad (14)$$

$$-F-\int_0^{\pi}P\cos\theta Rd\theta+\int_0^{\pi}\tau\sin\theta Rd\theta=0 \quad (15)$$

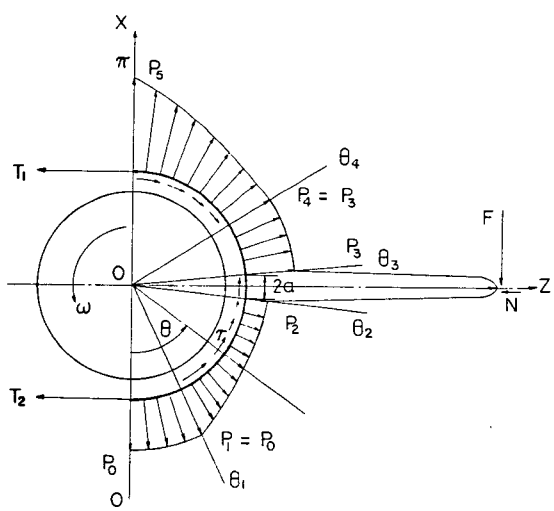

Fig. 3 Diagram of abrasive belt for a driven pulley contact wheel

$$(T_1-T_2)R-FR+R\int_0^{\pi}\tau Rd\theta=0 \qquad (16)$$

식 (8), (9)를 식 (14), (15), (16)에 대입하면,

$$-T_1-T_2+\int_0^{\theta 1}P_0\sin\theta Rd\theta$$
$$+\int_{\theta 1}^{\theta 2}[f_1(\theta)\sin\theta+Bf_1(\theta)\cos\theta]Rd\theta$$
$$+\int_{-a}^{a}P_b(x)\,dx+\int_{\theta 3}^{\theta 4}P_{3V}\sin\theta Rd\theta+\int_{\theta 4}^{\pi}$$
$$\times[f_3(\theta)\sin\theta+Bf_3(\theta)^n\cos\theta]Rd\theta=0 \qquad (17)$$

여기서 $P_{3V}=[P_5^{1-n}+(1-n)B(\theta_4-\pi)]^{1/1-n}$

$$f_3(\theta)=[P_5^{1-n}+B(\theta-\pi)]^{1/1-n}$$
$$-F-\int_0^{\theta 1}P_0\cos\theta Rd\theta-\int_{\theta 1}^{\theta 2}[f_1(\theta)\cos\theta$$
$$-Bf_1(\theta)^n\sin\theta]Rd\theta+\int_{-a}^{a}\tau(x)\,dx$$
$$-\int_{\theta 3}^{\theta 4}P_{3V}\cos\theta Rd\theta-\int_{\theta 4}^{\pi}[f_3(\theta)\cos\theta$$
$$+Bf_3(\theta)^n\sin\theta]Rd\theta=0 \qquad (18)$$
$$\int_{\theta 1}^{\theta 2}Bf_1(\theta)^nRd\theta+\int_{-a}^{a}\tau(x)\,dx$$
$$-\int_{\theta 4}^{\pi}Bf_3(\theta)^nRd\theta=0 \qquad (19)$$

식(17), (18), (19)를 미지수 θ_1, θ_4에 대하여 수치해석방법으로 풀면 접촉영역 1,2,3의 벨트장력분포를 얻을 수 있다.

