

차량용 고무 및 금속 V-벨트 CVT의 변속비 - 부하토크 - 축력특성과 성능비교

Comparison of Speed Ratio-Torque Load-Axial Force Characteristics and Their Performance for Automotive Rubber and Metal V-Belt CVT

김 현 수,* 김 광 원**
H. S. Kim, K. W. Kim

ABSTRACT

The speed ratio - torque load - axial force characteristics of a rubber V-belt (RVB) and a metal V-belt (MVB) CVT are investigated and their performances are compared. It is found that power is transmitted by tension difference in RVB, and by thrust difference in MVB. The nondimensional equations for speed ratio - torque load - axial force of RVB are exactly same as those of MVB. However, actual characteristics of axial forces of RVB and MVB are different depending on their power transmission methods. The torque capacity of MVB is 5-6 times higher than that of RVB due to MVB's higher strength, even if the required axial force of MVB CVT control is 3-4 times higher than that of RVB.

1. 서 론

V-벨트 CVT(Continuously Variable Transmission)는 수동변속기(MT), 자동변속기(AT)에 이어 제 3 세대의 차량용 첨단변속기로 주목받고 있다. 기어박스(gear box)식 MT 또는 AT가 4-5단의 고정된 변속비만을 가질 수 있는데 반하여 V-벨트 CVT는 주어진 변속비 범위내에서 무한대의 변속비를 가질 수 있는 것이 커다란 특징이다. 이와같은 특성으로 인하여 최대동력곡선 또는 최대연비곡선을 따라 주행하는 것이 가능하기 때문에 연료 1ℓ 당 주행거리가 MT 장착차량에 비해 약 15%, AT 장착차량에 비해 약 30%나 향상된다는 결과가 보고되어 있다.^{1,2)}

V-벨트 CVT의 무단변속기능은 구동 및 종동풀리에서 벨트의 회전반경을 연속적으로 변화시킴으로써 얻어진다. 구동 및 종동풀리는 각각 고정 및 이동플랜지로 구성되어 있고 이동플랜지에 적절한 축력을 공급하여 플랜지 간의 간격을 조절하여 줌으로써 벨트 회전반경 즉 변속비를 변화시킬 수 있다. 한편 구동풀리와 종동풀리 사이의 동력전달은 벨트와 풀리(플랜지) 사이의 마찰에 의하여 이루어지며 적절한 마찰상태를 유지하기 위하여는 적절한 벨트장력이 공급되어야 한다. 최적상태보다 미흡한 장력은 벨트와 풀리 사이에 미끄럼을 일으키고 과도한 장력은 벨트의 수명을 크게 단축시킴으로 각 변속비와 부하토크에 대한 최적벨트장력의 공급은 대단히 중요

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과

** 성균관대학교 대학원

하다. 이러한 벨트장력은 이동플랜지에 가해지는 축력에 의해 조정됨으로 결국 주어진 변속비와 부하토크에 해당하는 적절한 축력의 제어는 V-벨트 CVT의 핵심이라고 할 수 있다.

V-벨트 CVT는 전혀 새로운 개념은 아니며 자동차산업 초기부터 적용이 시도된 바 있으나 내구성, 신뢰성 및 제어성 면에서 치차식 변속기에 못미쳐 실용화되지 못한 상태였다. 그러나 최근 복합재료벨트 또는 금속벨트의 채용으로 내구성 및 신뢰성이 크게 향상되고 제어기술의 발전으로 제어성도 개선되어 전자식제어 V-벨트 CVT의 실용화등 실차 탑재가 이루어지고 있다. 현재 V-벨트 CVT의 성능 및 수명향상을 위하여 유럽 및 일본을 중심으로 자동차 각 사간에 치열한 연구다툼이 진행되고 있으나 V-벨트 CVT의 핵심인 변속비-부하토크-축력에 대하여는 발표된 연구결과가 거의 없는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 전 연구결과^{3,4,5,6,7,8)}에 기초하여 차량용 고무 V-벨트 CVT와 금속 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력 특성을 이론 및 실험적으로 검토하고, 벨트강도, 전달토크, 제어축력면에서 V-벨트 CVT의 성능을 비교하여 설계에 필요한 기초자료를 얻고자 하였다.

2. 고무 V-벨트 CVT

고무 V-벨트 CVT의 보다 정확한 특성해석을 위하여 많은 노력이 있었다.^{3,4,5,6,7,8)}

특히 Gerbert는 V-벨트 구동에 관한 일련의 연구를 통하여 벨트의 회전중심과 풀리의 회전중심과의 차이, 벨트의 풀리반경방향 이동등을 고려한 이론해석결과를 얻은 바 있으며 Gerbert의 결과는 V-벨트의 실제 거동과 가장 근사하다고 알려져 있다. 그러나 Gerbert의 동력전달관계식은 비선형 미분방정식으로 표시되어 실제 설계에 필요한 직관적인 정보를 얻을 수 없고, 미분방정식의 수치해석과정에서 초기조건값에 극히 민감하게 반응하여 안정된 해를 구하기가 어렵다는 단점을 가지

고 있다. Kim⁹⁾등은 구동풀리에서 벨트와 풀리사이의 자결작용(self-locking)으로 전 접축각이 반경방향 마찰력만 작용하는 비활동구간이며 종동풀리는 비활동구간과 반경 및 접선방향 마찰력이 작용하는 활동구간으로 나뉘어진다는 가정아래 고무 V-벨트 CVT 구동관련식을 구한 바 있다. Kim의 식은 Gerbert⁶⁾의 수치해석에 의한 완전해와 거의 일치하고 있을 뿐만 아니라, 간단하여 대수적으로 쉽게 풀 수 있고 설계에 필요한 직관적인 정보를 얻을 수 있다는 장점이 있다. Kim의 연구에서 변속비-부하토크-축력식은 다음과 같이 구해진다.⁷⁾

구동풀리

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

종동풀리

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

여기서, F_R, F_N = 구동 및 종동풀리 축력
 T_1, T_2 = 인장축 및 이완축 장력
 θ_R, θ_N = 구동 및 종동풀리 벨트-풀리 접축각

$\theta_a = \frac{1}{\mu} (\ln \frac{T_1}{T_2}) \sin \frac{\alpha}{2}$: 종동풀리의 활동구간 크기

μ = 벨트와 풀리사이의 마찰계수

α = 풀리 V-홈각

식 (1), (2)에서 인장축 장력과 이완축 장력과의 차이 $T_1 - T_2$ 는 부하토크에 비례하며 변속비는 구동풀리 또는 종동풀리의 벨트-풀리 접축각 θ_R 또는 θ_N 에 관계함으로 식 (1), (2)는 고무 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력관계식이 된다.

