

<論 文>

# V-벨트 CVT의 축력해석(Ⅱ)

—실험적 연구—

김 광 원\* · 김 현 수\*\*

(1989년 5월 9일 접수)

## Axial Force of a V-Belt CVT

—Experimental Study—

Kwang Won Kim and Hyunsoo Kim

**Key Words :** CVT(무단변속장치), Axial Force(축력), Speed Ratio(변속비), Torque Load(부하토크), Impending Slip Region(미끄럼 영역),

### Abstract

Axial force of a V-belt CVT is investigated experimentally. The experimental results on speed ratio-torque-axial force show good agreement with the theoretical results that were obtained in the previous work. It is also found that torque capacity of the V-belt CVT increases as the axial force and the speed ratio increase. Impending slip which occurs at the maximum torque is determined via experiments for various speed ratios. Based on the impending slip region, and the theoretical curves for the speed ratio-torque-axial force relationship, an actual operating criteria for the V-belt CVT is obtained. It is suggested to use the actual operating criteria with the theoretical equations as a basic design formula for the V-belt CVT.

### 1. 서 론

V-벨트 CVT(Continuously Variable Transmission)의 무단변속기능은 구동 및 종동풀리에서 벨트의 회전반경을 연속적으로 변화시킴으로써 얻어진다. Fig. 1은 V-벨트 CVT의 변속원리를 보여준다. 고정풀리와 이동풀리 사이의 간격을 조절함으로써 벨트의 회전반경을 변화시켜 연속적인 변속비를 얻을 수 있다. 이동풀리의 간격 조정은 풀리에 가해지는 축력에 의해 이루어진다. 한편, 벨트의 동력전달은 V-벨트와 풀리 사이의 마찰에 의하여 이루어지며 적절한 마찰을 유지하기 위하여

는 역시 풀리에 가해지는 축력을 제어하여야만 한다. 따라서 주어진 변속비와 부하토크에 해당하는 적절한 축력의 제어는 V-벨트 CVT의 핵심이라 할 수 있다.

전 연구<sup>(1)</sup>에서는 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 대한 관계식을 구하고 Worley<sup>(2)</sup>, Oliver<sup>(3)</sup> 및 Gerbert<sup>(4)</sup>의 이론식과 비교하였다. 비교결과 전 연구에서 얻어진 이론식은 식이 간단하여 대수적으로 쉽게 풀 수 있고 Gerbert의 수치해석에 의한 완전해와 거의 일치하고 있음을 알 수 있었다.

본 연구에서는 V-벨트 CVT의 핵심인 변속비-부하토크-축력에 대한 이론적 연구에 이어 실험적 연구를 통하여 전 연구에서 구한 이론식과 비교 검토하고 V-벨트 CVT의 기초 설계자료를 얻고자

\* 성균관대학교 대학원

\*\* 정희원, 성균관대학교 공과대학 기계공학과

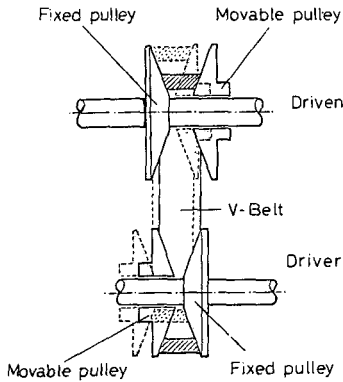


Fig. 1 Principle of a V-belt CVT

한다.

2. 변속비-부하토크-축력 관계식

2.1 구동풀리 축력

전 연구<sup>(1)</sup>에서 구동풀리 벨트는 벨트와 풀리 전 접촉각에서 자립작용(self-locking)을 일으키고 벨트장력은 긴장측 장력  $T_1$ 으로 일정하다는 가정하에 구동풀리 축력  $F_R$ 을 다음과 같이 구하였다.

$$F_R = \frac{T_1}{2} \theta \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (1)$$

여기서  $\mu$  = 벨트와 풀리 사이의 마찰계수

$\alpha$  = 풀리 V-홈각

$\theta$  = 벨트와 풀리의 접촉각

벨트와 풀리의 접촉각  $\theta$ 는 변속비에 의존하고, 부하토크는 긴장측 장력  $T_1$ 과 이완측 장력  $T_2$ 의 차이에 비례하므로 식 (1)은 구동풀리의 변속비-부하토크-축력 관계를 나타낸다.

