

건식 무단변속기 부품 성능에 관한 실험적 연구 An Experimental Study on the Parts Performance of Dry CVT

권 영 웅

Y. W. Kwon

Key Words : Dry CVT(건식 무단변속기), Movable Flange(가동 플랜지), Spring(클러치 스프링), Roller(롤러), Speed Ratio(변속비)

Abstract : The main advantages of the Dry CVT with V-belt, which has been popular in Asia, are a simple mechanism, less maintenance and low cost. The important factors which have an influence on the performance of the CVT are the weight of the centrifugal roller, the change of axial distance and spring force. Based on an experiment, the effects of load torque, speed ratio, and revolution of both the driving pulley and the driven pulley during the alteration of the axial distance, roller weight and spring constant were studied.

1. 서 론

엔진과 트랜스미션은 차량에서 가장 핵심적인 부품이라 할 수 있으며 특히 트랜스미션은 엔진만큼이나 지속된 연구와 발전을 계속하고 있다. 현재 상용화가 부분적으로 이루어져 있으면서 꾸준히 연구, 개발 중인 무단변속기는 국내의 제작사에서조차 상용화를 목표로 개발의 관심이 높아지고 있다. 주어진 변속패턴에 따라 최소 및 최대 변속비 사이를 연속적으로 변화시킴으로써 엔진특성을 최대한 활용하여 우수한 동력 성능과 연비성능을 이루고 있어 더욱 각광받고 있다.^{1, 2)}

건식 무단변속기의 개발은 엔진의 출력을 손실없이 항상 최적의 상태에서 사용하는 것을 목표로 시작된 것으로 이륜차, 스노우 모빌, 탐사에 사용되는 서브컴팩트 카 등 차세대 차량 변속기로 자리잡고 있다. 건식 무단변속기를 장착한 이륜차는 구조가 간단하고, 가격이 저렴하며, 보수 유지가 쉽고 특히 클러치 조작이 필요 없고 운전이 용이하여 해마다 생산량이 증가하고 있다. 따라서 건식 무단변속기 장착 이륜차가 대만에서만 1년에 30만대 이상 판매되고 있는 실정이다.³⁾

본 연구에서는 건식 무단변속기의 각 구성부품의 성능을 시험하기 위해 무단변속기 전용 다이내모미터를 이용하여 구동폴리와 종동폴리사이의 축간거리의 변화가 동력전달에 미치는 영향을 시험하였고, 구동폴리 가동 플랜지내의 롤러무게를 변화시켜 그 영향을 분석했으며, 종동폴리의 압축스프링을 변동시켜 전달토크, 구동폴리와 종동폴리의 벨트 회전 피치반경 변화, 그리고 종동폴리의 회전속도의 데이터를 취득하여 이에 따른 성능분석을 수행하였다. 본 실험의 결과들은 실제 생산현장에서 건식 무단변속기 각 구성부품의 기능파악에 커다란 도움을 줄 수 있으며, 이는 국산독자모델의 설계근거를 제시한다.

2. 건식 무단변속기의 구성과 변속원리

건식 무단변속기는 V-벨트로 연결된 구동폴리와 종동폴리로 구성되어 있다. 각각의 폴리는 변속이 이루어짐에 따라 축 방향으로 변동하는 가동 플랜지와 회전축에 고정되어 있는 고정 플랜지가 설치되어 있다. 각각의 구성부품들은 Fig. 1과 같다.

구동폴리는 가동 플랜지와 고정 플랜지 그리고 롤러와 램프 플레이트로 구성되어 있으며, 램프 플레이트는 엔진부에 접촉하고 있으며, 롤러는 가동 플랜지 내에 내장되어 있으며 엔진의 회전에 따라 원심력에 의해 이동하게 된다.

