

차량용 V-벨트 CVT의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력 관계

Power Transmission Characteristics and Speed Ratio-Torque Load-Axial Force Relationship for Automotive V-belt CVT

김 현 수*, 김 광·원**, 김 승 일***
H.S. Kim, K.W. Kim, S.I. Kim

1. 머리 말

V-벨트 CVT (Continuously Variable Transmission)는 M/T, A/T에 이어 제 3세대의 차량용 변속기로 주목받고 있다. V-벨트 CVT는 기존의 기어박스(gear box)식 M/T 또는 A/T가 4~5 단의 고정된 변속비만을 가질 수 있는데 반하여 주어진 변속비 범위 내에서 무한대의 변속비를 가질 수 있는 것이 커다란 특징이다. 이와같은 특성으로 인하여 최대동력곡선 또는 최대연비곡선을 따라 주행하는 것이 가능하기 때문에 연료 1ℓ당 주행거리가 M/T 차에 비해 약 15%, A/T 차에 비해 약 50%나 향상된다는 결과가 보고되어 있다.^{1,2)}

V-벨트 CVT는 새로운 개념은 아니며 자동차 산업초기부터 그 응용이 시도된 바 있으나 벨트의 내구성, 마찰에 의한 동력전달에 대한 신뢰성, 적절한 변속비 유지를 위한 제어성 등 여러면에서 치차식 변속기에 뒤떨어져 실제 적용이 미루어져 온 상태이다. 그러나 최근에 이르러 복합고무벨트, 금속벨트, 체인 등 CVT용 벨트강도의 획기적인 개선과 제어기술의 발전으로 인하여 차량용 첨단

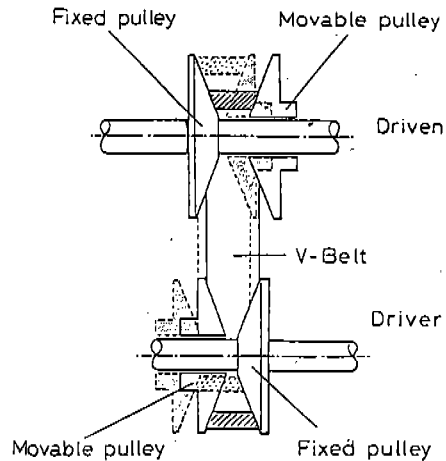


Fig. 1 Principle of a V-belt CVT power transmission

기술로서 다시 새로운 각광을 받고 있다.^{3,4,5)}

V-벨트 CVT의 무단변속기능은 구동 및 종동풀리에서 벨트의 회전반경을 연속적으로 변화시킴으로써 얻어진다. Fig.1은 V-벨트 CVT의 변속원리를 보여준다. 구동풀리와 종동풀리는 각각 축에 고정된 고정풀리와 축방향으로 이동이 가능한 이동풀리로 구성되어 있다. 구동풀리에서 고정풀리와 이동풀리 사

* 정회원, 성균관대학교 기계공학과 교수

** 성균관대학교 대학원

*** 정회원, 기아산업(주) 구동설계팀 부장

이의 폴리간격이 벌어지면 벨트는 안으로 파고들어 회전피치 반경이 작아지고, 축간거리와 벨트길이는 고정되어 있으므로 중동폴리의 회전피치반경은 커져서 변속이 이루어진다. 연속적인 벨트회전피치반경의 변화로써 무단 변속이 이루어지며, 이와같은 벨트 회전피치 반경의 변화 즉 고정폴리와 이동폴리 사이의 간격조정은 구동 및 중동폴리의 이동폴리면에 가해지는 축력에 의해서 제어된다. 한편 벨트의 동력전달은 V-벨트와 폴리사이의 마찰에 의하여 이루어지며 적절한 마찰을 유지하기 위하여는 역시 폴리에 가해지는 축력을 제어하여야만 한다. 따라서 주어진 변속비와 부하토크에 해당하는 적절한 축력의 제어는 V-벨트 CVT의 핵심이라고 할 수 있다.

따라서 본고에서는 차량용 V-벨트 CVT 중 (1) 고무 V-벨트 CVT와 (2) 금속 V-벨트 CVT에 대하여 벨트의 동력전달 특성과 변속비-부하토크-축력에 대하여 기술하고자 한다.

2. 고무 V-벨트 CVT

2.1 동력전달 특성

Fig. 2에 V-벨트 동력전달계가 도시되어 있다. 부하가 걸리면 부하토크와 평형을 이루기 위하여 벨트장력은 긴장축 장력 T_1 과 이완축 장력 T_2 로 변하고 전달토크 T_L 은 계의 평형에서 다음과 같이 표시된다.

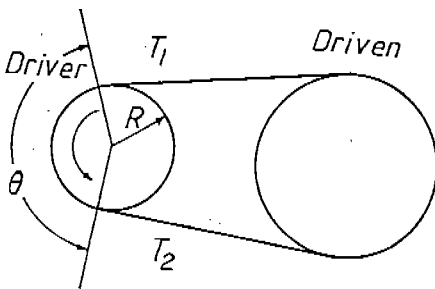


Fig. 2 Power transmission of a V-belt system

$$T_L = (T_1 - T_2) R \quad (1)$$

일반 V-벨트 구동에서 널리 사용되는 Eytelwein식은 긴장축 장력 T_1 과 이완축 장력 T_2 의 관계를 다음과 같이 정의하고 있다.

$$\frac{T_1}{T_2} = EXP(\mu' \theta) \quad (2)$$

여기서 μ' 은 유효마찰계수로서 $\mu' = \mu / \sin(\alpha/2)$ 로 정의되며 α 는 폴리의 V-홈각, θ 는 벨트와 폴리의 접점축각이다. Eytelwein식은 간단하기 때문에 일반 V-벨트 동력전달식으로 널리 사용되고 있지만 실제로 다음의 가정을 전제로 하고 있다.