2.2 종동풀리 축력

종동풀리 축력  $F_N$ 은 벨트와 풀리사이의 접촉각을 비활동구간(inactive area) 및 활동구간(active area)으로 구분하여 구하였다. 비활동구간에서는 벨트장력 변화가 없고 풀리 반경방향 마찰력만 존재하며 활동구간에서는 벨트의 반경 및 접선방향 운동에 의한 마찰력으로 벨트장력이 변한다는 가정하에 종동풀리 축력식을 다음과 같이 구하였다.

$$F_N = F_{Ni} + F_{Na}$$

$$= \frac{T_2}{2} (\theta - \theta_a) \left( \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{T_1 - T_2}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (2)$$

여기서  $F_{Ni}$  = 비활동 구간의 축력

$F_{Na}$  = 활동 구간의 축력

$\theta_a$  = 활동구간의 크기

활동구간의 크기  $\theta_a$ 는 다음식으로 표시된다.

$$\theta_a = \frac{1}{\mu} \left( \ln \frac{T_1}{T_2} \right) \sin \frac{\alpha}{2} \quad (3)$$

변속비-부하토크-축력관계식을 실험결과와 비교하기 위하여 트랙션계수(traction coefficient)  $\lambda = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2}$ 를 도입하고 식 (1), (2)의 양변을 벨트 장력(total tension)  $T_1 + T_2$ 로 나누면 다음과 같은 무차원된 축력  $\bar{F}_R$ ,  $\bar{F}_N$ 을 구할수 있다.

$$\bar{F}_R = \frac{F_R}{T_1 + T_2} = \frac{T_1 \theta}{2(T_1 + T_2)} \left[ \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] = \frac{1 + \lambda}{4} \theta \left[ \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \bar{F}_N &= \frac{F_N}{T_1 + T_2} \\ &= \frac{T_2}{2(T_1 + T_2)} (\theta - \theta_a) \left[ \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \\ &\quad + \frac{T_1 - T_2}{2\mu(T_1 + T_2)} \cos \frac{\alpha}{2} \\ &= \frac{1 - \lambda}{4} (\theta - \theta_a) \left[ \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] + \frac{\lambda}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \end{aligned} \quad (5)$$

3. 실험

3.1 실험장치

V-벨트 CVT의 구동 및 종동풀리의 축력과 부하토크, 변속비 및 벨트장력을 측정하기 위하여 Fig. 2의 장치가 설계 제작되었다. V-벨트 CVT 실험장치의 각 부품명 및 사양은 Table 1에 나와 있다. 실험장치의 작동원리는 다음과 같다.

무단변속모터 ②에서 동력은 2개의 C형 V-벨트 ⑤를 통하여 구동풀리 ⑬로 전달된다. 구동풀리의

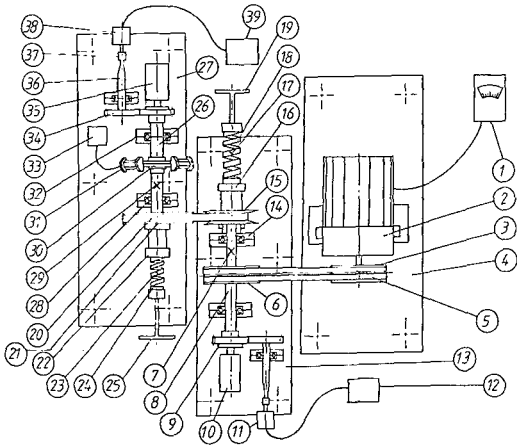


Fig. 2 Experimental apparatus for rubber V-belt CVT

동력은 CVT용 V-벨트 ⑳을 통하여 중동풀리 ㉑로 전달되며 디스크 브레이크 ㉓㉔에서 가해지는 부하토크와 균형을 이룬다. 구동 및 중동풀리는 각각 이동풀리와 고정풀리로 이루어져 있다. 이동풀리는 축방향 이동이 가능하고 동시에 토크를 전달할 수 있도록 스플라인 축 ㉖상에 선형베어링을 끼워져 있다. 변속비 제어를 위한 구동풀리 축력은 스프링 ㉘으로 조정되며 회전축과 스프링 사이에는 드러스트 베어링 ㉚이 있어 스프링의 회전을 방지하고 축력을 전달한다. 스프링의 축력은 리이드 스크류 ㉙로 조정된다 중동풀리의 축력 공급도 역시 리이드 스크류 핸들 ㉜를 돌려 스프링 ㉜를 압축하고 이 압축력은 드러스트 베어링 ㉚를 통하여 풀리 ㉑로 전달된다. CVT장치에 가해지는 부하토크는 디스크 브레이크 ㉓, ㉔로 조정된다. 브레이크 압력 조정용 리이드 스크류 ㉛을 돌려 압력을 주면 이 압력은 유압으로 바뀌고 유압은 2개의 브레이크 패드 ㉕을 밀어 붙여 브레이크 디스크 ㉓을 조인다. 모터, 구동풀리 및 중동풀리는 각각 평판 ④, ⑬, ㉗ 위에 조립되어 있고 평판을 지지대 위에서 움직이므로 모터와 구동풀리, 구동풀리와 중동풀리 사이의 간격을 조정할 수 있다.