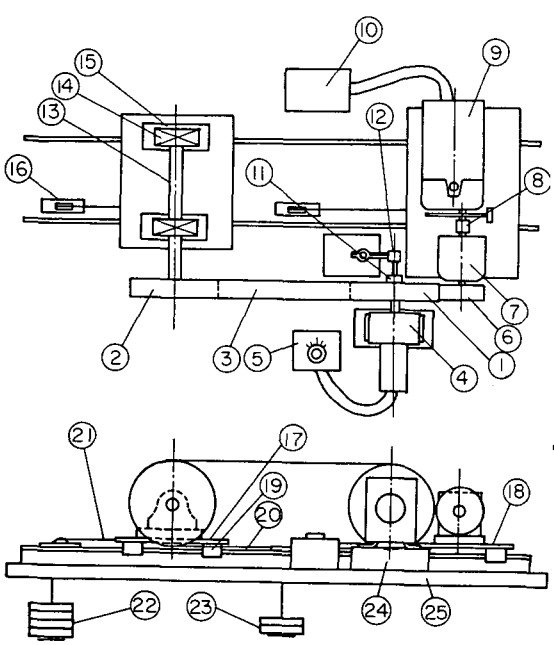

Fig. 4 Assembly drawing of experimental apparatus

3. 실 험

Fig. 4는 실험장치 조립도이다. 실험장치에 사용된 부품의 규격 및 치수는 Table 1에 열거되어 있다. 접촉풀리(1)는 변속 *D.C* 모터(4)에 의해 구동되며 모터의 속도는 제어반(5)로 조정된다. 구동풀리의 동력은 벨트(3)를 통해 구동풀리와 같은 직경의 종동풀리(2)로 전달되며 종동풀리는 미끄름 평판(17)에 고정되어 선형 베어링(19)에 의해 레일(20) 위를 움직인다.

벨트연삭 시편으로서는 직경 100mm의 디스크형 시편이 사용되었으며 시편은 변속 *A.C* 모터(9)에 의해 회전된다. 시편과 *A.C* 모터사이에는 토오크 검출장치(7)가 설치되어 시편과 벨트사이의 마찰외력에 의한 토오크를 측정한다. 시편, 토오크 검출장치, *A.C* 모터는 미끄름평판(18)위에 함께 조립되어 레일위를 움직일 수 있다.

Table 1 Parts list for the abrasive belt grinding test machine

1. Instumented contact wheel
2. Idler pulley
3. Abrasive belt-40mm width, 1520mm length, Alumina-Zirconia
4. Variable speed D.C motor
5. Speed controller
6. Workpiece-100mm dia., 32mm thick steel
7. Torque sensor
8. Coupling-elastic jaw type
9. Variable speed A.C motor
10. Transformer
11. Slip rings
12. Potentiometer
13. 25mm dia. steel shaft
14. Pillow block
15. Adjusting block
16. Roller
17. Carriage plate
18. Carriage plate
19. 16mm dia Stainless steel rail
20. Cord
21. Weight (initial tension)
22. Weight (grinding normal force)
23. Adjusting block
24. Table

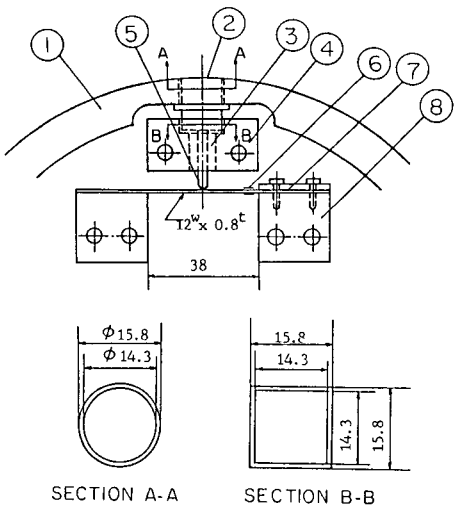

Fig. 5 Normal force transducer

벨트 초장력은 추(22)에 의해 가해지며 연삭벨트의 집중하중(연삭력)도 추(23)로써 조정된다. 추의 무게를 가감함으로써 다양한 초장력과 집중하중을 얻을 수 있다.