고무 V-벨트 CVT의 전달토크 T_L 은 인장축 장력과 이완축 장력의 차이 $T_1 - T_2$ 와 벨트회전반경 $D/2$ 로 표시된다.

$$T_L = \frac{D}{2} (T_1 - T_2) \quad (3)$$

식 (1), (2)를 트래션 계수 (traction coefficient) λ 를 사용하여 무차원화 하면 다음과 같다.

$$F_R = \frac{F_R}{T_1 + T_2} = \frac{1 + \lambda}{4} \theta_R \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (4)$$

$$F_N = \frac{F_N}{T_1 + T_2} = \frac{1 - \lambda}{4} (\theta_N - \theta_a) \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{\lambda}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (5)$$

트래션 계수 λ 는 $\lambda = (T_1 - T_2) / (T_1 + T_2)$ 로 정의되고 λ 는 $T_1 - T_2$ 에 비례함으로 부하토크의 크기를 나타내는 변수로 흔히 사용된다.

Fig. 1은 고무 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 관한 식 (4), (5)를 무차원량으로 도시한 그림이다. 변속비 $R=1, 2, 1/2$ 인 경우에 대하여 트래션 계수 λ 에 대한 무차원 축력 F_R, F_N 을 계산하였으며 마찰계수 $\mu=0.4$, 풀리의 V-홈각 $\alpha=30^\circ$, 벨트길이 $L=1066$ mm, 축간거리 $A=260$ mm인 고무 V-벨트 CVT가 계산에 사용되었다.⁷⁾

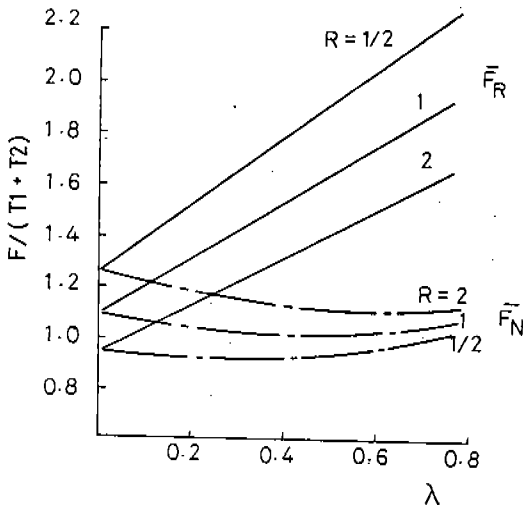


Fig. 1 Nondimensional axial force for rubber V-belt CVT

Fig. 1에서 볼 수 있듯이 각 변속비에서 구동풀리 축력은 트래션 계수 λ 즉, 부하토크가 증가할 때 선형적으로 증가한다. 종동풀리 축

력 F_N 은 아래로 볼록한 형상을 보이며 변화하지만 λ 의 증가에 대하여 큰 차이는 없다. 이것은 일정한 변속비에서 차량의 부하토크가 증가할 때 속도를 일정하게 유지하기 위해서는 Fig. 1에 도시된 바와 같이 구동풀리의 축력을 선형적으로 증가시키고 종동풀리의 축력은 대체로 일정하게 유지해야 함을 의미한다. Fig. 1의 변속비-축력 곡선은 V-벨트 CVT 차량의 주행시 각 변속비에서 부하토크 변화에 대응하는 적절한 축력관계를 보여주고 있다. 따라서 V-벨트 CVT 차량 설계의 다음 단계는 Fig. 1의 관계곡선을 만족시키는 적절한 축력제어장치의 설계가 되겠다.

Fig. 2는 변속비 $R=1$ 에서 고무 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 대한 실험 결과를 무차원량으로 표시하고 무차원화 된 이론 식 (4), (5)와 비교하여 도시한 것이다.⁸⁾ 실험 및 이론결과는 트래션 계수 λ 를 변수로 하여 도시하였다. 이론치는 실험에 사용된 V-벨트 CVT의 사양을 식 (4), (5)에 대입하고 마찰계수 μ 의 값으로 $\mu=0.35, 0.4, 0.45$ 의 3가지 경우를 계산하여 도시하였다. 이와 같이 마찰계수를 변화시킨 이유는 고무 V-벨트의 마찰계수가 대략 0.4 정도로 알려져 있을 뿐 정확한 수치를 아는 것은 사실상 불가능하기 때문이다.

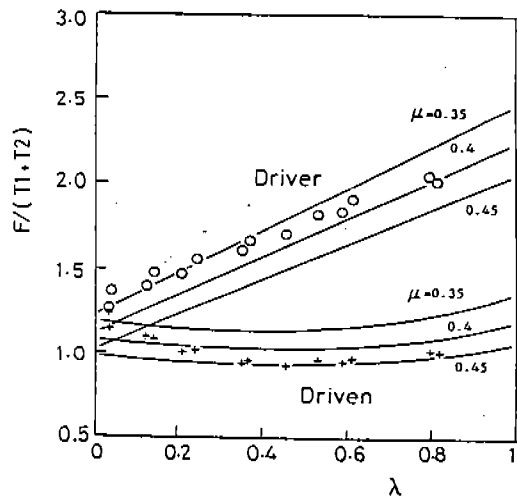


Fig. 2 Comparison of theoretical and experimental results for rubber V-belt CVT axial force at speed ratio $R=1$

Fig. 2에서 알 수 있듯이 구동폴리 축력의 실험결과는 $\mu = 0.4$ 의 이론치와 가장 근사한 일치율을 보여주고 있다. 트랙션 계수, 즉 부하토크가 증가하면 구동폴리 축력은 $\mu = 0.4$ 인 이론치를 따라 선형적으로 증가한다. 종동폴리 축력은 λ 가 0-0.2까지는 부하토크가 증가할수록 감소하다가 λ 가 0.2 이상에서는 거의 일정하다. 실험결과는 λ 가 0.2보다 클 때 $\mu = 0.4$ 인 이론곡선과 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 2에서 한가지 주목할 만한 것은 실험치가 $\lambda = 0.8$ 부근까지만 도시되어 있는 점이다. 이것은 $\lambda = 0.8$ 근처에서 종동폴리와 벨트사이에서 미끄럼이 발생하여 이 점에서 실험을 중지했기 때문이다. 따라서 이론적으로는 $\lambda = 1$ 까지 부하토크 전달이 가능하지만 실제로는 변속비 $R = 1$ 에서 $\lambda = 0.8$ 정도까지만 부하토크 전달이 가능하다는 것을 알 수 있다.