접수일 : 2006년 5월 23일, 채택확정 : 2006년 7월 31일

권영웅(책임저자) : 서울대학 자동차과

E-mail : ywkwon@seoil.ac.kr

Tel : 02-490-7418

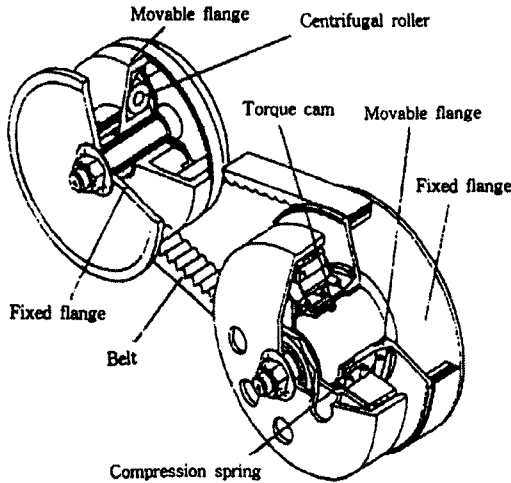


Fig. 1 The main components of CVT

중동풀리의 가동 플랜지는 토크-제어 인장 메카니즘을 갖추고 있다. 이 기구는 내부에 나선형 캠과 캠 중동부, 압축 코일 스프링으로 구성되어 있다. 구동부는 엔진부의 크랭크 샤프트에 연결되어 있고, 엔진의 회전이 증가함에 따라 구동풀리 측 가동 플랜지 내의 롤러는 원심력에 의하여 반경방향으로 움직여 가동 플랜지를 밀어내어 풀리사이에 있는 벨트의 회전 피치직경을 변화시키며, 이에 연동하여 중동풀리의 벨트 회전 피치직경은 작아져 연속적인 변속이 이루어진다. 벨트 회전 피치직경의 변화는 변속비를 결정하며 구동풀리와 중동풀리의 가동 플랜지에 제공되는 축력에 의해서 제어된다. 또한, 축력은 엔진 회전에 의한 롤러의 원심력에 의존되며, 롤러는 가동플랜지의 구성요소인 램프 플레이트와 가동 플랜지의 프로파일의 의해 움직임이 결정된다.

건식 무단변속기의 기본방정식은 변속비-부하토크-축력에 대한 관계식으로 미국 Gates사의 Worley⁵⁾는 주로 농기계용 V-벨트 무단변속기에 대하여 연구하였는데 주로 실험에 의존하였다. Worley의 변속기-부하토크-축력 관계식은 다음과 같다.

$$F_R = \frac{T_1}{2} \Theta \left[\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (1)$$

$$F_N = \frac{T_1 - T_2}{2 \ln \frac{T_1}{T_2}} \Theta \left[\frac{1 - \mu_R \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu_R + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (2)$$

여기서,

F_R : Axial force at driving pulley

F_N : Axial force at driven pulley

T_1 : Outlet belt tension

T_2 : Inlet belt tension

α : Groove angle($^\circ$)

Θ : Contact angle($^\circ$)

μ : Coefficient of friction between belt and flange

μ_R : Coefficient of friction for radial component

식 (1)과 식 (2)는 전달토크가 증가하면 정확하지 않다고 보고되어 있으며, 또한 정확한 마찰계수가 결정되어 있지 않다.

또한 Kim^{3, 7)}은 위의 식들과 Lutz의 실험을 근거로 중동풀리의 벨트에 장력변화를 일으키는 활동 영역과 장력변화를 일으키지 않는 비활동 영역으로 구분하여 변속비-부하토크-축력 관계식을 구하였다.

$$F_R = \frac{T_1}{2} \Theta_R \left[\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (3)$$

$$F_N = \frac{T_2}{2} (\Theta_N - \Theta_{N_s}) \left[\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] + \frac{T_1 - T_2}{2\mu} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4)$$

Kim의 이론적인 결과를 무차원화 시켜보자. 이를 위해 부하토크의 크기를 나타내는 트랙션계수 (traction coefficient) λ 를 도입한다.

$$\lambda = \frac{T_1 - T_2}{T_1 + T_2} \quad (5)$$

부하토크는 $T_1 - T_2$ (유효장력)에 비례하기 때문에 트랙션계수는 부하토크의 크기를 나타내는 무차원 수로 쓰인다. 식(3)과 (4)를 벨트의 전장력 ($T_1 + T_2$)로 나누어 정리하면 무차원화된 축력식을 얻을 수 있다.

$$\overline{F}_R = \frac{1+\lambda}{4} \Theta_R \left[\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] \quad (6)$$

$$\overline{F}_N = \frac{1-\lambda}{4} (\Theta_N - \Theta_{N_s}) \left[\frac{1 - \mu \tan \frac{\alpha}{2}}{\mu + \tan \frac{\alpha}{2}} \right] + \frac{\lambda}{2\mu} \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (7)$$

위의 식을 배기량 125cc의 SG125 건식 무단변속기를 대상으로 적용하여 본다. SG125의 구동폴리와 종동폴리사이의 축간거리는 270mm이며, 차량운행 중의 변속비 영역은 0.9-2.8이다. 생산도면으로부터 각 변속비조건에서 접촉각들을 계산할 수 있으며, 또한 폴리와 벨트사이의 마찰계수를 결정하여야 하는데, 이 마찰계수는 구동중에 0.3와 0.5로 변화하는 것으로 알려져 있는데 본 연구에서는 Kim과 마찬가지로 0.4로 가정한다. 이 결과는 Fig. 2와 같다.