V-벨트 CVT의 변속비는 타코미터 ⑫, ㉘로 측정된다. 실험에 사용된 속도는 30~60rpm으로서 이와 같은 저속에서 발생할 수 있는 리플(ripple) 현상을 방지하기 위해 엔코더(encoder) ㉑, ㉘를 사용하였다. 구동 및 중동축의 회전속도는 차차 ⑨,

Table 1 Parts list for rubber V-belt CVT test machine

①	Motor controller
②	5 HP variable speed A.C. motor
③	Pulley
④	Motor support plate
⑤	V-belt (C)
⑥	Pulley
⑦	Strain gauges for driver shaft torque
⑧	Driver pulley shaft (35mm diameter)
⑨	Spur gear
⑩	Slip ring
⑪	Encoder
⑫	Tachometer
⑬	Driver pulley support palte
⑭	Pillow block
⑮	CVT driver pulley
⑯	Thrust bearing
⑰	Strian gauges for driver pulley axial force
⑱	Spring
⑲	Spring control lever
⑳	V-belt for CVT
㉑	CVT driven pulley
㉒	Thrust bearing
㉓	Strain gauges for driven pulley axial force
㉔	Spring
㉕	Spring control lever
㉖	Driven pulley shaft (35mm diameter)
㉗	Driven pulley support plate
㉘	Support block
㉙	Strain gauges for driven shaft torque
㉚	Brake disk
㉛	Brake pad
㉜	Pillow block
㉝	Brake system controller
㉞	Spur gear
㉟	Slip ring
㊱	Adaptive shaft for encoder
㊲	Elastic coupling
㊳	Encoder
㊴	Tachometer

㉜를 통하여 엔코더로 전해지고 엔코더의 신호는 다시 타코미터로 보내진다. 디스크 브레이크에 의하여 중동축에 가해지는 부하토크는 축상에 부착되어 있는 스트레인 게이지 ㉚로 측정되고 스트레인 게이지의 전압차는 슬립링(slip ring)을 거쳐 동적 스트레인 증폭기(dynamic strain amplifier)로 전달된다. 구동축의 토크 역시 축상에 부착된 스트레인 게이지 ㉗로 측정된다. 구동 및 중동축의 축력은 축력검출기(axial force transducer)로 측정

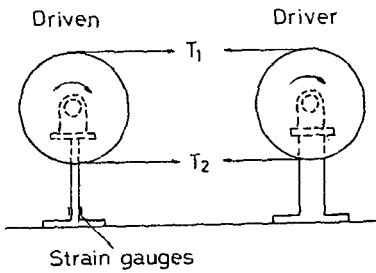


Fig. 3 Belt tension measurement rig

된다. 축력검출기는 스프링 ⑬, ⑭와 스프링에 부착된 스트레인 게이지 ⑮, ⑯로 구성되어 있으며 스프링에 가해진 축력은 스트레인 게이지의 전압차로 측정된다. CVT벨트의 벨트장력  $T_1 + T_2$ 는 풀리를 지지하고 있는 지지블록 ⑰에 장착된 스트레인 게이지로 측정된다. Fig. 3에 도시된 바와 같이 벨트장력  $T_1 + T_2$ 는 지지대에 굽힘모멘트를 발생시키고 이 굽힘모멘트에 의한 스트레인 게이지의 전압차는 동적 스트레인 증폭기로 전달된다.

위의 4개 검출장치 신호 즉, 중동 및 구동축 토크, 중동 및 구동축 풀리 출력, 그리고 벨트장력은 동적 스트레인 증폭기와 A/D변환기를 거쳐 컴퓨터로 전달된다. 전달된 검출장치 신호는 보정 곡선에서 토오크, 힘으로 환산되어 저장파일(file)에 저장되고 저장된 자료는 프린터 또는 플롯터로 출력된다.

### 3.2 실험방법

실험은 변속비 4/5, 1, 5/3의 3가지 경우에 대하여 벨트장력을 4가지로 변환시키고 각 벨트장력에 대하여 부하토오크를 변화시키면서 중동 및 구동축의 토크, 중동 및 구동풀리의 축력 그리고 벨트장력을 측정하였다. 변속비 1에 대한 실험방법을 설명하면 다음과 같다. 변속모터의 속도를 조정하여 구동풀리의 속도를 50rpm으로 정하고 구동 및 중동풀리의 스프링을 조여 풀리에 압축력을 가한다. 양 풀리는 압축력에 의하여 이동풀리와 고정풀리 사이의 간격이 좁아지고 벨트는 반경의 꼭 방향으로 밀려 장력을 받게된다. 벨트장력의 크기는 풀리축력에 비례하므로 중동풀리의 출력  $F_N$ 을 벨트장력의 기준으로 설정하고  $F_N$ 을  $F_N = 800N$ ,  $1100N$ ,  $1400N$  및  $1700N$ 으로 변화시켰다. 이제 임의의 벨트장력 즉 설정된 중동풀리 출력  $F_N$ 에서 속도비

50 : 50rpm ( $R=1$ )을 유지하면서 디스크 브레이크로 부하토오크를 가한다. 부하토오크는 중동풀리에서 벨트와 풀리 사이에 전 미끄럼(gross slip)이 발생할 때 까지  $15N \cdot m$  간격으로 증가시키며 각 검출장치 신호를 측정하였다. 미끄럼이 발생하면 측정을 멈추고 브레이크, 축력 및 스프링을 조정하여 무부하 상태로 만든 다음 같은 과정으로 실험을 반복하였다. 측정은 정상 운전상태에서 1초에 1번씩 20초간의 데이터(data)를 평균하여 1회의 실험치로 하였으며 같은 경우에 대하여 4회의 실험을 실시하였다.