3. 금속 V-벨트 CVT

금속벨트 CVT로는 네델란드의 Van Doorne 사의 벨트가 차량용으로 이미 실용화되어 있다. Fig. 3에 Van Doorne의 CVT용 금속 V-벨트가 도시되어 있다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 금속 V-벨트는 강철 밴드(steel band) 상에 금속블록을 배열한 형상을 가지고 있다. 강철밴드는 서로 원주길이가 조금씩 다른 두께 0.2mm의 밴드를 겹쳐 놓아 큰 인장강도를 가지면서 유연성이 크도록 되어 있다. 평균두께 2mm의 금속블록은 핀과 구멍을 가진 구조로 밴드위에서 서로 힌지(hinge)점을 갖고 밴드와 함께 굴러질 수 있어 벨트가 작은 회전피치 직경을 가질 수 있도록 설계되어 있다.

Fig. 4는 금속 V-벨트 CVT의 동력전달 상태를 도시한 그림이다. 금속 V-벨트 CVT는 금속벨트와 2개의 폴리트로 구성되어 있다. 폴리 축간거리는 고정되어 있으며 고무 V-벨트 CVT와 같이 이동폴리에 가해지는 축력에 의해서 벨트 회전피치 반경이 변화하고 무단 변속이 이루어진다. 운전중 구동폴리는 폴리 와 금속블록 사이의 마찰에 의해 블록을 회전

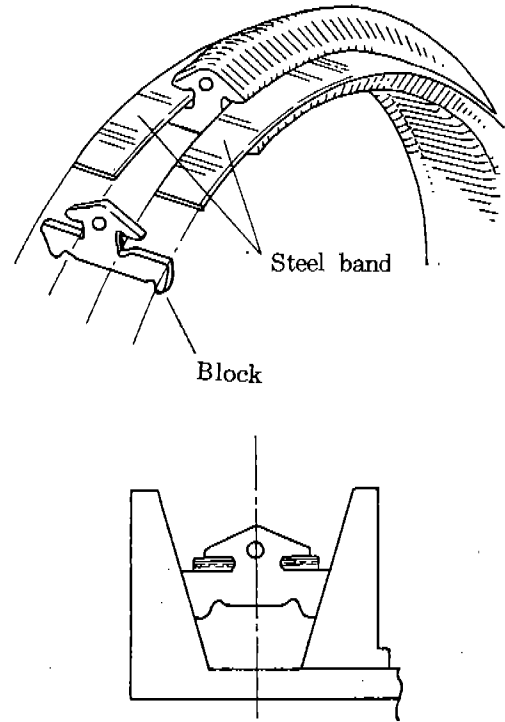


Fig. 3 Metal V-belt

시키며 블록은 앞의 블록을 밀어 블록과 블록 사이에는 압축력이 생긴다. 이와 같은 압축력은 블록이 폴리를 회전함에 따라 증가하여 진입시 P_1 에서 P_2 로 변화한다. 한편 종동폴리에서는 금속벨트 블록이 블록과 폴리사이의 마찰에 의해 폴리를 당겨 회전시키며 따라서 블록과 블록사이의 압축력은 감소한다. 압축력은 종동폴리 진입시 P_2 에서 P_1 으로 변화한다.

금속 V-벨트 CVT의 구동특성에 관하여는 Kim⁹⁾, Gerbert 등^{10,11)}의 연구가 있으나 금속 V-벨트 CVT 제어에 가장 중요한 변속비-부하토크-축력관계에 대하여는 Kim⁹⁾의 연구를 제외하고는 제시된 연구결과가 없다.

전 연구⁹⁾에서 금속벨트 CVT의 동력전달 특성해석을 위하여 다음의 가정을 하였다.

- (1) 금속블록과 밴드의 모임을 연속적인 벨트로 생각한다.
- (2) 금속블록과 밴드사이의 마찰력은 무시된다. 즉 밴드는 동력전달에 기여하지 않는다.
- (3) 구동폴리의 폴리 와 블록사이의 접촉각은

벨트의 자결작용으로 인하여 반경방향 마찰력만 작용한다.

(4) 종동풀리의 풀리와 블록사이의 전 접촉각은 비활동 및 활동구간으로 나뉘어지고 비활동 구간에서는 반경방향 마찰력이, 활동구간에서는 반경 및 접선방향 마찰력이 작용한다.

(5) 풀리와 블록사이의 마찰계수 μ 는 일정하다.

(6) 풀리와 블록사이의 윤활유에 의한 유체 동력학적인 효과는 무시한다.

구동풀리

Fig. 5는 구동풀리 벨트요소의 자유물체도이다. 위의 가정에서 벨트요소는 반경방향 마찰력만 작용하고 따라서 벨트장력 변화는 없다. Fig. 5에서 벨트요소의 장력 F 는 밴드의 장력 T 와 블록의 압축력 P 의 차이, $F=T-P$ 로 표시되며 금속벨트 CVT 구동풀리에 작용하는 축력 S_R 은 축방향(Z -방향) 힘의 성분을 전 접촉각에 대하여 적분하여 구할 수 있다.