- (1) 벨트와 폴리사이의 접축각 θ 전 구간에 걸쳐 마찰력이 작용하고 이 마찰력에 의하여 동력이 전달된다.
- (2) 위 마찰력은 접선방향으로 작용한다.
- (3) 벨트의 회전중심과 폴리의 회전중심은 같다.
- (4) 벨트와 폴리사이의 마찰계수 μ 는 일정하다.
- (5) 벨트가 폴리에 감길때 굽힘 모멘트의 영향은 없다.

그러나 위 가정은 전부 사실과 다르다. 항목별로 검토하여 보면,

(1) 벨트와 폴리사이의 접점축각 θ 중 일부만이 동력전달에 사용된다. 접점축각은 비활동(inactive) 및 활동(active)구간으로 나뉘어지며 벨트와 폴리사이의 마찰력은 활동구간에만 작용한다.^{6,7)}

(2) V-벨트는 평벨트와 달리 폴리의 V-홈 안으로 파고들기 때문에 마찰력은 폴리의 접선방향과 반경방향 성분을 동시에 고려해야 한다.

(3) 벨트의 반경 및 접선방향 미끄럼으로 인하여 벨트의 회전중심은 폴리의 회전중심과 다르다.

(4) 마찰계수 μ 는 벨트와 폴리사이의 수직압력의 함수일 뿐만아니라 벨트와 폴리의 상대 미끄럼 속도 즉 크리이프 속도(creep velocity)에도 의존한다.^{8,9,10,11)}

(5) V-벨트는 평벨트와 달리 벨트 두께를 무시할 수 없고 따라서 풀리에 감겨 회전할 때 굽힘모멘트에 의한 응력이 발생한다.

Eytelwein식은 위와 같은 사항을 전부 무시하였기 때문에 정확한 부하토크 변속비 및 축력관계를 필요로 하는 V-벨트 CVT 구동에 그대로 적용할 수 없다.

1955년 Worley¹²⁾가 농업차량용 V-벨트 CVT의 변속비, 부하토크, 축력관계식을 발표한 이래 Eytelwein의 그릇된 가정을 보완하여 실제 V-벨트 CVT 구동에 보다 가까운 동력전달 관계식을 구하고자 하는 많은 노력이 있었다.^{13,14,15,16)} 이와같은 연구중 Sweden의 Gerbert는 벨트와 풀리사이의 마찰계수 μ 가 일정하다는 가정을 제외하고 나머지 사항들을 모두 고려한 일련의 연구^{14,15)}를 통하여 V-벨트 구동에 관한 지금까지의 연구결과중 가장 정확한 해를 구한 바 있다. 그러나 Gerbert의 동력전달 관계식은 비선형 미분방정식으로 표시되어 실제 설계에 필요한 직관적인 정보를 얻을 수 없고, 미분방정식의 수치해석과정에서 초기조건값에 극히 민감하게 반응하여 안정된 해를 구하기가 어렵다는 단점을 가지고 있다. Dolan과 Worley¹⁶⁾는 Gerbert의 수치해석 결과를 기초로 물리적인 의미와는 전혀 관계없는 curve fitting 식을 구하고 이를 사용하여 방대한 데이터뱅크(data bank)를 작성, 설계에 이용하고자 하였다. Kim¹⁷⁾은 V-벨트 CVT의 변속비 - 부하토크 - 축력에 대한 관계식을 구하고 Gerbert의 이론식과 비교하였다. Kim의 식은 Gerbert의 수치해석에 의한 완전해와 거의 일치하고 있을 뿐만아니라, 식이 간단하여 대수적으로 쉽게 풀 수 있고 설계에 필요한 직관적인 정보를 얻을 수 있다는 장점이 있다. Kim의 연구결과에 의한 V-벨트 CVT의 동력전달 관계식은 다음과 같다.

구동풀리 벨트장력

$$T = T_1 \quad 0 < \theta < \theta_R \quad (3)$$

종동풀리 벨트장력

$$T = T_2 \quad 0 < \theta < \theta_i$$

$$T = T_2 \text{ EXP}[\mu'(\theta - \theta_i)] \quad \theta_i < \theta < \theta_N \quad (4)$$

여기서 θ_R = 구동풀리 접촉각
 θ_i = 종동풀리 비활동구간의 크기
 θ_N = 종동풀리 접촉각

식(3)은 구동풀리에서 벨트와 풀리사이의 자립작용(self-locking)으로 인하여 반경방향 마찰력만 작용하고 따라서 벨트장력은 진입시의 긴장측 장력 T_1 으로 일정함을 의미한다. 벨트장력은 구동풀리의 전접촉각 θ_R 에 이르기까지 T_1 을 유지하다가 진출시 이완측 장력 T_2 로 감소한다. 식(4)는 종동풀리의 비활동구간에서 벨트장력은 T_2 로 일정하고 활동구간에서 Eytelwein식에 의하여 장력이 변화함을 뜻한다. 식(3), (4)에 의한 벨트장력 변화를 도시한 것이 Fig.3에 나와 있다.