변속비 4/5 및 5.3에 대한 실험도 변속비 1과 같은 방법으로 시행되었다.

### 4. 실험결과 및 고찰

Fig. 4, 5, 6은 고무 V-벨트 CVT의 변속비-부하토오크-축력에 대한 실험결과를 무차원량으로 표시하고 무차원된 이론식 (4), (5)와 비교 도시한 것이다. 실험 및 이론결과는 트랙션 계수  $\lambda$ 를 변수로 하여 도시하였다. 트랙션 계수  $\lambda$ 는 토오크를 나타내는 변수로 흔히 사용된다<sup>(6)</sup>. 이론치는 실험에 사용된 V-벨트 CVT의 사양인 구동풀리의 V-홈각  $\alpha = 26^\circ$ , 중동풀리의 V-홈각  $\alpha = 28^\circ$ 를 식(4), (5)에 대입하고 마찰계수  $\mu$ 의 값으로  $\mu = 0.35, 0.4, 0.45$ 의 3가지 경우를 계산하여 도시하였다. 이와같이 마찰계수를 변화시킨 이유는 고무 V-벨트의 마찰계수가 대략 0.4정도로 알려져 있을 뿐 정확한 수치를 아는 것은 사실상 불가능하기 때문이다.

Fig. 4는 변속비  $R=4/5$ 인 경우 실험치와 이론치를 비교한 것이다. Fig. 4에서 알 수 있듯이 구동풀리 축력의 실험결과는  $\mu=0.4$ 의 이론치와 가장 근사한 일치율을 보여주고 있다. 트랙션 계수, 즉 부하토오크가 증가하면 구동풀리 축력은  $\mu=0.4$ 인 이론치를 따라 선형적으로 증가한다. 중동풀리 축력은  $\lambda$ 가 0~0.2까지는 부하토오크가 증가할 수록 감소하다가  $\lambda$ 가 0.2이상에서는 거의 일정하다. 실험결과는  $\lambda$ 가 0.2보다 클 때  $\mu=0.4$ 인 이론곡선과 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 4에서 한 가지 주목할 만한 것은 실험치가  $\lambda=0.73$ 부근까지만 도시되어 있는 점이다. 이것은  $\lambda=0.73$ 근처에서 중동풀리와 벨트 사이에 미끄럼이 발생하여 이 점에서 실험을 중지했기 때문이다. 따라서 이론적으로는  $\lambda=1$ 까지 부하토오크 전달이

가능하지만 실제로는 변속비  $R=4/5$ 에서  $\lambda=0.73$  정도 까지만 부하토크 전달이 가능하다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4에서 실험치와  $\mu=0.4$ 인 이론치는 근사하게 일치하지만 트래션계수  $\lambda$ , 즉 부하토크가 작거나 클 때 이론곡선에서 다소 벗어나고 있다.  $\lambda$ 가 작을 때 구동 및 중동풀리 축력에 대한 실험결과는  $\mu=0.35$ 의 이론곡선에 근접하고  $\lambda$ 가 클 때 구동풀리 축력은  $\mu=0.45$ 곡선에 가까운 경향을 보이는데 이것은 다음과 같이 설명될 수 있다. 즉 마찰계수가 상수(constant)가 아니고 트래션 계수  $\lambda$ 의 함수라는 것이다. 마찰계수가 수직압력 및 벨트 미끄럼 속도(sliding velocity)에 의존한다는 것은 이미 잘 알려진 사실이다<sup>(6~9)</sup>. 벨트 미끄럼 속도 또는 크리프 속도(creep velocity)  $v$ 는 벨트장력차  $T_1 - T_2$  즉 트래션 계수의 함수로서 표시할 수 있다.

$$v \propto (T_1 - T_2) \propto \lambda \quad (6)$$

마찰계수를 다음과 같이 미끄럼 속도  $v$ 의 1차함수로 가정하면

$$\begin{aligned} \mu &= c_1 + c_2v \\ &= c_1 + c_3\lambda \end{aligned} \quad (7)$$

여기서  $c_1, c_2, c_3$ 는 계수이다. 위 식에서 마찰계수  $\mu$ 는 트래션계수  $\lambda$ 에 따라 증가하고 있음을

알 수 있다. 따라서 트래션 계수가 작을 때는 마찰계수  $\mu$ 가 작아서 실험치는  $\mu=0.35$ 의 이론곡선에 가깝고 트래션 계수  $\lambda$ 가 크면 마찰계수가 증가하여 실험치는  $\mu=0.45$ 의 이론곡선에 접근하게 된다.