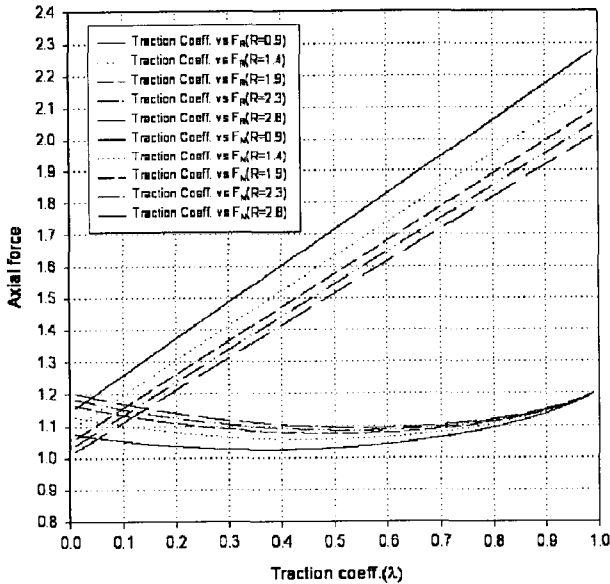


Fig. 2 Nondimensional axial force vs. Traction coefficient for various speed ratios

그림에서 보는 바와 같이 일정한 변속비하에서 구동폴리의 축력은 트래션계수가 증가함에 따라 선형적으로 증가하고, 종동폴리의 축력은 아래로 볼록한 형태로 변화하지만 그 크기는 많은 변화를 나타내지는 않고 있다. 이를 고찰하여 보면 V-벨트 건식 무단변속기를 장착한 차량은 주행시 일정한 속도(변속비)를 유지하기 위해서는 부하토크의 증가에

따라 구동폴리의 축력은 선형적으로 증가시켜야 하고, 종동폴리의 축력은 큰 변화없이 거의 일정하게 유지하여야 함을 알 수 있다.

3. 성능 실험

3.1 실험장치

이륜차 무단변속기의 각 구성부품의 실제적인 기능과 영향을 파악하기 위한 무단변속기 전용 다이내모미터의 개념도는 Fig. 3과 같다. 무단변속기를 구동시킬 수 있는 모터를 구동원으로 하였고 모터와 구동폴리를 연결하고, 종동폴리 축에는 부하장치가 부착되어 있고 축의 비틀림을 측정하여 전달토크를 얻을 수 있도록 되어 있다.

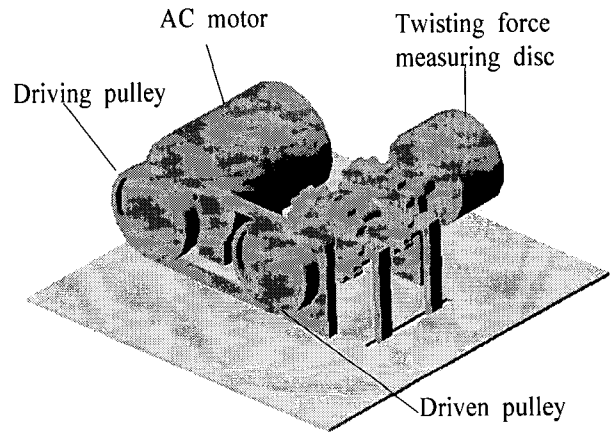


Fig. 3 Concept diagram of dynamometer

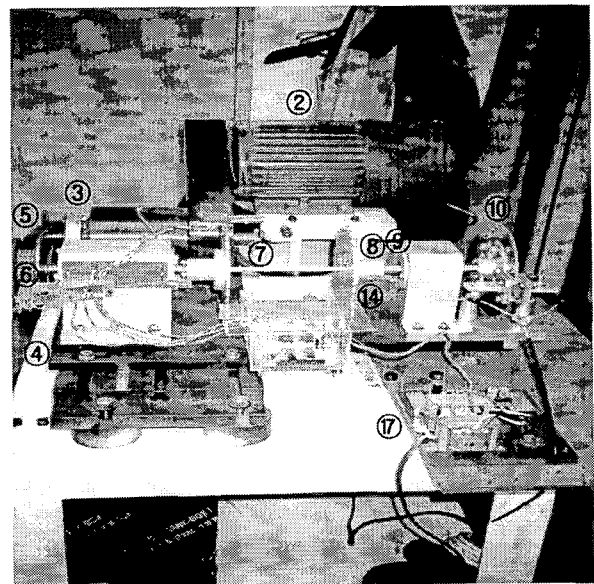


Fig. 4 Photograph of experimental apparatus

실험장치에서 구동풀리와 종동풀리의 회전수, 벨트 회전 피치반경, 전달토크를 얻을 수 있도록 하기 위해 구성요소로서 엔진 구동부를 대신하는 AC모터, 시험 무단변속기, 비틀림 측정 디스크 및 축, 측정센서, 데이터 변환장치, 그리고 데이터 획득장치로 구성되어 있다. 실험장치를 구성하고 있는 각 부품 및 규격은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Parts list of experiment