Fig. 5에 접촉풀리에 조립된 수직력 트랜스듀서가 도시되어 있다. 수직력 트랜스듀서는 영역 2의 집중하중에 견디면서 영역 1,3의 벨트장력분포를 측정할 수 있도록 특별히 설계되었다. 트랜스듀서의 상단(2)은 접촉풀리와 같은 곡율반경을 갖도록 가공되었으며 하단은 고정블록(4)의 정방형 홈에 끼워져 회전을 막고 같은 곡율반경을 유지할 수 있도록 되어있다. 트랜스듀서 하단에는 직경 3mm의 스테인레스 봉이 연결되어 선형 보올 부싱안에서 미끄럼 운동을 하고 봉의 끝은 스프링용 강판에 지지되어 있다. 따라서 벨트와 풀리사이의 수직력 성분만이 스프링 강판에 전달되고 판에 부착된 스트레인게이지에 의해 측정된다. 스트레인게이지의 출력은 슬립링(slip ring)을 거쳐 자료획득장치로 보내지며 포텐시오메터의 회전각과 함께 기록, 도시된다.

연삭실험은 벨트 초장력 7.2kgf/cm, 회전속도 10rpm에서 행하여졌으며 이와같은 저속에서는 원심력 효과를 무시할 수 있다. 연삭 시편은 접촉풀리의 회전방향과 반대방향으로 400rpm 회전을 하여 균일한 연삭이 이루어 지도록 하였다. 실험은 집중하중을 변화시키면서 (1) 구동풀리 연삭과 (2) 종동풀리 연삭의 2 가지 경우에 대하여 행해졌다.

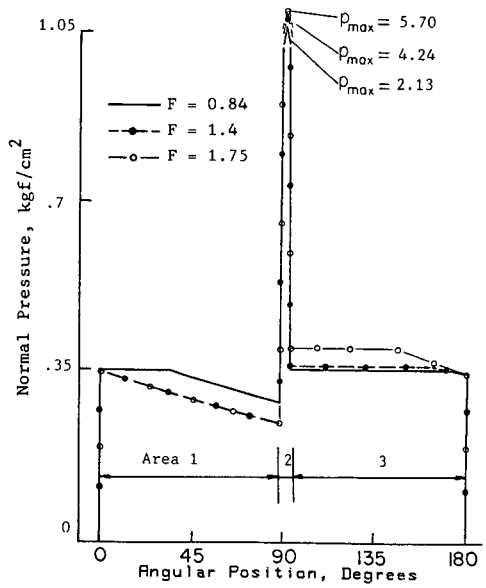

Fig. 6 Theoretical normal pressure versus angular position for driver pulley contact wheel

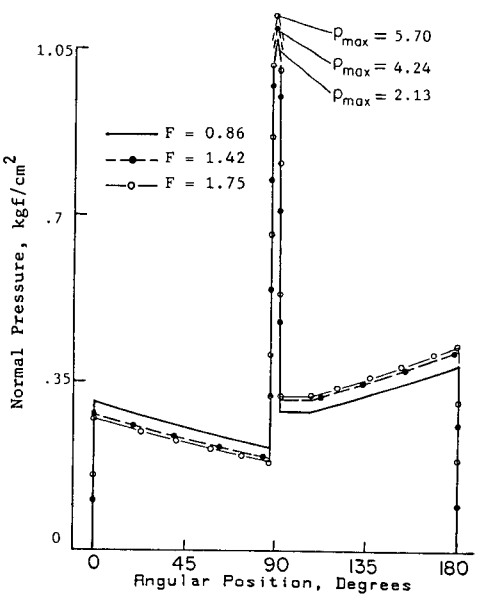

Fig. 7 Theoretical normal pressure versus angular position for driven pulley contact wheel

4. 결 과

Fig. 6은 구동풀리 연삭시 벨트와 풀리사이의 수직압력 즉 벨트장력 분포에 대한 이론결과이다. 실

험에 사용된 F=0.84, 1.4, 1.75 kgf/cm의 3가지 마찰외력이 컴퓨터 시뮤레이션 입력으로 사용되었다.

영역 1(입구에서 집중하중점)의 수직압력은 F=0.84 kgf/cm 경우, 회전각 0~40°에서 일정하고 이후 감소한다. 영역 2(집중하중 구간)에서 수직압력 곡선은 집중하중에 의해 급격한 상승을 보이고 영역3(집중하중점에서 출구)에서는 마지막 4°를 제외하고 일정하게 머물러 있다.