식 (7)은 실험치의 경향을 잘 설명하고 있지만 실제로 설계에 적용하기는 곤란하다. 마찰계수가  $\lambda$ 의 함수인 것을 이론식 유도과정에 도입하면 관계식은 대수적인 적분이 불가능하고 수치해석적인 방법을 사용하여야 하며 변속비-부하토크-축력 관계식도 적분의 형태를 갖게된다. 이것은 실제 설계에 쉽게 사용할 수 있는 간단한 설계공식을 얻고자 하는 본 연구의 의도와 어긋난다. 마찰계수가 상수라고 가정하면 실험결과는  $\mu=0.4$ 의 이론곡선과 가장 접근하고 있는데 상수 마찰계수를 사용하여 얻어진 본 연구의 변속비-부하토크-축력 관계식이 직관적인 정보를 제공하고 대수적인 간단한 계산이 가능하다는 장점을 고려한다면 결국 약간의 오차를 감안 하더라도 상수 마찰계수를 사용하는 것이 바람직하다.

Fig. 5는 변속비  $R=1$ 인 경우 실험치와 이론치를 비교 도시한 것이다. 실험치는 이론치와 비슷한 경향을 보이며 역시  $\mu=0.4$ 의 이론곡선과 대체로 일치하고 있다. 미끄럼은  $\lambda=0.8$  부근에서 발생하고 있는데 이것은 변속비  $R=4/5$ 인 경우 미끄럼이

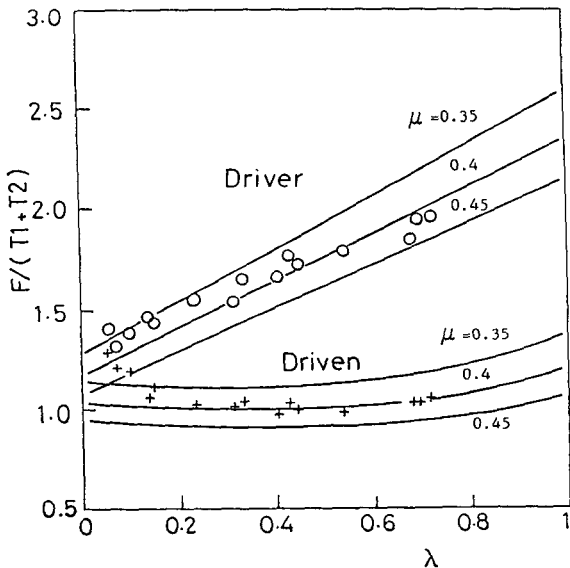


Fig. 4 Comparison of theoretical and experimental results for axial force at speed ratio  $R=4/5$

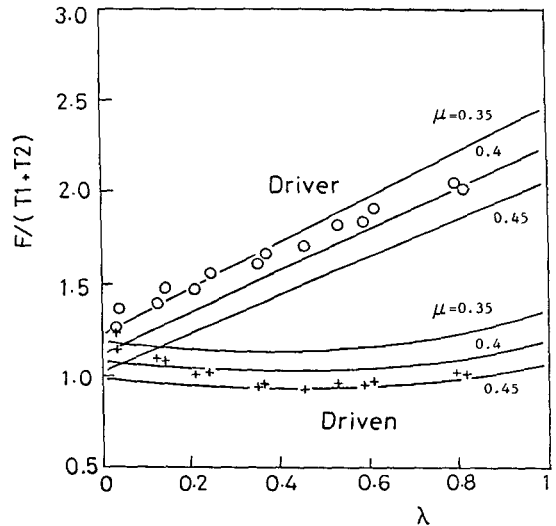


Fig. 5 Comparison of theoretical and experimental results for axial force at speed ratio  $R=1$

$\lambda=0.73$  근처에서 발생한 것에 비하면 다소 증가된 값이라고 할 수 있다. V-벨트 CVT 구동에서 미끄럼은 종동폴리에서 먼저 발생하며 같은 벨트장력에서 종동폴리의 접촉각이 클수록 더 큰 부하토크 즉 더 큰  $\lambda$ 에서 미끄럼이 발생한다. 변속비  $R=1$ 에서 종동폴리 접촉각은  $180^\circ$ 로  $R=4/5$ 의  $172.7^\circ$ 보다 크고 따라서 더 큰  $\lambda$ 값에서 미끄럼이 발생한다.

Fig. 6은 변속비  $R=5/3$ 인 경우 실험치와 이론치를 비교 도시한 그림이다. 구동폴리 축력의 실험 결과는 부하토크가 증가함에 따라 선형적인 증가를 보인다.  $\lambda$ 의 전 실험영역에서는 실험치는  $\mu=0.4$ 이론곡선 보다 큰 값을 보이거나 실험곡선의 기울기는 이론곡선 보다 작다. 이것은 앞서 설명한 마찰계수  $\mu$ 가  $\lambda$ 에 따라 변하는 경향을 확인시켜주고 있다. 종동폴리 축력은  $\mu=0.4$ 이론곡선과 대체로 일치한다고 볼 수 있다.