No.	Parts list/Specification
1	Motor controller
2	AC motor/2HP
3	Driving pulley/50 cc SJ50 model
4	Driven pulley/50 cc SJ50 model
5	CVT/50 cc SJ50 model
6	V-belt
7	Torsion axle/Diameter 8 mm, aluminum alloy
8	Torsional disk/Diameter 150 mm, thickness 3 mm
9	Rotational bearing
10	Disk brake/Diameter 160mm, thickness 3mm
11	Brake pad
12	Photointerrupter /SG-205
13	Photointerrupter /SG-205
14	Linear potentiometer/50K ohm, max. 35 mm stroke
15	CPU / at90s2333, at90s2313
16	A/D Converter /Resolution 12 bit
17	Data acquisition card /ACL-8111, ISA Type
18	Data acquisition program/DOS version Turbo C++ 3.0
19	PC/Intel Pentium II 166 Mhz

3.2 실험 방법

실험에 적용한 건식 무단변속기의 구동풀리와 종동풀리사이의 축간거리는 285mm와 211mm 두 가지 경우에 국한시켜 실험을 수행하였다. 우선, 데이터를 획득하기 위한 구동풀리 회전수의 측정범위는 5,000 rpm ~ 6,000 rpm으로 정하였다. 회전수를 특정범위로 제한하여 정한 이유는 무단변속기의 특성상 일정 회전수에 도달해야만 종동풀리의 원심클러치가 클러치인(clutch-in)되어 동력을 전달할 수 있기 때문이다. 이 실험장치에서는 구동풀리의 회전수가 4,500 rpm에서 원심클러치가 클러치 인되어 동력을 전달한다.

종동풀리의 전달토크가 측정되면 AC 모터의 구동을 서서히 멈추고 디스크 브레이크에 가해진 부하토크를 제거하여 무부하 상태로 만든 후, 구동풀리의 회전속도를 250 rpm씩 증가시켜 위와 같은 과정을 반복하여 실험을 수행하였다. 실시간으로 측정

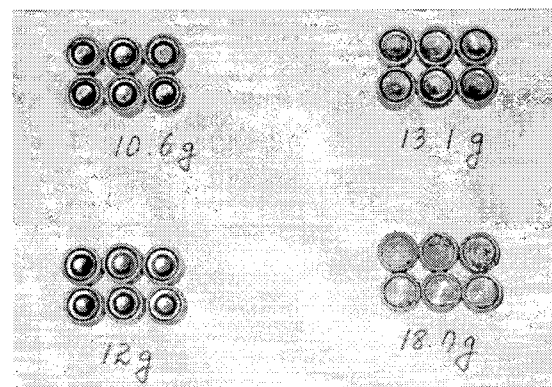
된 데이터는 1초에 8회 간격으로 저장되도록 프로그래밍 하였으며, 정확한 데이터를 획득하기 위하여 각 회전수 및 부하토크에 대하여 2회씩 데이터를 측정하였다.

건식 무단변속기 구성부품의 기능과 성능파악을 위해 구동풀리 가동 플랜지내의 롤러무게를 4종류로 가공 제작하여 실험을 수행하였고, 종동풀리의 스프링 자유길이를 3종류로 변화시켜 실험을 수행하였다. Table 2는 실험조건들을 나타낸다.

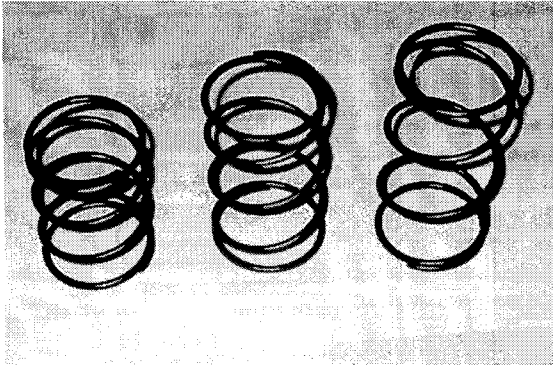
Table 2 Experimental conditions

Item	Conditions	Acquisition of data	Torque
Distance of axle shaft	285mm	torque of transmission	2600N·mm 3900N·mm
	211mm		
Weight of roller	10.6g	diameter of pitch for the driving pulley & driven pulley	2600N·mm
	12.0g		
	13.1g		
	18.7g		
Free length spring	80mm	RPM of driving pulley & driven pulley	2600N·mm
	94mm		
	113mm		