Fig. 7은 종동풀리 연삭시 수직압력 분포에 대한 이론 결과이다. F=0.86, 1.42, 1.75kgf/cm의 3가지 외력이 수치해석 입력으로 사용되었다. 수직압력 곡선은 3경우의 외력에 대해 모두 영역 1에서 감소하고 영역 3에서 증가하고 있다. 마찰 외력 즉 부하 토오크가 증가함에 따라 수직압력은 입구에서 감소하고 출구에서 증가하지만 집중하중 부근의 일부 영역을 제외하고는 전접촉영역이 모두 활동각이 되어 압력 변화를 보인다.

Fig. 8은 구동풀리 연삭에 대한 실험결과이다. F=0.84kgf/cm일 때 영역 1은 (1) 비활동과 (2) 활동 1 구간으로 나뉘어 진다. 수직압력 곡선은 비활동구간에서 거의 일정하고 활동구간에서 감소하고 있다. 집중하중 구간인 영역 2를 지나면서 수직압력은 진행방향으로 증가한다. 영역 3에서 실험치는 일정한 값을 보이고 회전각 165~180°구간에서 감소한다.

F=1.42kgf/cm²로 부하 토오크가 증가하면 영역 1은 모두 활동각이 되어 수직압력이 감소하고 영역 3의 활동각은 벨트진행 반대방향으로 증가한다. F=1.75kgf/cm일 때 영역 1,3에서 실험곡선은 요동현상(fluctuation)을 보인다. 이 요동은 벨

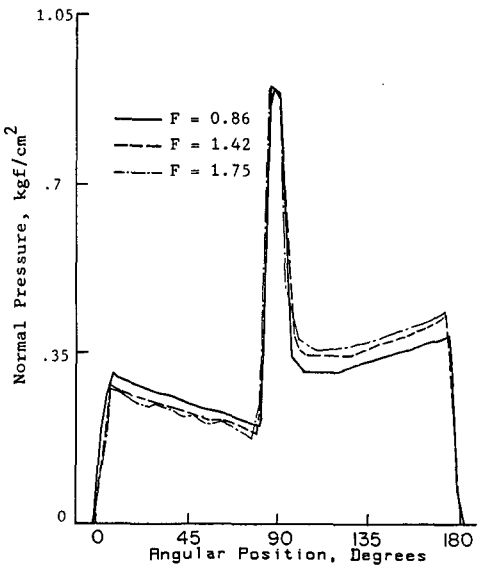

Fig. 9 Experimental normal pressure versus angular position for driven pulley contact wheel

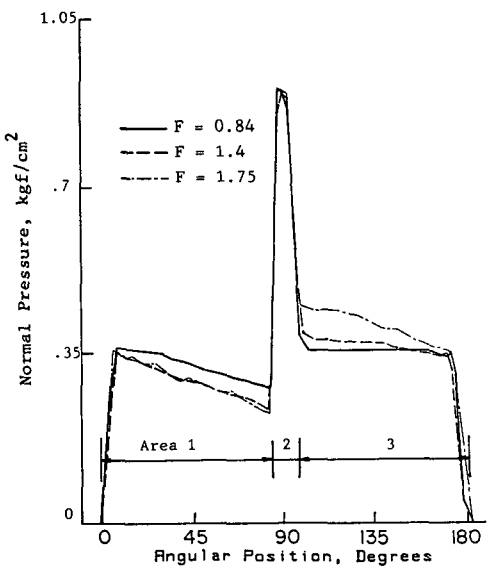

Fig. 8 Experimental normal pressure versus angular position for driver pulley contact wheel