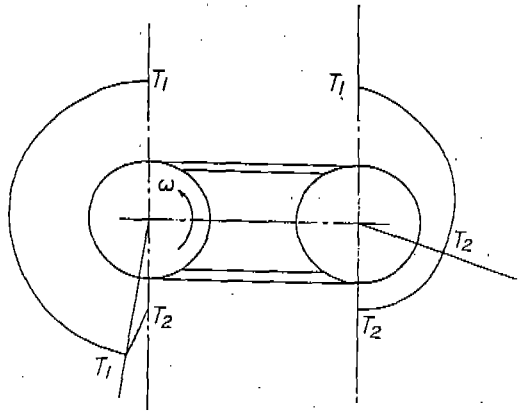


Fig. 3 Belt force distribution of a V-belt CVT

2.2 변속비 - 부하토크 - 축력

구동풀리

Kim¹⁷⁾의 연구에서 구동풀리 축력 F_R 은 다음과 같이 구해진다.

$$F_R = \frac{T_1}{2} \theta_R \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (5)$$

종동풀리

종동풀리 축력 F_N 은 비활동구간의 축력 F_{N0} 와 활동구간의 축력 F_{Na} 의 합으로 구해진다.

$$\begin{aligned}
 F_N &= F_{Ni} + F_{No} \\
 &= \frac{T_2}{2} (\theta_N - \theta_a) \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) \\
 &\quad + \frac{T_1 - T_2}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (6)
 \end{aligned}$$

여기서 θ_a 는 활동구간의 크기이며 다음식으로 표시된다.

$$\theta_a = \frac{1}{\mu} \left(\ln \frac{T_1}{T_2} \right) \sin \frac{\alpha}{2} \quad (7)$$

식(5), (6)에서 긴장측 장력과 이완측 장력과의 차이 $T_1 - T_2$ 는 부하토크에 비례하며 변속비는 구동풀리 또는 종동풀리의 벨트-풀리 접촉각 θ_R 또는 θ_N 에 관계함으로 식(5), (6)은 고무 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력관계식이 된다.

벨트-풀리 접촉각 θ 와 변속비 R 과의 관계식은 Fig. 4에서 다음과 같이 구할 수 있다.

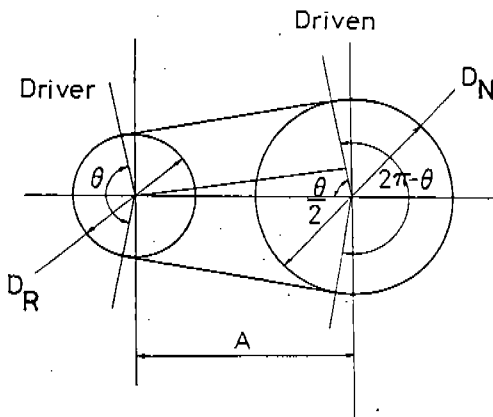


Fig. 4 Contact angle and speed ratio of a V-belt CVT

$$L = 2A \sin \frac{\theta}{2} + \frac{D_R}{2} \theta + \frac{1}{2} R D_R (2\pi - \theta) \quad (8)$$

$$\cos \frac{\theta}{2} = \frac{(R-1)}{2A} D_R \quad (9)$$

여기서 A = 축간거리

D_R = 구동풀리 벨트 회전피치지경

R = 변속비 D_N/D_R

Fig. 5는 고무 V-벨트 CVT의 변속비-부

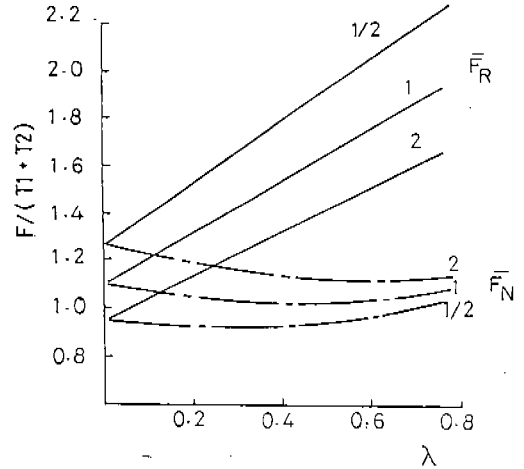


Fig. 5 Nondimensional speed ratio-torque load-axial force relationship (from Ref. 17)

하토크-축력에 관한 식(5), (6)을 무차원방으로 도시한 그림이다. λ 는 트랙션 계수(traction coefficient)로서 $\lambda = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2}$ 로 정의되며¹⁷⁾ 부하토크의 크기를 나타내는 변수로 흔히 사용된다. 변속비 $R=1, 2, 1/2$ 인 경우에 대하여 트랙션 계수 λ 에 대한 무차원 축력 \bar{F}_R, \bar{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.