실험에 사용된 롤러와 클러치 스프링은 다음 그림과 같다.



a) used rollers



b) used clutch springs

Fig. 5 Test rollers & clutch springs

4. 실험 결과 및 고찰

4.1 축간거리 조정에 따른 영향

4.1.1 축간거리가 벨트 피치직경과 변속비에 미치는 영향

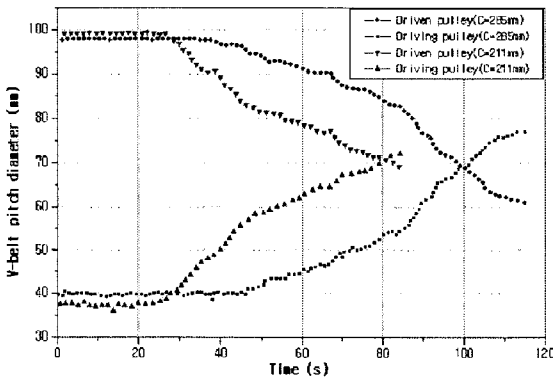


Fig. 6 V-belt pitch diameter variations for axle basis distance 285 mm, 211mm

Fig. 6은 구동풀리와 종동풀리의 V-벨트 회전 피치직경의 변화를 나타내었다. 구동풀리와 종동풀리의 직경이 같아지는, 즉 변속비가 1이 되는 시간은 축간거리 285mm인 경우는 100초이고, 축간거리 211mm인 경우에는 80초이다. 또한 구동풀리와 종동풀리에 대한 V-벨트 회전 피치직경의 변동 시작 시간, 즉 변속시작 시간이 40초에서 25초로 단축되었다. 벨트 회전 피치직경 변화 시작시간과 변속시간이 빨라지면 종동풀리의 원심클러치가 클러치 인되는 시기를 앞당길 수 있으며, 종동풀리의 토크 전달을 빠르게 할 수 있다.

Fig. 7은 축간거리가 285 mm와 211mm일 때 구동풀리와 종동풀리의 회전수를 측정하여 건식 무단 변속기의 변속비를 나타낸 그래프이다.

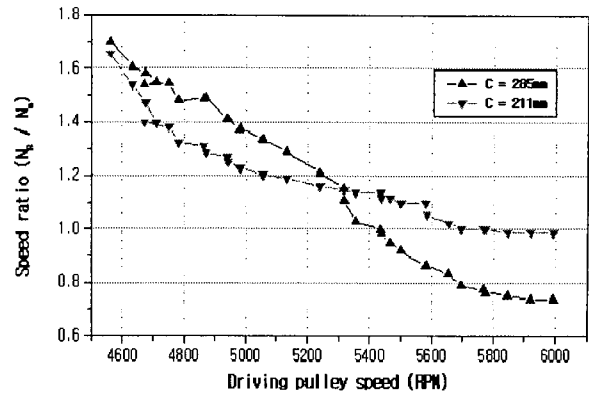


Fig. 7 Speed ratio for axle basis distance 285 mm, 211mm

그림에서 나타나는 각 풀리의 회전수로 계산한 변속범위는 1.7~0.75(285mm), 1.65~0.99(211mm)이며, 무단변속기가 연속적으로 변속이 이루어짐을 알 수 있다. 그림의 결과에서 알 수 있듯이 축간거리가 줄어들면 변속범위가 줄어든다.

4.1.2 축간거리가 전달토크에 미치는 영향

Fig. 8에서 축간거리를 좁히면 전달토크가 상승하였다. 일반적으로 전달토크가 증가하면, 동력성능이 향상된다. 따라서, 무단변속기의 축간거리를 단축하면 축간거리를 단축하기 전보다 종동풀리의 전달토크가 증가되어 동력성능의 향상 및 연비 향상을 가져올 수 있다.

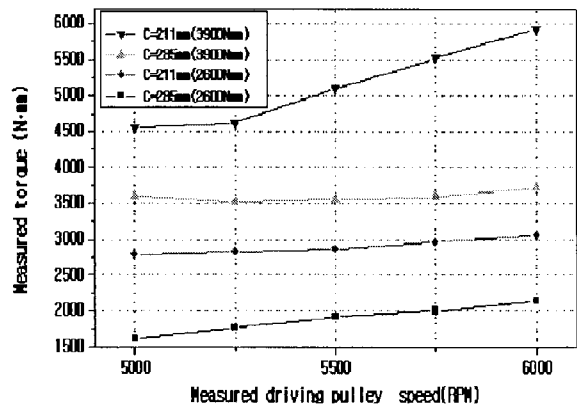


Fig. 8 Measurrence variation torque of driven pulley for axle basis distance at torque load 2,600 N·mm, 3,900N·mm

축간거리가 줄어들면 클러치인 시간이 줄어들고 이에 따라 동력전달이 확실해지며 벨트의 늘어짐, 하우징 두드림 현상을 줄일 수 있게 된다.