$\lambda$ 가 0~0.1 범위에서 이론치는 종동폴리 축력이 구동폴리 축력보다 큰 값을 보이는데 비해 실험치는 구동폴리 축력이 종동폴리 축력보다 높게 나타나고 있다. 그러나 실험결과는 전체적으로 그 경향이 이론곡선과 비슷한 결과를 보인다. 미끄럼은  $\lambda=0.85$  근처에서 일어나고 있는데  $R=5/3$ 인 경우 종동폴리의 접촉각은  $196.3^\circ$ ,  $R=1$ 인 경우 접촉각은  $180^\circ$ 로서  $R=5/3$ 인 경우의 접촉각이 크다. 따라서  $R=5/3$ 인 경우 미끄럼이 일어나는 트랙션 계

수는  $R=1$ 인 경우 보다 크게 나타난다.

Fig. 4, 5, 6에서 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력의 실험결과는 전 연구에서 구한 이론식의 결과( $\mu=0.4$ )와 근사하게 일치함을 알 수 있다. 이론 및 실험결과에 도시된 바와 같이 V-벨트 CVT 차량주행시 일정한 속도(변속비)를 유지하기 위하여는 부하토크 증가에 따라 구동폴리 축력은 선형적으로 증가시켜야 하고 종동폴리 축력은 큰 변화없이 거의 일정하게 유지해야 한다. 이와같은 변속비-부하토크-축력의 관계는 식 (1), (2)에서 구해 질 수 있다. 부하토크 전달능력은 변속비  $R=4/5, 1, 5/3$ 일 때 각각  $\lambda=0.73, 0.8, 0.85$ 으로 변속비 증가에 따라 부하토크 전달능력이 증가한다.

Fig. 7, 8, 9는 V-벨트 CVT의 축력 실험결과를 종동축의 부하토크  $T_N$ 을 변수로 도시한 것이다. 각 변속비에서 종동폴리 축력  $F_N$ 을 기준으로  $F_N=800N, 1100N, 1400N$  및  $1700N$ 에 대하여 부하토크  $T_N$ 을 변화시키며 구동 및 종동폴리 축력을 측정 도시하였다.

Fig. 7은 변속비  $R=4/5$ 에 대한 실험결과이다.  $F_N=800N$ 인 경우 부하토크  $T_N=50N-m$  근처에서 구동폴리 축력은 갑자기 증가하고 종동폴리 축력은 감소하는데 이것은 이 부하토크에서 종동폴리의 벨트와 폴리사이에서 미끄럼이 발생하였기 때문이다. 축력이  $F_N=1100N, 1400N, 1700N$ 으로 증

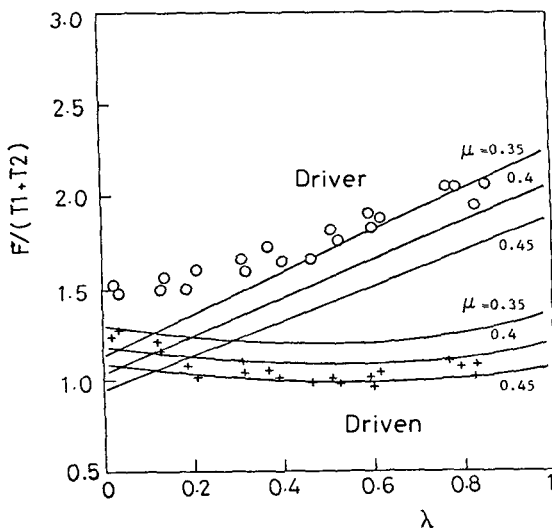


Fig. 6 Comparison of theoretical and experimental results for axial force at speed ratio  $R=5/3$