Fig. 5에서 볼 수 있듯이 각 변속비에서 구동풀리 축력은 트랙션 계수 λ 즉, 부하토크가 증가할 때 선형적으로 증가한다. 종동풀리 축력 F_N 은 아래로 볼록한 형상을 보이며 변화하지만 λ 의 증가에 대하여 큰 차이는 없다. 이것은 일정한 변속비에서 차량의 부하토크가 증가할 때 속도를 일정하기 유지하기 위해서는 Fig. 5에 도시된 바와 같이 구동풀리의 축력을 선형적으로 증가시키고 종동풀리의 축력은 대체로 일정하게 유지해야 함을 의미한다. 변속비 $R=1/2 \sim 2$ 의 범위에서 구동풀리 축력은 변속비 2에서 가장 크고 1/2에서 가장 작는데 이것은 접촉각의 크기로 설명할 수 있다. 변속비 1/2일때 구동풀리의 벨트-풀리 접촉각은 가장 크고 구동풀리 축

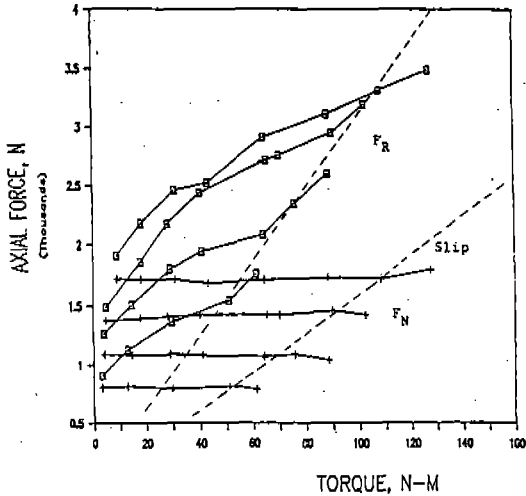


Fig. 6 Axial force versus torque load at speed ratio $R = 4/5$

력은 접촉각에 비례하므로 큰 값을 보인다. 이와는 반대로 종동풀리의 접촉각은 변속비 2일때 가장 크고 따라서 가장 큰 축력을 갖게된다.

Fig. 5의 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. 5의 관계곡선을 만족시키는 적절한 축력제어장치의 설계가 되겠다.

Fig. 6은 V-벨트 CVT의 축력 실험결과를 종동축의 부하토크 T_N 을 변수로 도시한 것이다.¹⁸⁾ 변속비 $R=4/5$ 에서 종동풀리 축력 F_N 을 기준으로 $F_N=800N$, $1400N$ 및 $1700N$ 에 대하여 부하토크 T_N 을 변화시키며 구동 및 종동풀리 축력을 측정 도시하였다. $F_N=800N$ 인 경우 부하토크 $T_N=50N-m$ 근처에서 구동풀리 축력은 갑자기 증가하고 종동풀리 축력은 감소하는데 이것은 이 부하토크에서 종동풀리의 벨트와 풀리사이에 미끄럼이 발생하였기 때문이다. 축력이 $F_N=1100N$, $1400N$, $1700N$ 으로 증가함에 따라 V-벨트 CVT의 전달 부하토크 용량은 $T_N=60N-m$, $80N-m$, $106N-m$ 로 증가하여 미끄럼이 발생하는 부하토크는 축력이 증가할

수록 증가한다. 구동풀리 축력과 종동풀리 축력에서 미끄럼이 발생하는 지점을 점선으로 표시한 것이 Fig. 6에 도시되어 있다. 점선 아래 부분은 미끄럼이 발생하는 영역으로 운전이 불가능하고 따라서 V-벨트 CVT의 운전은 점선 위 부분에서 이루어져야 한다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 축력 즉 벨트장력이 클수록 미끄럼은 큰 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 풀리사이의 미끄럼을 방지하기 위하여는 축력을 크게 하는 것이 바람직하지만 지나친 축력은 과도한 벨트장력을 발생시켜 벨트수명을 급속히 단축시키기 때문에 적절한 축력공급이 필요하다.¹⁹⁾ 적절한 축력이란 차량의 설계사양에서 주어진 변속비-부하토크-축력관계식 식(5), (6)를 만족시키는 축력을 말한다. 그러므로 운전시 주어진 변속비-부하토크-축력곡선을 만족시키는 축력제어장치의 설계가 V-벨트 CVT 설계의 관건이라 하겠다.

Fig. 7은 변속비-부하토크-축력에 대한 이론곡선을 실험결과를 근거로 하여 수정 도시

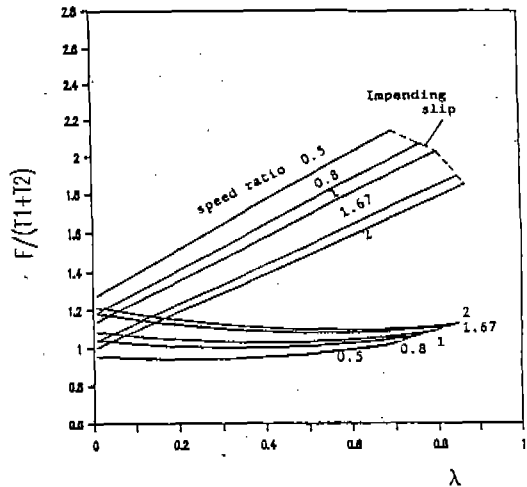


Fig. 7 Nondimensional axial force versus traction coefficient at impending slip

한 그림이다.¹⁸⁾ 실험에서 얻어진 각 변속비와 축력에서의 미끄럼영역(impending slip region)을 트랙션 계수 λ 로 환산하여 이론 곡선에 표시하였다. 이론적으로는 V-벨트 CVT는 $\lambda=1$ 까지 토크전달이 가능하지만 실제로는 변속비에 따라 미끄럼이 일어나는 값이 달라지며 이 값은 실험으로 구해야만 한다. 따라서 Fig. 7의 곡선은 V-벨트 CVT의 실제 운전영역이라고 할 수 있다.