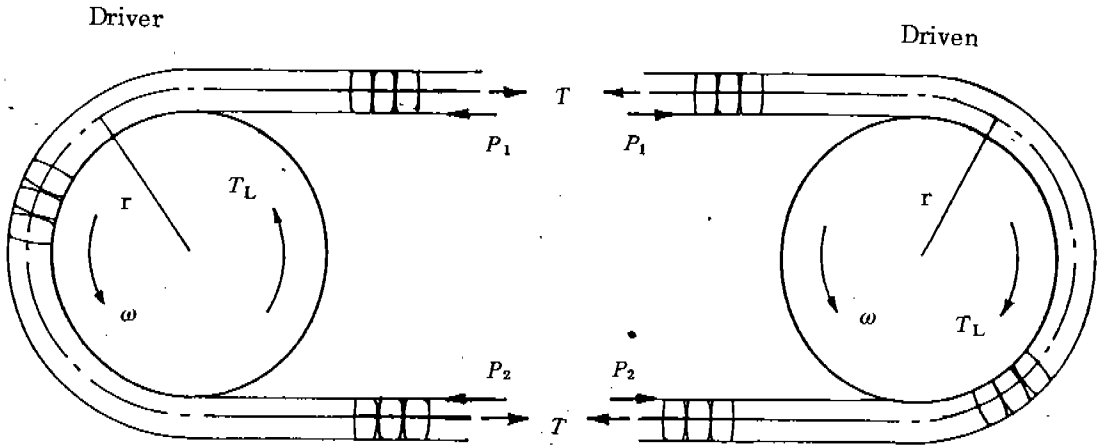


Fig. 4 Metal V-belt CVT power transmission

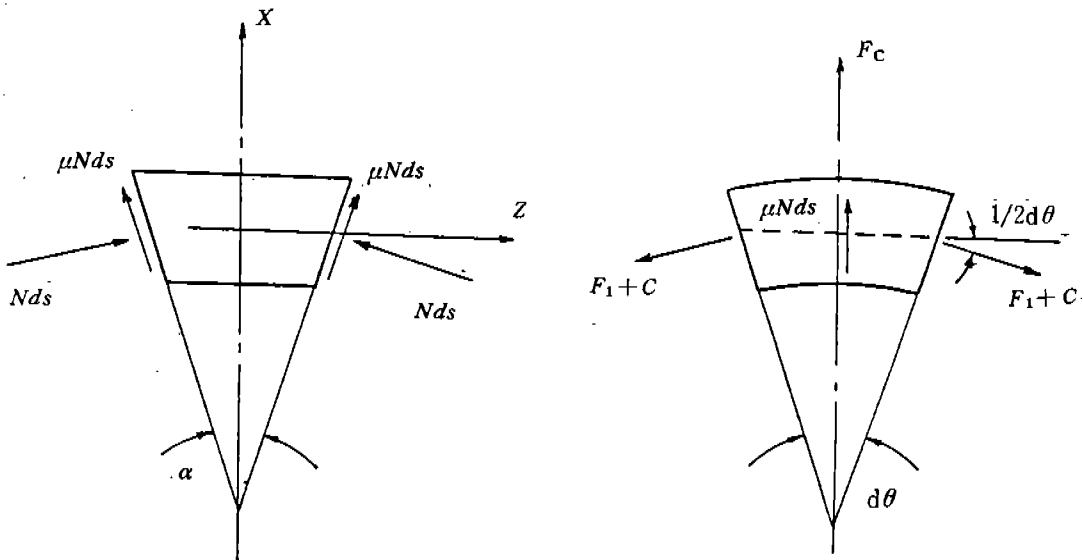


Fig. 5 Belt element of a driver pulley

$$S_R = \frac{F_1}{2} \theta_R \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}}$$

$$= \frac{T - P_1}{2} \theta_R \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (6)$$

식(6)은 금속벨트 CVT 구동폴리의 변속비-부하토크-축력 관계식이며 실제 금속벨트 CVT 구동에서는 인장축 벨트의 블록이 서로 여유를 가지고 움직이므로 블록사이의 압축력은 $P_1 = 0$ 이 된다.

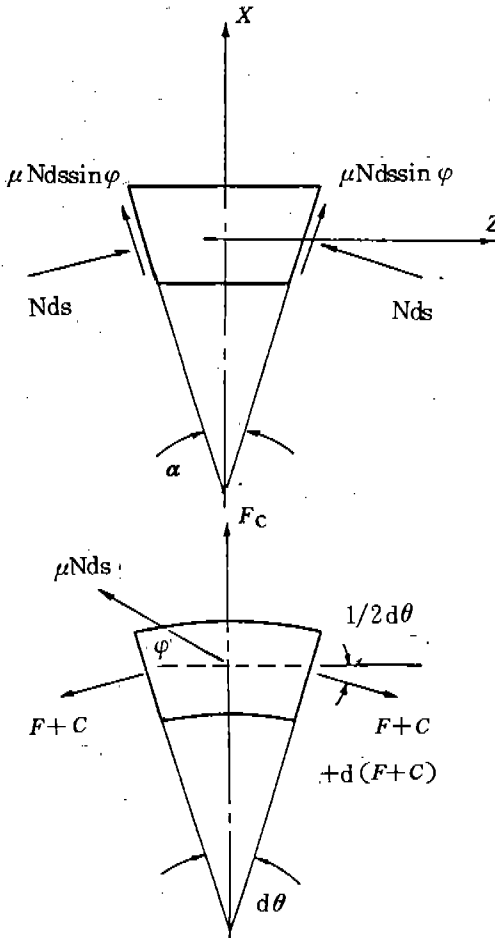


Fig. 6 Belt element of a driver pulley in active arc

중동폴리

중동폴리 축력은 가정(4)에 의해 비활동 및 활동구간에 작용하는 축력의 합으로 구해진다.

$$S_N = S_{N_i} + S_{N_a} \quad (7)$$

여기서,

S_{N_i} = 비활동구간에 작용하는 축력

S_{N_a} = 활동구간에 작용하는 축력

비활동구간에서는 벨트장력 변화가 없기 때문에 벨트요소는 자결상태의 벨트요소 Fig. 5와 같은 힘을 받는다. 단 벨트장력은 인장축 장력 F_1 대신 이완축 장력 F_2 가 되고 따라서 비활동구간에 작용하는 축력 S_{N_i} 는 식(6)과 같은 방법으로 구할 수 있다.

$$S_{N_i} = \frac{F_2 \theta_i}{2} \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu - \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \quad (8)$$

여기서 $F_2 = T - P_2$,

θ_i = 중동폴리 비활동구간의 크기

활동구간에 작용하는 축력은 다음과 같이 구해진다. Fig. 6에서 활동구간의 벨트요소 ds에 작용하는 축력 Sds는

$$Sds = \frac{dF}{2\mu \cos \phi} \left(\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2} \sin \phi \right) \quad (9)$$

활동구간의 축력 S_{N_a} 는 식(9)를 활동각 θ_a 에 대하여 적분하여 구할 수 있다. 식(9)에서 미끄럼각 ϕ 는 장력비 F_1/F_2 의 함수이므로⁷⁾ 대수적인 적분은 불가능하지만 고무벨트에 대한 연구에서 Kim⁷⁾ 등은 미끄럼각을 $\phi = 0^\circ$ 로 가정하여도 공학적으로 충분한 정확도를 얻을 수 있음을 보고한 바 있다. 따라서 $\phi = 0^\circ$ 를 식(9)에 대입하고 적분하면 다음식이 얻어진다.