4.2 롤러무게의 변화에 따른 전달토크와 벨트회전 피치직경의 영향

트 회전 피치직경의 변화는 회전이 커질수록 그 영향이 낮아짐을 알 수 있다.

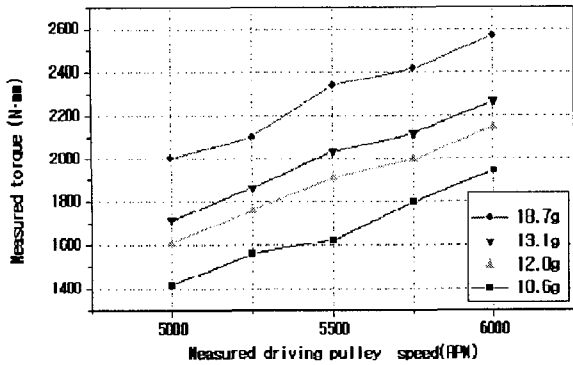


Fig. 9 Measured torque of driven pulley for roller weight variation at torque load 2,600N·mm

Fig. 9는 롤러무게 변화에 대한 전달토크를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 롤러무게가 무거울수록 전달토크가 증가함을 알 수 있다. 이러한 이유는 롤러무게가 무거울수록 원심력이 커지고, 이에 따라 축력이 커지며, 이로 인해 벨트 장력을 증가시켜 전달토크를 증가시키게 된다. 그림에서 알 수 있듯이 롤러무게에 비례하여 전달토크가 증가되었고, 구동풀리의 회전속도가 증가함에 따라 전달토크도 증가하고 있다.

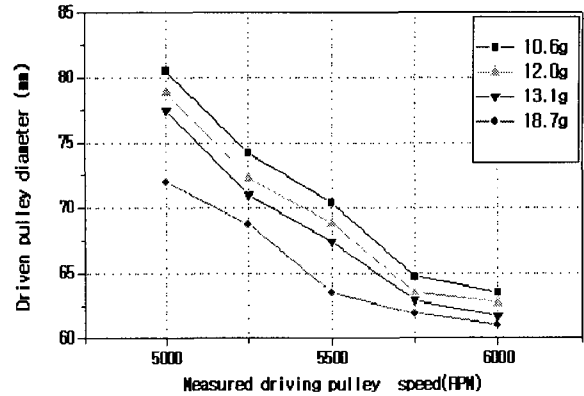


Fig. 11 Measured diameter of driven pulley for roller weight variation at torque load 2,600 N·mm

Fig. 11은 롤러무게 변화에 대한 중동풀리의 벨트 회전 피치직경 변화를 나타내고 있다. 롤러무게가 무거울수록 벨트 회전 피치직경이 작아지고, 회전속도가 증가할수록 벨트 회전 피치직경이 작아짐을 볼 수 있다. 낮은 회전 속도범위보다는 고회전 속도범위에서는 그 증가량의 차이가 좁아진다. 이는 구동풀리의 벨트 회전 피치직경의 변화에 따라 변화하기 때문이다.

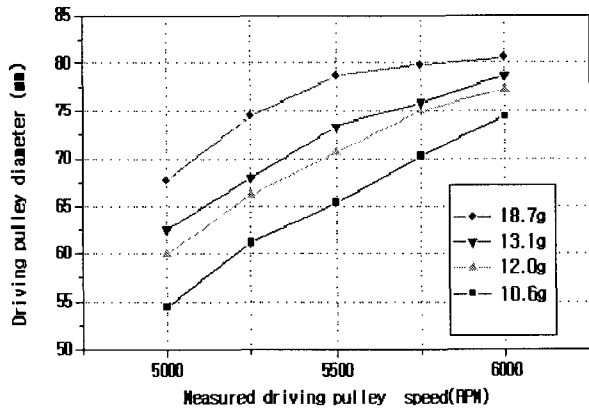


Fig. 10 Measured diameter of driving pulley for roller weight variation at torque load 2,600 N·mm

Fig. 10은 구동풀리의 벨트 회전 직경변화를 나타내고 있다. 구동풀리의 회전속도가 증가함에 따라 구동풀리의 벨트 회전 피치직경이 증가하고 있다. 롤러의 무게의 증가에 따라 벨트 회전 피치직경이 증가하지만 낮은 회전 속도범위보다는 고회전 속도 범위에서는 그 증가량의 차이가 좁아지고 있음을 알 수 있다. 이는 롤러의 무게에 대한 구동풀리 벨