V-벨트 CVT설계에 있어서는 주어진 설계 사양 즉, 변속비 범위, 축간거리, 벨트와 풀리사이의 마찰계수, 풀리 V-홈가에 대하여 실험으로 Fig. 7과 같은 운전영역을 구하고 운전영역내에서 변속비-부하토크-축력에 관한 이론식을 사용해야 할 것이다.

3. 금속 V-벨트 CVT

3.1 동력전달 특성

금속 V-벨트는 고무 V-벨트에 비하여 강도면에서 훨씬 우수하다. 네덜란드의 Van Doorne 사(현재 Sweden의 Volvo에 병합됨)에서는 자체 개발한 금속 V-벨트를 사용하여 산업용 및 차량용 CVT를 보급한 바 있다. Van Doorne사의 기술보고에 따르면¹⁹⁾ 차량용으로 엔진 배기량 6500 cc, 출력 120 HP까지의 금속 V-벨트 CVT 모델이 개발되어 있으나 실제 차량용으로 사용되고 있는것

은 엔진 배기량 1400 cc 미만의 소형차에 주로 보급되어 Ford의 Fiesta, Fiat의 Uno 및 Subaru Justy 등에 사용되고 있다.

Fig. 8은 금속 V-벨트의 단면과 조립된 상태를 보여주고 있다. 금속 V-벨트는 강철 밴드(steel band)상에 금속블록을 배열한 형상을 가지고 있다. 강철밴드는 서로 원주길이가 조금씩 다른 두께 0.2mm의 밴드를 10~14개 겹쳐 놓아 큰 인장강도를 가지면서 유연성이 크도록 되어 있다. 평균두께 3mm의 금속블록은 핀과 구멍을 가진 구조로 밴드위에서 서로 힌지(hinge)점을 갖고 밴드와 함께 굽혀질 수 있다. 금속벨트는 조립시 마지막 블록을 끼워 넣을때 블록과 블록 사이에 압축력이 작용하며 따라서 밴드에는 크기가 같은 인장력이 작용한다.

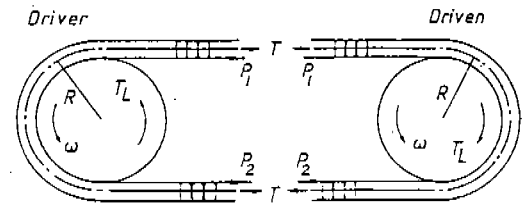


Fig. 9 Metal V-belt power transmission

Fig. 9는 금속 V-벨트 CVT의 동력전달 상태를 도시한 그림이다. 금속 V-벨트 CVT는 금속벨트와 2개의 풀리로 구성되어 있다. 풀리 축간거리는 고정되어 있으며 고무 V-벨트 CVT와 같이 이동풀리에 가해지는 축력에 의해서 벨트 회전피치반경이 변화하고 무단변속이 이루어진다. 운전중 구동풀리는 풀리와 금속블록 사이의 마찰에 의해 블록을 회전시키며 블록은 앞의 블록을 밀어 블록과 블록 사이에는 압축력이 생긴다. 이와같은 압축력은 블록이 풀리를 회전함에 따라 증가하여 진입시 P_1 에서 진출시 P_2 로 변화한다. 한편 종동풀리에서는 금속벨트 블록이 블록과 풀리사이의 마찰에 의해 풀리를 당겨 회전시키며 따라서 블록과 블록사이의 압축력은 감소한다. 압축력은 종동풀리 진입시 P_2 에서 P_1 으로 변화한다. 금속밴드와 블록사이의 마찰을 무시한다면 밴드의 장력은 운전중 T 로

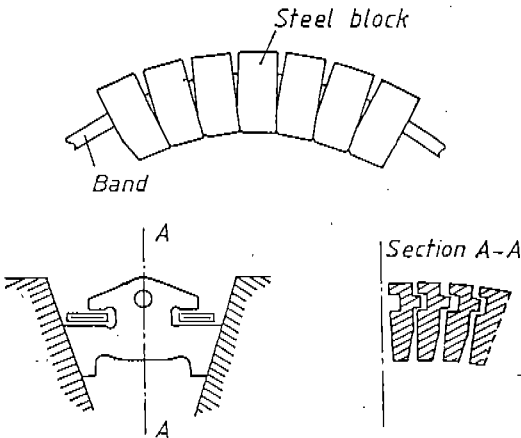


Fig. 8 Metal V-belt

항상 일정하며, 따라서 주어진 부하토크 T_L 에 대한 동력전달식은 다음과 같이 표시된다.^{20,21)}

$$T_L = (T - P_1)R - (T - P_2)R = (P_2 - P_1)R \quad (10)$$

식(10)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 벨트 장력의 차이 $T_1 - T_2$ 에 의해 전달되는 것과 뚜렷한 대조를 이룬다.

금속 V-벨트 CVT구동에 관하여는 Gerbert²⁰⁾의 연구를 제외하고는 상세한 이론적 해석이 거의 발표되고 있지 않은 실정이다. Gerbert의 금속 V-벨트 구동이론은 앞서 언급한 고무 V-벨트의 이론과 유사하고 비선형 미분방정식으로 표시된다. 따라서 본고에서는 저자의 연구결과²¹⁾를 기초로 하여 금속 V-벨트 CVT의 동력전달특성과 변속비-부하토크-축력관계를 살펴보기로 한다.