$$S_{N_a} = \frac{F_1 - F_2}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (10)$$

비활동구간의 축력 식(8)과 활동구간의 축력 식(10)을 합하고 $F_1 = T - P_1$, $F_2 = T - P_2$ 를 대입하면 중동폴리의 축력 S_N 을 구할 수 있다.

$$S_N = \frac{T - P_2}{2} (\theta_N - \theta_a) \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu - \tan \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{P_2 - P_1}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (11)$$

여기서 $\theta_N - \theta_a = \theta_i$ 이고 활동구간의 크기 θ_a 는 다음식과 같이 구해진다.

$$\theta_a = \frac{1}{\mu} \left(\ln \frac{T - P_1}{T - P_2} \right) \sin \frac{\alpha}{2} \quad (12)$$

또한 활동구간의 벨트장력 관계식은 전 연구⁹⁾에서 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{T-P_1}{T-P_2} = e^{\mu\theta_a} \quad (13)$$

부하토크 T_L 은 인장축 벨트장력과 이완축 벨트장력의 차이에 벨트회전 피치반경의 곱으로 표시됨으로

$$\begin{aligned} T_L &= \frac{D}{2} [(T-P_1) - (T-P_2)] \\ &= \frac{D}{2} (P_2 - P_1) \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)에서 알 수 있듯이 금속 V-벨트 CVT의 토크는 금속블록 압축력의 차이 $P_2 - P_1$ 에 의하여 전달된다. 이것은 고무 V-벨트 전동에서 토크가 벨트장력의 차이 $T_1 - T_2$ 에 의해 전달되는 것과 뚜렷한 대조를 이룬다.

금속 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 관한 식 (6), (11)을 고무벨트 CVT와 비교하기 위하여 무차원화 하기로 한다. 식 (6), (11)의 무차원화는 트래션 계수 λ 를 $\lambda = P_2 / (2T - P_2)$ 로 정의하면 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} \bar{S}_R &= \frac{S_R}{2T - P_2} = \frac{T}{2(2T - P_2)} \theta_R \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \\ &= \frac{1 + \lambda}{4} \theta_R \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} \bar{S}_N &= \frac{S_N}{2T - P_2} = \frac{T - P_2}{2(2T - P_2)} (\theta_N - \theta_a) \\ &\quad \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{1}{2\mu} \frac{P_2 - P_1}{2(2T - P_2)} \cos \frac{\alpha}{2} \\ &= \frac{1 - \lambda}{4} (\theta_N - \theta_a) \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \\ &\quad + \frac{\lambda}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 $P_1 = 0$

금속벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 대한 무차원식 식 (15), (16)을 고무벨트 CVT의 식 (4), (5)와 비교하여 보면 완전히 일치하고 있음을 알 수 있다.

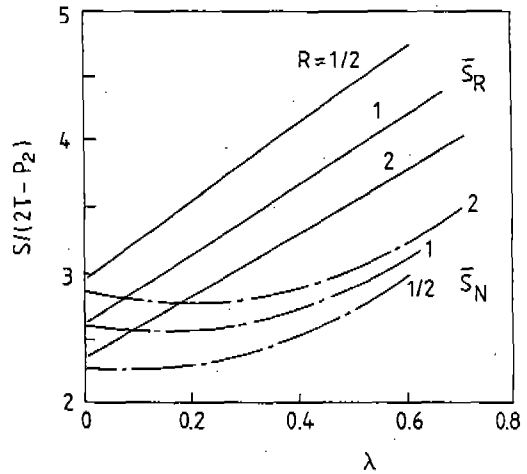


Fig. 7 Nondimensional axial force for metal V-belt CVT

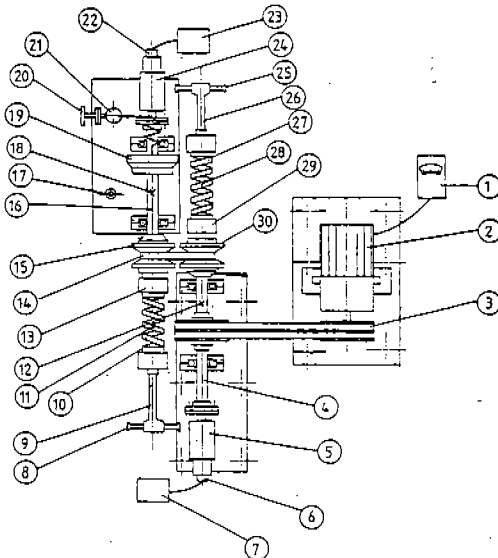
Fig. 7은 금속벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 관한 식 (15), (16)을 무차원량으로 도시한 그림이다. 변속비 $R = 1, 2, 1/2$ 인 경우에 대하여 트래션 계수 λ 에 대한 무차원 축력 S_R, S_N 을 계산하였으며 마찰계수 $\mu = 0.1$, V-홈각 $\alpha = 22^\circ$, 벨트길이 $L = 613 \text{ mm}$, 축간거리 $A = 156 \text{ mm}$ 인 금속벨트 CVT가 계산에 사용되었다. 이론곡선은 종동풀리에서 미끄럼이 일어나는 점, 즉 식 (16)에서 활동각의 크기 θ_a 가 전 접촉각 θ_N 과 같아지는 점까지 계산하여 도시하였다.

Fig. 7에서 볼 수 있듯이 각 변속비에서 구동풀리 무차원 축력은 부하가 커질수록 선형적으로 증가한다. 종동풀리 축력은 λ 가 0 - 0.3 범위에서는 거의 일정하나 $\lambda > 0.3$ 의 범위에서 부하가 증가할수록 증가한다. Fig. 1의 고무벨트 CVT 무차원 축력과 비교하였을 때 변속비-부하토크-축력곡선의 차이는 계산에 사용된 마찰계수 μ 의 차이 (고무벨트 $\mu = 0.4$, 금속벨트 $\mu = 0.1$)에 기인한다.

Fig. 8에 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력 실험에 사용된 실험장치의 조립도가 도시되어 있다.