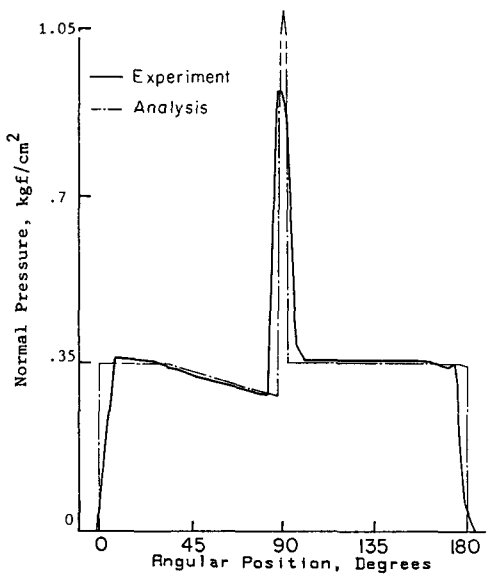

Fig. 10 Normal pressure versus angular position for driver pulley contact wheel with F=0.84kgf/cm

트와 연삭 시편사이의 stick-slip운동에 의한 것이며 마찰외력이 $F=1.75$kgf/cm보다 커질 때, 요동현상은 더욱 격심해져서 원활한 연삭실험이 어려웠다. 따라서 실험은 이 범위로 제한되었다.

Fig. 9는 종동풀리 연삭시 수직압력 분포에 대한 실험결과이다. Fig. 9에서 볼 수 있듯이 영역 1은 부하 토오크의 크기에 관계없이 모두 전구간이 활동각이 되어 수직압력이 변화하고 있다. 영역 3 역시 집중하중 근처의 작은 구간을 제외하고는 전구간이 활동각이 된다. 수직압력은 영역 1에서 감소하고 영역 3에서 증가한다.

Fig. 10, Fig. 11에 구동풀리 연삭시 수직압력 분포에 대한 이론치와 실험치의 비교가 도시되어 있다.

Fig. 12, Fig. 13은 종동풀리 연삭시 수직압력 분포에 대한 이론치와 실험치의 비교이다.

5. 고 찰

집중하중시 벨트와 풀리사이의 벨트 장력분포에 대한 실험결과는 이론치와 잘 일치한다(Fig. 10, 11, 12, 13).

구동풀리 연삭의 경우 영역 1과 영역 3은 각각 비활동 및 활동의 2 구간으로 나뉘어지고 활동구간에서 수직압력은 마찰외력 F와 반대방향으로 작용하는 접선 마찰력으로 인하여 감소한다. 외력 F(부하 토오크)가 커지면 영역 1의 전구간이 먼저 활동각이 되고 이어 영역 3의 활동구간이 증가한다(Fig. 2, 6, 8). 연삭구간에서 벨트장력은 P_2에서 P_3로 증가하는데 이와같은 벨트장력 증가는 연삭

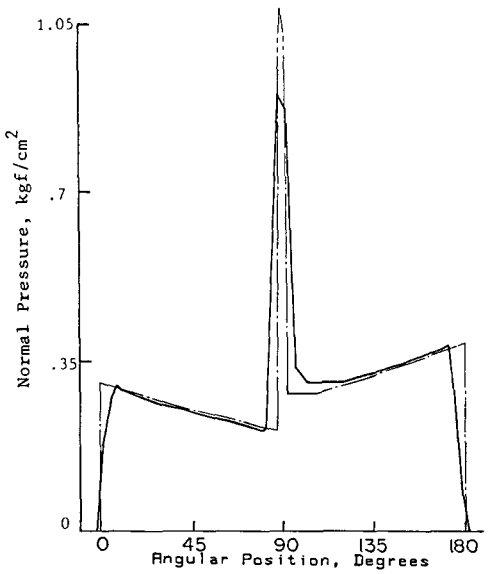

Fig. 12 Normal pressure versus angular position for driven pulley contact wheel with $F=0.86$kgf/cm