금속벨트 CVT해석을 위하여 다음의 가정을 하였다.

- (1) 금속블록과 벨트의 모임을 연속적인 벨트로 생각한다.
- (2) 금속블록과 벨트사이의 마찰력은 무시한다. 즉 벨트는 동력전달에 기여하지 않는다.
- (3) 운전중 벨트길이는 일정하다.
- (4) 풀리와 블록사이의 전접촉각은 비활동 및 활동구간으로 나뉘어지고 비활동구간에서 블록의 압축력은 일정하다.
- (5) 풀리와 블록사이의 윤활유에 의한 유체동력학적 효과는 무시한다. 실제로 금속벨트 CVT는 Power transmission oil에 잠겨 구동되기 때문에 풀리와 금속블록사이의 유막에 의한 유체동력학적 효과를 무시할 수 없다. 하지만 본고에서는 간단한 해석을 위하여 위와 같은 가정을 하였다. 해석결과 얻어진 금속벨트 CVT의 동력전달 특성을 요약하면 다음과 같다.

구동풀리

벨트의 장력은 T 로 항상 일정하고 구동풀리와 블록의 전 접촉각은 자립작용으로 인하여 비활동구간이 되고 따라서 반경방향 마찰력만 작용한다. 긴장측 벨트 블록의 압축력은 $P_1 = 0$ 이다. 즉 블록과 블록 사이에는 여유(play)가 있다.

종동풀리

벨트의 장력은 T 로 항상 일정하고 구동풀리와 블록의 전 접촉각은 비활동 및 활동구간으로 나뉘어진다. 비활동구간에서 풀리와 블록 사이에는 반경방향 마찰력만 작용하고 블록의 압축력은 P_2 로 일정하다. 활동구간에서는 접선방향 마찰력만 작용하며 블록의 압축력은 P_2 에서 $P_1(P_1 = 0)$ 으로 변화한다. 종동풀리 벨트 장력관계식은 다음과 같다.

$$\frac{T - P_1}{T - P_2} = e^{\mu' \theta_a} \quad (11)$$

$$\text{여기서 } \mu' = \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}}$$

위식은 다음의 조건하에서만 성립한다.

$$T - P_1 > 0$$

$$T - P_2 > 0$$

위의 조건은 다음과 같은 의미를 가지고 있다. 벨트의 장력이 블록의 압축력보다 커야한다는 것이다. 전달 부하토크가 증가할수록 이완측 블록의 압축력 P_2 는 증가함으로 벨트의 장력 T 가 P_2 보다 크려면 더 큰 축력을 공급해야 한다는 것을 알 수 있다. 따라서 벨트

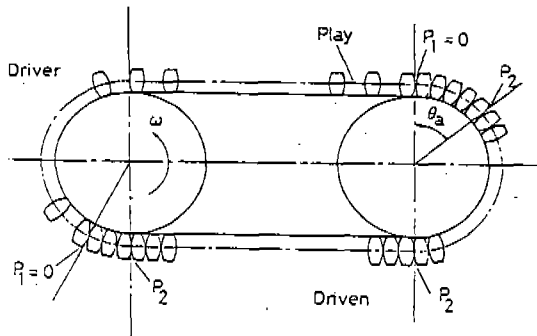


Fig. 10 Metal V-belt power transmission with play ($P_1 = 0$)

의 유효 드러스트 $P_2 - P_1$ 와 크기는 위 조건에 의한 제한을 받는다.

금속 벨트 CVT의 동력전달식은 앞에서 식(10)으로 구해졌다. $P_1 = 0, T - P_2 > 0$ 인 상태의 금속벨트 CVT의 동력전달 상태를 도시한 것이 Fig. 10에 나와있다.

3.2 변속비-부하토크-축력

구동풀리

구동풀리의 변속비-부하토크-축력관계식은 다음과 같다.

$$F_R = \frac{T}{2} \theta_R \frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \quad (12)$$

종동풀리

종동풀리의 변속비-부하토크-축력관계식은 다음과 같다.

$$F_N = \frac{T - P_2}{2} (\theta_N - \theta_a) \left(\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right) + \frac{P_2 - P_1}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2} \quad (13)$$

Fig. 11은 마찰계수 $\mu = 0.08$, V-홈각 22° , 밴드의 장력 $T = 200 \text{ Kgf}$, 변속비 $R = 1 (\theta = 180^\circ)$ 인 금속벨트 CVT의 구동 및 종동풀

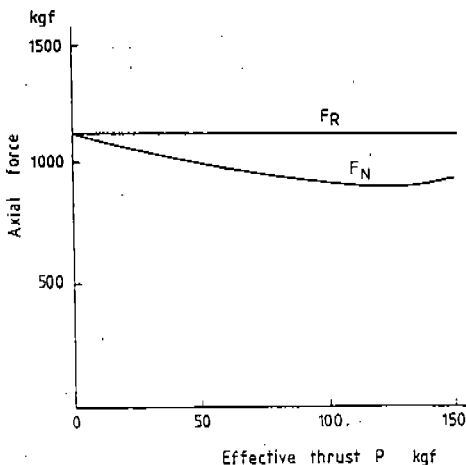


Fig. 11 Axial forces for metal V-belt CVT at speed ratio 1 and tension $T = 200 \text{ kgf}$