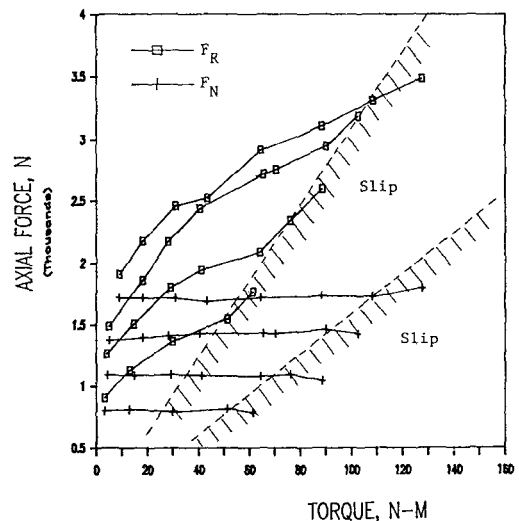


Fig. 7 Axial force versus torque load at speed ratio  $R=4/5$

가함에 따라 V-벨트 CVT의 전달 부하토크 용량은  $T_N=60N-m$ ,  $88N-m$ ,  $106N-m$ 로 증가하여 미끄럼이 발생하는 부하토크는 축력이 증가할수록 증가한다. 구동폴리 축력과 중동폴리 축력에서 미끄럼이 발생하는 지점을 점선으로 표시한 것이 Fig. 7에 도시되어 있다. 점선 아래 부분은 미끄럼이 발생하는 영역으로 운전이 불가능하고 따라서 V-벨트 CVT의 운전은 점선 위 부분에서 이루어져야 한다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 축력 즉 벨트장력이 클수록 미끄럼은 부하토크에서 발생하는데 이것은 축력이 증가하면 벨트장력이 증가하고 벨트장력이 증가하면 긴장축과 이완축 벨트장력의 차이  $T_1-T_2$ , 즉 유효장력이 증가하여 전달할 수 있는 부하토크가 증가하기 때문이다. 따라서 벨트와 폴리사이의 미끄럼을 방지하기 위하여는 축력을 크게 하는 것이 바람직하지만 지나친 축력은 과도한 벨트장력을 발생시켜 벨트수명을 급속히 단축시키기 때문에 적절한 축력공급이 필요하다<sup>(10,11)</sup>. 적절한 축력이란 차량의 설계사양에서 주어진 변속비-부하토크-축력관계식 식(1), (2)를 만족시키는 축력을 말한다. 그러므로 운전시 주어진 변속비-부하토크-축력곡선을 만족시키는 축력제어장치의 설계가 V-벨트 CVT설계의 관건이라 하겠다.

Fig. 8은 변속비  $R=1$ 에 대한 실험결과이다. 점선으로 표시된 미끄럼 영역을 검토하여 보면 미끄럼이 일어나는 최대 전달토크는 변속비  $R=4/5$ 인 경우보다 더 증가하였다. 이것은 중동폴리의 벨트-폴리 접촉각이 증가하여 활동 및 비활동구간의 크기가 증가했기 때문이다. 활동구간의 증가는 전달토크의 증가를 의미하고 비활동구간의 증가는 벨트와 폴리사이의 미끄럼을 막아줄 수 있는 영역의 증가를 의미한다<sup>(12)</sup>.

Fig. 9는 변속비  $R=5/3$ 에 대한 실험결과이다. 변속비  $R=5/3$ 인 경우 미끄럼점에서 구동폴리 축력은 급격히 감소하고 중동폴리 축력은 증가한다. 미끄럼 영역을 검토하여 보면 축력이 증가할수록 부하토크 전달능력은 증가한다. Fig. 8의 변속비  $R=1$ 인 경우와 비교하여 보면 각 축력에서 부하토크 전달 능력은  $R=1$ 인 경우보다 증가하였다.

Fig. 7, 8, 9에서 알 수 있듯이 V-벨트 CVT는 축력이 증가하면 더 큰 부하토크를 전달할 수 있다. 이것은 축력이 증가하면 벨트장력이 증가하고 따라서 유효장력이 증가하기 때문이다. 또한 전달토크의 크기는 변속비가 증가할수록 증가한다.

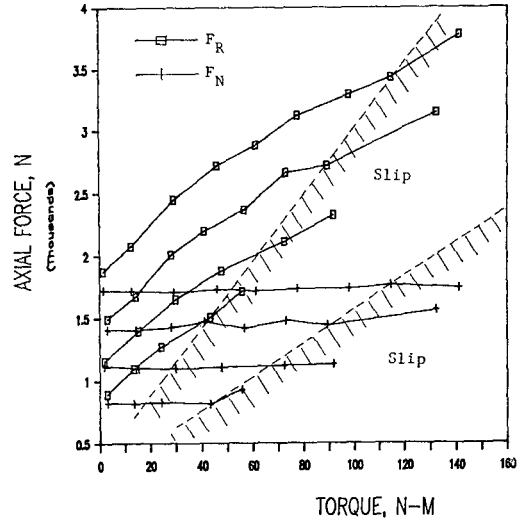


Fig. 8 Axial force versus torque load at speed ratio  $R=1$

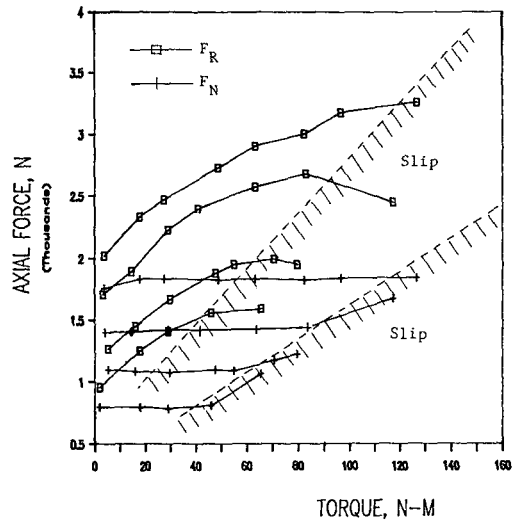


Fig. 9 Axial force versus torque load at speed ratio  $R=5/3$

V-벨트 CVT에서 미끄럼은 중동폴리에서 먼저 일어나며 변속비가 증가하면 중동폴리의 접촉각이 증가하고 활동 및 비활동구간이 증가하여 부하토크 전달능력이 커진다.