Fig. 9는 변속비 $R = 1$ 에서 금속 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 대한 실험 결과를 무차원량으로 표시하고 무차원화된 이론식 (15), (16)과 비교 도시한 것이다. 실험 및

이론결과는 트랙션 계수 $\lambda = P_2 / (2T - P_2)$ 를 변수로 하여 도시하였다. 이론치는 실험에 사용된 금속 V-벨트 CVT의 사양을 식 (15), (16)에 대입하고 금속벨트와 풀리사이의 마찰계수로는 벨트와 풀리사이의 윤활상태를 고려하여 마찰계수 $\mu = 0.08$, $\mu = 0.11$ 과 $\mu = 0.14$ 의 3 가지 경우에 대한 이론곡선을 구하였다. 이것은 실제 금속벨트 CVT는 고속에서 운전되기 때문에 윤활상태에서 가동되지만, 본 실험 연구에서는 윤활조건을 고려하지 않았기 때문에 실제 운전상태보다 높은 마찰계수가 기대되었기 때문이다.



(1)speed controller (2)motor (5,24)slip ring (7,23)tachometer (11,28)strain gauges for axial force (12,18)strain gauges for torque load (16)belt (15,30)pulley (17)belt tension sensor (19)brake drum (20)brake control handle

Fig. 8 Experimental apparatus for V-belt CVT

Fig. 9에서 볼 수 있듯이 변속비 R=1에서 구동 및 종동풀리 축력-부하토크 실험결과는 마찰계수 $\mu = 0.11$ 의 이론치와 가장 잘 일치하고 있다. 즉 부하토크가 증가할수록 구동풀리의 무차원 축력은 선형적으로 증가하고 종동풀리 축력은 감소하다가 약간 증가한다. 실험치는 $\lambda = 0.58$ 부근까지만 기록되었는데 이것은 $\lambda = 0.58$ 근처에서 종동풀리와 금속벨트 사이에 미끄럼이 발생하여 이점에서 실험을 중지했기 때문이다.

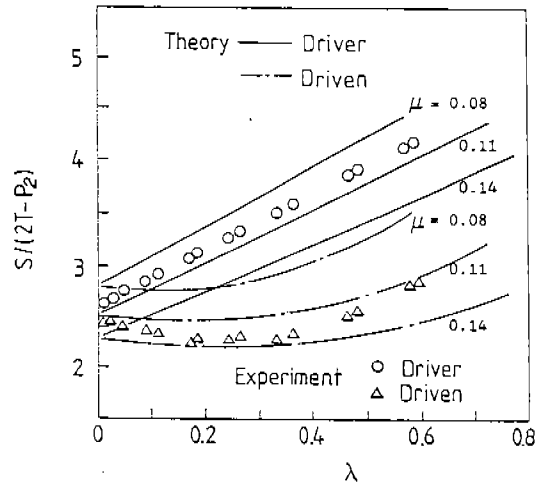


Fig. 9 Comparison of theoretical and experimental results for metal V-belt CVT axial force at speed ratio R=1

Fig. 2의 고무벨트 CVT의 실험결과와 비교하여 보면 최대 부하전달용량 즉 미끄럼이 일어나는 값의 차이를 제외하고는 고무벨트와 금속벨트 CVT는 같은 변속비-부하토크-축력 관계를 갖고 있음을 알 수 있다. 그러나 무차원 트랙션 계수 λ 를 자세히 살펴보면 실제 고무벨트와 금속벨트 CVT의 거동은 다르다.

고무벨트에서 사용된 트랙션 계수 λ 는 $\lambda = (T_1 - T_2) / (T_1 + T_2)$ 로 벨트 초장력 $T_1 + T_2$ 가 일정할 때 부하가 증가할수록 T_1 은 증가하고 T_2 가 감소한다. 한편 금속벨트의 λ 는 $\lambda = P_2 / (2T - P_2)$ 로 벨트 초장력 $2T$ 가 일정할 때 부하가 증가할수록 이완측 벨트의 압축력 P_2 는 증가하나 밴드장력 $2T$ 는 변화가 없다. 이같은 차이점은 무차원화 하기전의 구동풀리 변속비-부하토크-축력식 (1)과 (6)에서 뚜렷이 볼 수 있다. 구동풀리 축력을 비교하여 보면 고무벨트 CVT는 부하가 증가할수록 인장측 장력 T_1 이 증가함으로 축력은 선형적으로 증가한다(식 (1)). 하지만 금속벨트 CVT는 부하가 증가하여도 밴드장력 T 는 일정하고 인장측 벨트의 블록간의 압축력 $P_1 = 0$ 임으로 구동풀리 축력은 변화가 없이 일정하다(식 (6)). 따라서 고무 및 금속벨트 CVT설계는 이러한 부하토크-축력특성을 고려하여야만 한다.

4. 고무벨트와 금속벨트의 성능비교

4.1 벨트강도에 의한 토크 전달능력

4.1.1 고무벨트

벨트에 작용하는 응력은 Fig.10에 도시된 것처럼 벨트장력에 의한 인장응력(tensile stress), 벨트가 풀리에 감겨 있는 동안 작용하는 굽힘응력(bending stress), 풀리에 작용하는 압축력에 의한 압축응력(compressive stress), 그리고 벨트와 풀리사이의 마찰에 의한 전단응력(shear stress)으로 나눌 수 있다.

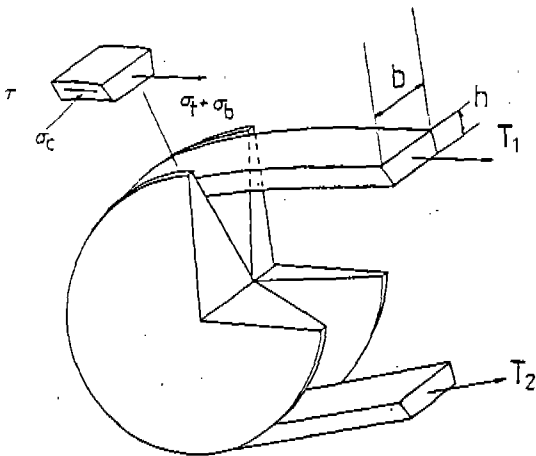


Fig.10 Stresses on a belt element for rubber V-belt

굽힘응력

최대 굽힘응력은 운전시 벨트가 가장 많이 굽혀질 때 즉 벨트 회전피치 반경이 가장 작을 때 발생한다. 이때의 벨트반경을 r_1 이라 하면 굽힘응력 σ_b 는 다음 식으로 표시된다.

$$\sigma_b = E \epsilon = E \frac{h}{2} \left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_0} \right) \quad (18)$$

여기서 r_0 는 굽힘응력이 0일때의 벨트반경으로 $r_0 = L/2\pi$.