리 축력을 유효 드러스트 $P = P_2 - P_1$ 을 변수로 하여 도시한 것이다. Fig. 11에서 알 수 있듯이 금속벨트 CVT구동에서, 부하토크에 대하여 일정한 속도를 유지하고자 할 때 필요한 구동풀리 축력은 일정함을 알 수 있다. 이것은 고무벨트 CVT와 전혀 다른 현상으로 고무벨트 CVT에서는 일정한 속도를 유지할 때 부하토크가 증가하면 구동풀리 축력은 고무벨트 CVT의 종동풀리 축력이 부하토크에 대하여 거의 일정한데 비하여 부하토크 즉 유효 드러스트가 증가함에 따라 아래로 볼록한 곡선형상을 보이며 변화한다. Fig. 12의 축력곡선은 금속벨트 CVT구동에서 주어진 변속비와 부하토크에 대하여 필요한 축력을 어떻게 제어해야 할 것인가를 보여주고 있다.

Fig. 12는 변속비 $R = 2/3$ 에서 금속벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력에 대한 실험 결과를 도시한 것이다. 식(12)의 이론과 실험 결과에서 알 수 있듯이 구동풀리 축력은 드러스트 즉 부하토크의 크기와 관계없이 거의 일정한 값을 보이나 종동풀리 축력은 드러스트가 증가할수록 감소하다가 미끄럼 지점에 가까이 가면 즉 최대 부하토크 근처가 되면 약간 증가하고 미끄럼이 발생한다. 이와같은

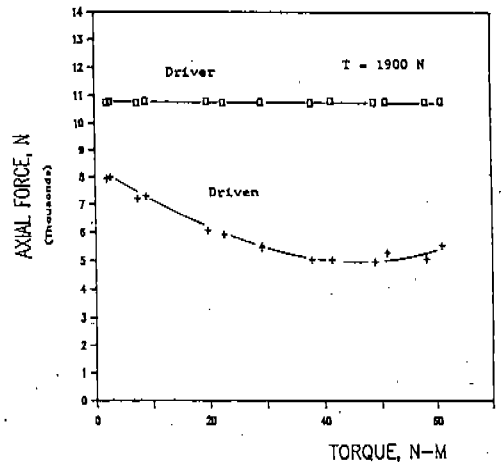


Fig. 12 Axial force versus torque load for belt tension $T = 1900 \text{ N}$ and speed ratio $R = 2/3$

구동 및 종동폴리 축력의 변화는 고무벨트 CVT의 축력 변화와 전혀 다른 경향을 보임을 알 수 있다. 고무벨트 CVT는 부하토크가 증가하면 구동폴리 축력이 선형적으로 증가한다. 종동폴리 축력은 아래로 볼록한 곡선을 보이며 변화하지만 큰 변화는 없었다. 그러나 금속벨트 CVT는 앞서 언급한 바와 같이 부하토크 증가에 따라 종동폴리 축력이 감소하고 구동폴리 축력은 거의 변화가 없다. 이와같은 현상은 앞에서 이론적으로 설명된 바와 같이 금속벨트 CVT의 동력전달이 금속블록간의 압축력에 의하여 이루어지기 때문이다. 고무벨트 CVT에서는 동력전달이 벨트의 장력차, 즉 $T_1 - T_2$ 에 비례하여 부하토크가 커지면 긴장측 장력 T_1 은 증가하고 이완측 장력 T_2 는 감소하였다. 고무벨트 CVT의 구동폴리 축력은 식(5)에 표시된 것처럼 벨트의 긴장측 장력 T_1 과 비례하므로 부하토크 증가에 따라 선형적으로 증가한다. 하지만 금속벨트 CVT는 부하토크가 커지면 블록의 압축력 P_2 는 증가하지만 밴드의 장력 T 는 항상 일정하다. 구동폴리 축력은 밴드의 장력 T 에 비례하기 때문에 식(12) 부하토크에 관계없이 일정하고 종동폴리 축력은 $T - P_2$ 에 비례하므로 식(13) 부하토크가 증가하면(즉 P_2 가 증가하면) 감소하게 된다.

4. 고무벨트 CVT와 금속벨트 CVT의 비교

고무벨트 CVT와 금속벨트 CVT의 가장 뚜렷한 차이는 (1) 동력전달방법과 (2) 마찰특성의 차이라고 하겠다. 즉 고무벨트 CVT는 벨트와 폴리사이의 건마찰(dry friction)에 의하여 동력이 전달되며 전달토크의 크기는 벨트의 장력차 $T_1 - T_2$ 에 비례한다. 이에 반하여 금속벨트 CVT는 벨트와 폴리사이의 유막에 의한 습마찰(wet friction)에 의하여 동력이 전달되며 전달토크 크기는 금속블록의 드러스트 차이, $P_2 - P_1$ 에 비례한다. 고무벨트의 건마찰에 대한 마찰계수는 $\mu = 0.3 \sim 0.5$ 범위이고 금속벨트의 습마찰에 대한 마찰계

수는 $\mu < 0.1$ 범위에 있다. 따라서 구동 및 종동폴리의 축력은 식(5), (6)과 (12), (13)에서 알 수 있듯이 마찰계수의 역수에 비례하므로 금속벨트 CVT가 고무벨트 CVT 비하여 훨씬 큰 축력을 필요로 함을 알 수 있다. 결국 금속벨트는 고무벨트에 비해 우수한 강도를 가지고 있지만 높은 축력을 필요로 하며 이에 적합한 축력제어장치가 부가되어야 하는 단점을 가지고 있다. 최근에는 고무벨트의 장점인 큰 마찰계수를 이용하고 벨트의 강도를 보완한 CVT용 복합고무벨트가 미국의 Gates, 일본의 Bando, Mistuboshi 등에 의해 개발되어 차량용 CVT로서 실용화 단계에 있다.