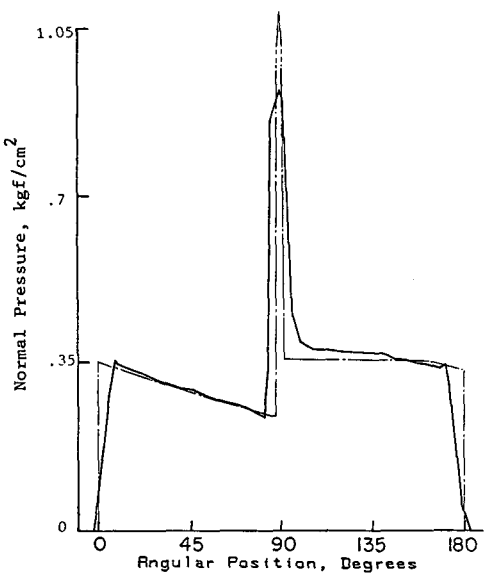

Fig. 11 Normal pressure versus angular position for driver pulley contact wheel with $F=1.75$kgf/cm

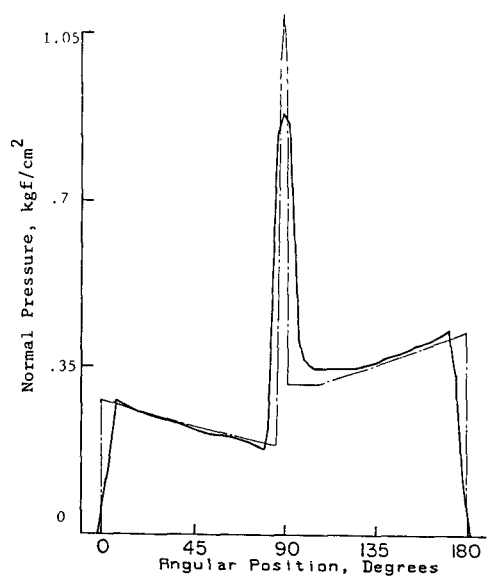

Fig. 13 Normal pressure versus angular position for driven pulley contact wheel with $F=1.75$kgf/cm

구간에 작용하는 집중하중 N에 의한 마찰외력 F에 의한 것이다.

종동풀리 연삭시 벨트와 풀리의 전접촉구간은 집중하중 부근의 일부 영역을 제외하고는 항상 활동각이 됨을 알 수 있다. 활동구간에는 접선 마찰력이 작용하는데 영역 1과 영역 3의 접선 마찰력은 서로 반대 방향으로 작용하여 수직압력은 영역 1에서 감소하고 영역 3에서 증가한다. 이론적으로 영역 1과 영역 2의 접선 마찰력의 합은 영역 3의 마찰력과 크기가 같고 방향은 서로 반대여야 한다 (Fig. 3, 7, 10).

구동 및 종동풀리 연삭에서 이론결과는 실험치와 잘 일치하고 있지만, 영역 3의 집중하중 근방에서 실험치는 이론치보다 약간 높은 값을 보이고 있다. 실험치와 이론치의 차이는 마찰 외력 F가 증가할수록 더 커짐을 알 수 있는데(Fig. 10, 11, 12, 13), 이 차이는 마찰외력 F에 의한 추가 크리이프(extra creep)에 의한 것이다.

집중하중 근방의 벨트 요소에 작용하는 힘을 생각해 보면, 마찰외력 F는 영역 3의 집중하중 부근 벨트 요소에 대하여 벨트 장력외에 추가 인장력을 가하고 영역 1의 집중하중 부근 벨트요소에는 압축력을 가하는 역할을 한다. 영역 3의 벨트 요소에 가해진 추가 인장력은 추가 크리이프를 일으키고, 벨트와 풀리사이에는 추가 크리이프에 의한 새로운 접선 마찰력이 생긴다. 이 마찰력은 수직압력을 증가시키고 따라서 영역 3의 집중하중 부근의 실험곡선은 이론곡선보다 높은 값을 보인다. 추가 크리이프의 크기는 마찰외력 F에 비례하기 때문에 F가 증가할 수록 실험치와 이론치의 차이는 증가한다.