압축 및 전단응력

압축 및 전단응력 σ_c, τ 는 위에서 구한 인장응력과 굽힘응력에 비해 상대적으로 아주 작다.¹¹⁾ 따라서 본 연구에서는 인장응력 σ_t 와 굽힘응력 σ_b 의 효과만 고려하기로 한다.

벨트강도와 전달토크

식 (17)과 식 (18)에서 벨트의 인장 및 굽힘응력에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 벨트의 두께 h 임을 알 수 있다. 벨트 두께 h 가 크면 인장응력은 작아지고 굽힘응력은 커진다. 한편 벨트의 최대응력 σ_{max} 는 $\sigma_{max} = \sigma_t + \sigma_b$ 로 표시할 수 있으며 이 최대응력 σ_{max} 이 최소가 되는 h 를 벨트 두께로 표시한다면 벨트 두께 h 는 $d\sigma_{max}/dh = 0$ 에서 다음식과 같이 구해진다.

$$h = \sigma_t \frac{2}{E} \frac{r_0 r_1}{r_0 - r_1} \quad (19)$$

식 (19)를 식 (17)에 대입하고 전달토크 T_L 에 관하여 정리하면,

$$T_L = \frac{e^{\mu'\theta} - 1}{e^{\mu'\theta}} \frac{2\sigma_t^2}{E} \frac{r_0}{r_0 - r_1} b r_1^2 \quad (20)$$

이제 식 (20)을 벨트 강도로서 표시하여 보자. 안전계수 2를 사용하여 벨트의 강도 $\sigma_y = 2\sigma_t$ 라 하면 식 (20)은 다음과 같이 표시된다.

$$T_L = C_R r_1^2 \quad (21)$$

여기서

$$C_R = \frac{e^{\mu'\theta} - 1}{e^{\mu'\theta}} \frac{\sigma_y^2}{E} \frac{1}{2} \frac{r_0}{r_0 - r_1} b$$

C_R 은 고무벨트의 재질, CVT의 기하학적인 형상에서 결정되는 상수이다.

인장응력

V-벨트 CVT 구동에서 최대 인장응력은 벨트의 장력이 가장 높은 곳 즉 인장측 벨트장력 T_1 에서 생긴다. 원심력을 무시하면 이때의 인장응력 σ_t 는 다음식과 같이 전달토크 T_L 로 표시할 수 있다.¹²⁾

$$\sigma_t = \frac{T_1}{A} = \frac{1}{bh} \frac{e^{\mu'\theta}}{e^{\mu'\theta} - 1} \frac{T_L}{r} \quad (17)$$

여기서 A 는 벨트의 단면적으로 벨트의 폭 b 와 두께 h 의 곱이며 μ' 은 유효마찰계수로서 $\mu' = \mu/\sin(\alpha/2)$, r =벨트회전피치 반경이다.

4.1.2 금속벨트

금속벨트 CVT의 수명은 금속블록을 지지하고 있는 밴드의 응력과 직접적인 관계가 있다. 따라서 밴드의 응력을 검토하여야 한다. 앞의 가정 (2)에서 밴드와 블록사이의 마찰을 무시한다면 압축 및 전단응력은 블록에만 작용하고 밴드에 작용하지 않는다. 따라서 밴드의 인장응력과 굽힘응력만을 고려하기로 한다.

인장응력

식 (13)에서 금속벨트의 동력전달 관계식은 밴드의 장력 T 와 압축력 P_1, P_2 로 표시되었다. 따라서 밴드의 최대장력은 T 가 되며 이때의 인장응력 σ_t 는,

$$\sigma_t = \frac{T}{A} \tag{22}$$

여기서 A 는 밴드의 단면적으로 $A=2nbh$ 로 표시된다. 이때 n =밴드의 수, b =밴드의 폭, h =밴드 1개의 두께이다. 이완축 벨트에서 밴드의 장력 T 를 전달토크 T_L 로 표시하면,

$$T = F_2 + P_2 = \frac{1}{e^{\mu'\theta} - 1} \frac{T_L}{r} + P_2 \tag{23}$$

밴드의 장력 T 와 블록의 최대 압축력 P_2 사이에 다음의 관계가 있다고 가정하면,

$$T = xP_2 \tag{24}$$

여기서 x 는 밴드의 장력과 최대 압축력 간의 관계를 표시하는 것으로서 실험에서 결정되는 계수이다. 식 (23), (24)를 식 (22)에 대입하면 다음식이 구해진다.

$$\sigma_t = \frac{1}{2nbh} \frac{x}{(x-1)} \frac{1}{(e^{\mu'\theta} - 1)} \frac{T_L}{r} \tag{25}$$

굽힘응력

밴드의 최대 굽힘응력은 밴드의 피치반경이 최소일 때 발생하며 이때의 응력 σ_b 는 앞서 고무벨트의 경우와 동일하게 식 (18)로서 표시된다.

벨트강도와 전달토크

밴드의 최대응력은 $\sigma_{max} = \sigma_t + \sigma_b$ 로 표시되며 인장 및 굽힘응력은 밴드의 두께 h 에 지

배된다. 최대응력 σ_{max} 을 최소로 하는 밴드의 두께 h 를 구하면 $d\sigma_{max}/dh = 0$ 에서 밴드 두께 h 는,

$$h = \sigma_t \frac{2}{E} \frac{r_0 r_1}{r_0 - r_1} \tag{26}$$

식 (26)을 식 (25)에 대입하고 전달토크 T_L 에 관해서 정리하면,

$$T_L = \frac{x-1}{x} (e^{\mu'\theta} - 1) \frac{4\sigma_t^2}{E} n \frac{r_0}{r_0 - r_1} b r_1^2 \tag{27}$$

안전계수 2인 경우 밴드의 강도 $\sigma_y = 2\sigma_t$ 라 하면 식 (27)은 다음과 같이 표시된다.

$$T_L = C_M r_1^2 \tag{28}$$

여기서

$$C_M = \frac{x-1}{x} (e^{\mu'\theta} - 1) \frac{\sigma_y^2}{E} n \frac{r_0}{r_0 - r_1} b$$

C_M 은 금속벨트 밴드의 재질, 금속벨트 CVT의 기하학적 형상에서 결정되는 상수이다.