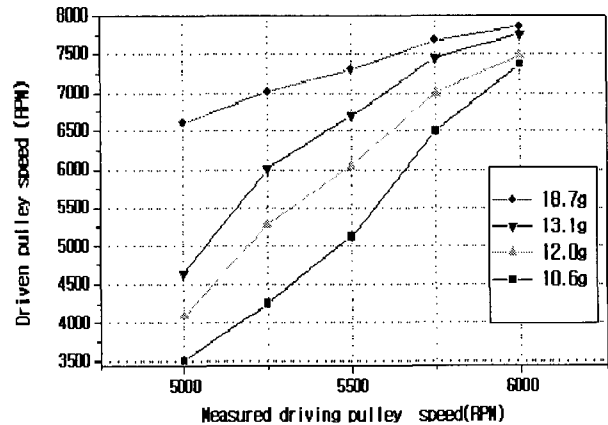


Fig. 12 Measured speed of driven pulley for roller weight variation at torque load 2,600 N·mm

위의 그림은 롤러무게 변화에 대한 중동풀리의 회전 속도를 나타내고 있다. 그림에서 알 수 있듯이 중동풀리의 회전속도는 롤러무게가 무거울수록 회전 속도가 높아지고 구동풀리의 회전속도가 증가함에 따라 연동하여 증가함을 알 수 있다. 이러한 이유는 롤러무게 증가가 축력을 증가시키고 벨트장력

을 증가시켜 회전 속도를 증가시키기 때문이다. 하지만 고회전 범위에서는 롤러무게의 영향이 감소함을 볼 수 있다. 또한 롤러무게가 무거울수록 회전 속도 범위가 좁다. 이러한 이유는 롤러무게가 무겁게 되면 과도한 원심력으로 인해 변속이 조속히 이루어져 속도 변화의 범위가 작아지게 되기 때문이다.

롤러무게가 증가하면 전달토크, 구동폴리 직경이 증가되며, 종동폴리 직경은 감소시키며 종동폴리의 속도를 증대시킨다. 이러한 이유는 롤러무게가 증가됨에 따라 가동플랜지내에서 원심력이 증대되어 축력이 커지고 벨트장력을 증가시키며 회전속도를 증가시키기 때문이다.

4.3 스프링 압축력 변화에 따른 전달토크와 벨트 회전 피치직경의 영향

Fig. 13은 일정한 부하 토크에서 스프링 자유길이 변화에 대한 전달토크를 나타내고 있다. 스프링 1은 자유길이가 가장 짧은 스프링이다. 세 종류의 스프링 상수는 같지만 자유길이가 틀려 이러한 스프링들을 종동폴리에 장착시키면 압축력이 달라지게 된다. 이들 압축력들은 부하로 작용되어 결국 스프링 자유길이가 긴 스프링은 그만큼 부하를 가하게 된다. 그림에서 알 수 있듯이 자유길이가 긴 스프링일수록 부하가 크게 되어 전달토크도 증가함을 알 수 있다.

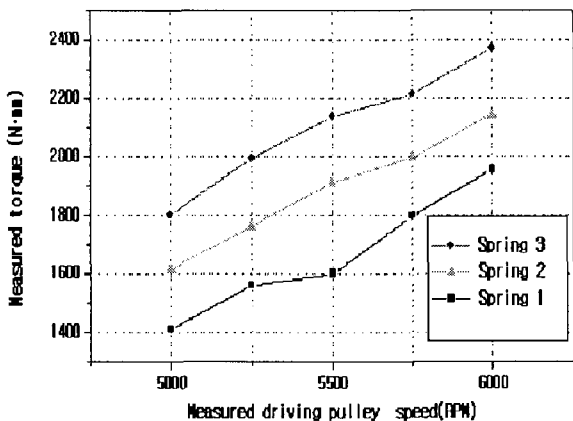


Fig. 13 Measured torque of driving pulley for spring variation at torque load 2,600 N·mm

Fig. 14는 스프링 자유길이 변화에 대한 구동폴리의 벨트 회전 피치직경을 나타내고 있다.