영역 1의 집중하중 근방 벨트 요소에 작용하는 압축력에 의한 효과는 인장력 효과에 비해 뚜렷하지 않다. 이것은 실(cord)를 당기면 인장력이 작용하지만 압축하면 압축력이 작용하는 대신 실이 느슨해 지는 간단한 실험으로 그 이유를 설명할 수 있다. Fig. 12, 13에서 영역 1의 집중하중 근방에서 실험곡선은 압축력효과로 인하여 이론치보다 약간 작은 값을 보이지만 그 차이는 인장력 효과만큼 크지 않다(Fig. 10, 11, 12, 13).

6. 결 론

벨트 연삭시 즉 집중하중을 받는 평벨트 구동에서 벨트와 풀리간의 내접촉 특성을 밝히기 위하여 (i) 구동풀리 연삭과 (ii) 종동풀리 연삭의 2 경우에 대한 이론 및 실험 연구결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 구동풀리 연삭시 영역 1과 영역 3은 각각 (i) 비활동 및 (ii) 활동구간으로 나뉘어 진다. 부하 토오크가 증가함에 따라 영역 1이 먼저 활동구간이 되고 영역 3의 활동구간은 벨트진행 반대방향으로 증가한다. 벨트와 풀리사이의 접선 마찰력은 활동구간에서 수직압력을 감소시킨다.

(2) 종동풀리 연삭시 벨트와 풀리사이의 전접촉 영역은 영역 3의 집중하중 근방의 일부 구간을 제외하고는 모두 활동구간이 된다. 영역 1과 영역 3의 접선 마찰력은 서로 반대방향으로 작용하여 수직압력은 영역 1에서 감소하고 영역 3에서 증가한다.

(3) 구동 및 종동풀리 연삭시 벨트장력은 연삭구간을 지나는 동안 벨트 진행방향으로 증가한다.

(4) 집중하중에 의한 마찰외력 F는 집중하중 근방의 벨트 요소에 추가 크리이프를 일으키고 이것은 접선 마찰력을 변화시켜 수직압력은 영역 3에서 증가하고 영역 1에서 감소한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단의 1987년도 전반기 기초연구비지원에 의해 수행되었기에 관계자 여러분께 감사를 드린다.

참 고 문 헌

(1) Nakashima, M., Ido, M., 1973, "A Method for Measuring Changes in Grinding Belt Tension and Examples of Its Application, Dynamic Belt Tension Measurment by Strain Gauges on Belt", J. Japan Soc. Prec. Engr., Vol. 39, pp.563~568.

(2) Namba, Y., Tsuwa, H., 1970, "Contact Stress Analysis in Belt Grinding," Tech. Repts. Osaka Univ., Vol. 20, p.249.

(3) Namba, Y., Tsuwa, H., 1970, "Stress Distribution on the Interface Between Abrasive Belt and Workpiece," J. Japan Soc. Prec. Enger., Vol. 36, pp.22~27.

(4) Tanaka, Y., Kitajima, K., 1974, "Elastic Behavior of Contact Wheel in Belt Grinding," Ann. CIRP, Vol. 23, pp.99~100.

(5) Tanaka, Y., Kitajima, K., 1974, "On the Elastic

Behavior of Contact Wheel," J. Japan Soc. Prec. Engr., Vol. 40, pp.24~29.

(6) Kim, H., Marshek, K.M., Naji, M. 1987, "Forces Between an Abrasive Belt and Pulley," Mechanism and Machine Theory, Vol. 22, pp.97~103.

(7) 김현수, 1987, "동력전달용 평벨트의 표면모델과 수직력 및 접선력에 대한 연구," 대한기계학회논문집, 제11권, 제 5 호, pp.772~780.

(8) Kim, H., Marshek, K.M., 1987, "The Effect of Belt Velocity on Flat Belt Drive Behavior," Mechanism and Machine Theory, Vol. 22, pp.523~527.

(9) Virabov, R.V., 1966, "Effect of Centrifugal Forces on Behavior of Belt Drives," J. Russian Engineering, Vol. 46, pp.22~26.