Table 1에 고무벨트와 금속벨트 CVT의 벨트강도에 의한 토크 전달능력 비교가 나와있다. 전달토크는 위에서 구한 식 (21)과 (28)을 사

Table 1 Torque capacity of a rubber and metal V-belt CVT

	rubber belt	metal belt
coefficient of friction μ	0.4	0.08
contact angle θ at speed ratio R=1	180°	180°
V-angle α	30°	22°
effective coefficient of friction $\mu' = \mu / \sin(\alpha/2)$	1.545	0.419
belt (band) width b	50 mm	9 mm
modulus of elasticity E	600 N/mm ²	2.1 × 10 ⁵ N/mm ²
yield strength σ_y	18 N/mm ²	500 N/mm ²
number of band n		10

coefficient	x	1.36
initial belt radius	r_0	163mm
minimum belt radius	r_1	45mm
coefficient C_R, C_M	$C_R=20.5$	$C_M=112.9$
torque T_L	$T_L=20.5 r_1^2$	$T_L=112.9 r_1^2$
$T_L = C r_1^2$		
index	16	100

용하여 계산되었고 식 (2)에서 계수 x 는 금속벨트 CVT 실험에서 얻어진 $x=1.36$ 이 사용되었다. 기타 고무 및 금속벨트의 사양은 실험에 사용된 CVT의 것을 사용하였고 Table 1에 수록되어 있다. Table 1에서 볼 수 있듯이 고무벨트와 금속벨트의 토크 전달능력 비교는 금속벨트를 100으로 하였을 때 고무벨트는 .18의 지수로 표시되어 금속벨트의 약 1/6-1/7에 해당하는 토크 전달능력을 가진다.

4.2 풀리 축력

고무 및 금속 V-벨트 CVT가 같은 유효장력(드러스트)을 전달할 때 변속비 $R=1$ 에서 풀리 제어에 필요한 축력을 비교하여 보자. 구동 및 종동풀리 축력중 높은 쪽을 택하여 식 (1)과 (6)에서 고무 및 금속벨트 CVT의 구동풀리 축력이 계산되었으며 마찰계수, V-홈 각 등 각 CVT의 기본사양은 Table 1의 자료를 사용하였다.

Table 2에서 볼 수 있듯이 같은 유효장력(드러스트)에 대하여 필요한 구동풀리 축력은 금속벨트 CVT의 축력이 고무벨트 보다 약 3~4배 크다. 이와같이 금속벨트 CVT가 고무벨트 CVT보다 더 큰 축력을 필요로 하는 이유는 식 (6)에서 알 수 있듯이 마찰계수 μ 가 고무벨트에 비해 작기 때문이다.

따라서 금속벨트 CVT는 고무벨트에 비해 벨트강도가 우수함으로 토크전달 능력이 약 6~7배 정도 크지만 풀리와 벨트사이의 마찰계수가 고무벨트보다 작음으로 3~4배 정도 큰 축력을 필요로 한다. 이와같이 높은 축력의 공급을 위해서는 유압장치가 필요하며 더

Table 2 Axial force of a rubber and metal V-belt CVT

	rubber belt	metal belt
effective tension (thrust) P	2000 N	2000 N
speed ratio R	1	1
traction	0.8	0.58
coefficient at maximum torque λ		
tight side belt (bend) tension at maximum torque $T_1(T)$	2250 N	2800 N
driver pulley axial force F_R, S_R	4720 N	15,780N
index	34	100

우기 고무벨트 CVT가 건마찰(dry friction)인데 비하여 금속벨트 CVT는 벨트와 풀리의 접촉이 금속 대 금속임으로 윤활유에 의한 마찰(wet friction) 구동과 이의 냉각시스템이 수반되어야 한다.

5. 결 론

차량용 고무벨트 CVT와 금속벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력특성과 성능을 비교하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 고무벨트 CVT와 금속벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력 관계는 동일한 무차원 식으로 표시할 수 있으나 실제 축력특성은 동력 전달방법에 따라 다르다. 즉 고무벨트 CVT는 벨트 인장력 차이에 의하여 동력을 전달하며 부하토크 증가에 따라 인장축 벨트장력이 커짐으로 구동풀리 축력은 선형적으로 증가한다. 금속벨트 CVT는 벨트 압축력의 차이에 의하여 동력을 전달하며 부하토크가 증가하면 압축력의 차이는 증가하나 밴드의 장력이 일정함으로 구동풀리 축력은 일정하다.

(2) 금속벨트 CVT는 고무벨트 CVT에 비하여 벨트강도가 우수함으로 약 6~7배 토크

전달 능력이 우수하나 마찰계수가 작기 때문에 약 3~4배 더 큰 축력이 필요하다.

후 기

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

참 고 문 헌

1. Stieg, R.F. and Worly, W.S., "A Rubber Belt CVT for Front Wheel Drive Cars," SAE Paper 820746, 1982.
2. Scott, D., "Belt Drive CVT for '82 Medel Year," Automotive Engineering, Vol.88, pp.136-140, Feb. 1980.
3. Worley, W.S., "Designing Adjustable Speed V-belt Driver for Farm Implement," SAE Trans. Vol.63, pp.321-333, 1955.
4. Oliver, L.R., "Design Equations for a Speed and Torque Controlled Variable Ratio V-belt transmission," SAE 73003, 1973.
5. Gerbert, B.G., "Scheibenspeizkraft in Breitkeilriemengetrieben," Antriebstechnik, pp.17-21, 1977.
6. Dolan, J.P. and Worley, W.S., "Closed-Form Approximations to the Solution of a V-belt Force and Slip Equations," ASME 84-DET-78, 1984.
7. Hyunsoo Kim and Kwangwon Kim, "Axial Force of a V-Belt CVT (Part 1: Theoretical Analysis)," KSME Journal, Vol. No.1, pp.56-61, 1989.
8. 김현수, 김광원, "V-벨트 CVT의 축력 해석(II)-실험적 연구", 대한기계학회 논문집, Vol. 13, pp. 847-854, 1989.
9. 김현수, 김광원, "금속 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크- 축력 관계", 대한기계학회 논문집, 1990 (In process).
10. Gerbert, B.G., "Metal V-Belt Mechanics," ASME 84-DET-227, 1984.
11. van der Veen, S.C., "Transmatic Variable Drive Transmission," Power, April, pp. 133-140, 1977.
12. 한동철, 정선모, 표준 기계설계학, 1983.
13. Cuyper, M.H., "Numerical Evaluation of the Torque Capacities of Mechanical Drives, Especially for Continuously Variable Transmission," ASME 80 C2/DET-120, 1981.