5. 맺음말

V-벨트 CVT는 새로운 재질의 사용에 따른 강도개선과 마이크로 프로세서(microprocessor)를 채용한 제어성 향상 등으로 단점을 점차 보완해 가고 있으며 제 3세대의 차량용 변속장치로서 그 역할이 기대되고 있다. 특히 소형차 생산에 주력하고 있고, 국민차 개발을 앞둔 국내자동차 업계현황을 고려할 때 소형차용 자동 변속기로서 V-벨트 CVT의 연구 개발의 활성화가 크게 요구되는 실정이다.

V-벨트 CVT는 구미 및 일본의 각 자동차 회사간에 치열한 경쟁의 연구대상이나 발표된 문헌이 거의 없는 관계로 본문에서는 필자의 연구결과를 중심으로 (1) 고무 V-벨트 CVT와 (2) 금속 V-벨트 CVT의 동력전달특성과 변속비-부하토크-축력관계를 살펴 보았다. 특히 금속벨트 CVT는 폴리사와 벨트사이의 윤활유에 의한 유체동력학적 특성을 고려해야 하지만 본고에서는 이와같은 특성을 무시하고 간단한 해석에 의한 경향을 제시하였다. 본문에서 살펴본 바와같이 V-벨트 CVT의 설계 또는 진단에서는 변속비-부하토크-축력관계를 만족시키는 축력공급장치와 이의 제어가 가장 중요한 과제임을 알 수 있다.

참 고 문 헌

1. R.F. Stieg, W.S. Worley, "A Rubber Belt CVT for Front Wheel Drive Cars," SAE Paper 820746, 1982.
2. D. Scott, "Belt Drive CVT for '82 Medel Year," Automotive Engineering, Vol.88, pp.136-140, Feb. 1980.
3. 김현수, "자동차용 V-벨트 무단변속기", 자동차공학회지, Vol. 9, pp. 1~9, 1987.
4. R.F. Stieg, J.P. Dolan, "Mechanical Control of a V-Belt CVT," Gates Rubber Company Report, 1984.
5. D.R. Houser, K. Srinivasan, G.L. Kinzel, "Microprocessor Controlled Continuously Variable Rubber V-Belt Transmission for an Automobile," SAE Paper 820745, 1982.
6. T.C. Firbank, "On the Forces Between the Belt and Driving Pulley of a Flat Belt Drive," ASME Design Engineering Technical Conference, Chicago, Sep. 26-30, 77-DET-161, 1977.
7. H. Kim and K.M. Marshek, "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, 1988.
8. V.E. Gough, "Friction of Rubber," Rubber Chem. Technol., Vol.33, pp.158-180, 1960.
9. L.A. Grosch, "The Relation Between the Friction and Visco-Elastic Properties of Rubber," Proc. Roy. Soc., A2274, pp. 21-39, 1963.
10. G.M. Bartenev, "Rubber Structure and Coefficient of Friction," Rubber Chem. Technol., Vol.35, pp.371-378, 1962.
11. H. Belofsky, "On the Theory of Power Transmission by a Flat, Elastic Belt," Wear, Vol.25, pp.73-84, 1973.
12. W.S. Worley, "Designing Adjustable Speed V-belt Drives for Farm Implement," SAE Trans. Vol.63, pp.321-333, 1955.
13. L.R. Oliver, "Design Equations for a Speed and Torque Controlled Variable Ratio V-belt Transmission," SAE 73003, 1973.
14. B.G. Gerbert, "Scheibenspeizkraft in Breitkeilriemengetrieben," Antriebstechnik, pp. 17-21, 1974.
15. B.G. Gerbert, "Adjustable Speed V-Belt Drivers-Mechanical Properties and Design," SAE Paper 740747, 1974.
16. J.P. Dolan and W.S. Worley, "Closed-Form Approximations to the Solution of a V-Belt Force and Slip Equations," ASME Design Engineering Technical Conference, Cambridge, Oct. 7-10, 84-DET-78, 1984.
17. Hyunsoo Kim and Kwangwon Kim, "Axial Force of a V-Belt CVT (Part 1: Theoretical Analysis)," KSME Journal, Vol.3, No.1, pp.56-61, 1989.
18. 김현수, 김광원, "V-벨트 CVT의 축력 해석(II)-실험적 연구", 대한기계학회 논문집, 1989 (In process).
19. S.C. van der Veen, "Transmatic Variable Drive Transmission," Power, April, pp. 133-140, 1977.
20. B.G. Gerbert, "Metal V-Belt Mechanics," ASME Design Engineering Technical Conference, Cambridge, Oct. 7-10, 84-DET-227, 1984.
21. 김현수, 김광원, "금속 V-벨트 CVT의 축력해석", (발표예정).