Fig. 10은 변속비-부하토크-축력에 대한 이론곡선은 Fig. 4~Fig. 9의 실험결과를 근거로 하여 수정 도시한 그림이다. 실험에서 얻어진 각 변속비와 축력에서의 미끄럼영역(impending slip region)

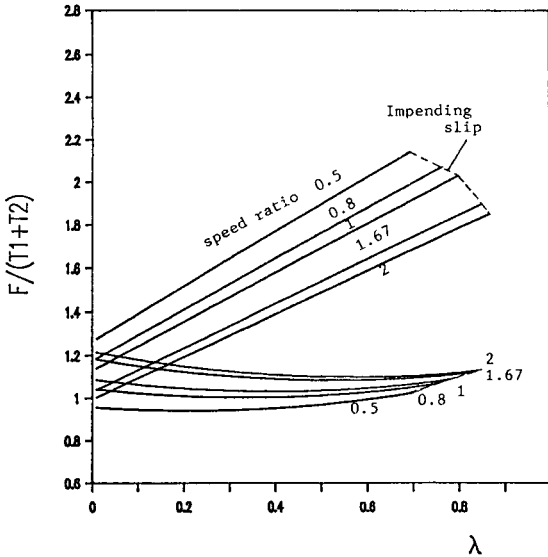


Fig. 10 Nondimensional axial force versus traction coefficient at impending slip

을 트래션 계수  $\lambda$ 로 환산하여 이론곡선에 표시하였다. 이론적으로는 V-벨트 CVT는  $\lambda=1$ 까지 토오크전달이 가능하지만 실제로는 변속비에 따라 미끄럼이 일어나는  $\lambda$ 값이 달라지며 이 값은 실험으로 구해야만 한다. 따라서 Fig. 10의 곡선은 V-벨트 CVT의 실제 운전영역이라고 할 수 있다. Fig. 10의 곡선은 V-벨트 CVT의 설계사양 즉 변속비 영역, 축간거리, 풀리 V-홈각 등에 관한 수치만 보정하여 주면, 임의의 V-벨트 CVT 변속비-부하 토오크-축력의 기초설계자료로서 실제적으로 사용할 수 있다.

## 5. 결 론

V-벨트 CVT의 변속비-부하 토오크-축력에 대한 실험적연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) V-벨트 CVT의 변속비-부하 토오크-축력의 실험결과는 전 연구에서 구한 이론결과와 근사하게 일치하고 있다.
- (2) 변속비가 증가하면 중동풀리의 접촉각의 증가로 최대 전달 토오크는 증가한다.
- (3) 같은 변속비에서 축력이 증가하면 벨트 유효장력이 증가하여 최대 전달 토오크는 증가한다.
- (4) 각 변속비 및 축력에 대한 최대 전달 토오크,

즉 미끄럼영역에 대한 실험을 수행하였다. 실험결과와 이론식에 의하여 V-벨트 CVT의 실제 운전영역곡선을 구하고 V-벨트 CVT의 기초설계자료로 제시하였다.

## 후 기

이 연구는 한국과학재단과 기아산업(주)의 지원으로 이루어진 것이며 이에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Kim, H.S. and Kim, K.W., 1989, "Axial Force of a V-Belt CVT (Part 1: Theoretical Analysis)", KSME Journal, Vol. 3, No. 1, pp. 56~61.
- (2) Worley, W.S., 1955, "Designing Adjustable Speed V-Belt Drives for Farm Implement", SAE Trans. Vol. 63, pp. 321~333.
- (3) Oliver, L.R., 1973, "Design Equations for a Speed and Torque Controlled Variable Ratio V-belt Transmission", SAE 73003.
- (4) Gerbert, B.G., 1974, "Scheibenspeizkraft in Breitkeilriemengetrieben", Antriebstechnik, pp. 17~21.
- (5) Gerbert, B.G., 1974, "Adjustable Speed V-Belt Drivers-Mechanical Properties and Design", SAE Paper 740747.
- (6) Gough, V.E., 1960, "Friction of Rubber", Rubber Chem. Technol., Vol. 33, pp. 158~180.
- (7) Grosch, L.A., 1963, "The Relation Between the Friction and Visco-Elastic Properties of Rubber", Proc. Roy. Soc., A2274, pp. 21~39.
- (8) Bartenev, G.M., 1962, "Rubber Structure and Coefficient of Friction", Rubber Chem. Technol., Vol. 35, pp. 371~378.
- (9) Belofsky, H., 1973, "On the Theory of Power Transmission by a Flat, Elastic Belt", Wear, Vol. 25, pp. 73~84.
- (10) Stieg, R.F. and Dolan, J.P., 1984, "Mechanical Control of a V-Belt CVT", Gates Report.
- (11) Cuypers, M.H., 1981, "Numerical Evaluation of the Torque Capacities of Mechanical Drivers, Especially for Continuously Variable Transmission", ASME 80 C2/DET-120.
- (12) Kim, H. and Marshek, M., 1988, "Belt Forces and Surface Model for a Cloth Backed and a Rubber Backed Flat Belt", ASME J. of Mechanisms, Transmission, and Automation in Design, Vol. 110 pp. 93~99.