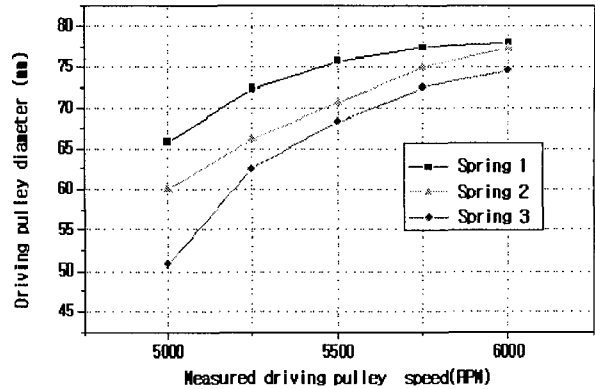


Fig. 14 Measured diameter of driving pulley for spring variation at torque load 2,600 N·mm

자유길이가 긴 스프링일수록 구동폴리의 벨트 회전 피치직경이 작아짐을 볼 수 있다. 이러한 이유는 스프링의 압축장력이 부하로써 작용하여 구동폴리의 벨트 회전 피치직경 변화에 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 스프링의 압축력이 작은 스프링일수록 벨트 회전 피치직경의 변화 범위가 작아짐을 볼 수 있다. 또한 고회전속도 범위일수록 그 영향이 작다.

Fig. 15는 스프링의 자유길이 변화에 대한 종동폴리의 벨트 회전 피치직경을 나타내고 있다. 구동폴리의 회전속도가 증가함에 따라 변속을 위해 벨트 회전 피치직경이 작아지고 있고, 자유길이가 작은 스프링일수록 벨트 회전 피치직경이 작아짐을 알 수 있다.

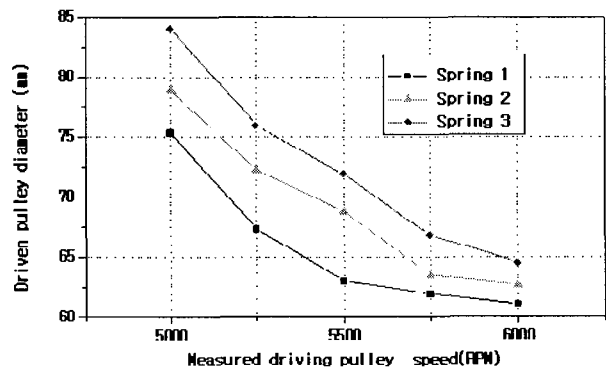


Fig. 15 Measured diameter of driven pulley for spring variation at torque load 2,600 N·mm

Fig. 16은 스프링 자유길이 변화에 대한 종동폴리의 회전속도를 나타내고 있다. 구동폴리의 회전속도가 증가할수록 종동폴리의 회전속도가 증가하고 있고, 스프링의 압축력이 클수록 종동폴리의 회전속도가 작음을 알 수 있다. 하지만 그 변화량은 고

회전범위일 수록 영향이 작아짐을 알 수 있다.

구동풀리 스프링의 장력을 증가시키면 전달토크가 증가하며, 구동풀리의 직경을 감소시키고, 종동풀리의 직경을 증가시키며 구동풀리의 속도를 저하시킨다. 이러한 이유는 스프링의 장력이 증가되면 종동풀리의 축력을 증대시키기 때문이다.

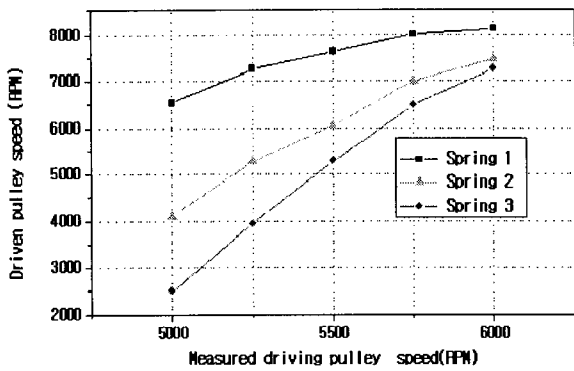


Fig. 16 Measured speed of driven pulley for spring variation at torque load 2,600 N·mm

5. 결 론

본 연구에서는 건식 무단변속기의 각 구성부품의 성능을 파악하기 위해 건식 무단변속기 전용 다이내모미터를 이용하여 실험을 하였다. 실험 결과는 다음과 같다.

- 1) 무단변속기의 축간거리를 단축하였을 때, V-벨트의 초기 피치직경이 변하여 최대 변속비와 증가하였고, 종동풀리에 전달되는 토크는 부하토크 양의 변화에 따라 최소 27%에서 최대 72%까지 증가하였다. 따라서, 무단변속기의 축간거리를 단축하면 구동력을 증가시키고, 종동풀리에 전달되는 토크가 증가하여 동력성과 연비가 향상된다.
- 2) 구동풀리의 가동 플랜지내의 롤러 무게를 증가시키면 전달토크가 증가하고, 구동풀리의 직경과 종동풀리의 회전속도는 증가하지만 종동풀리의 벨트 회전 피치직경은 감소한다.
- 3) 종동풀리의 스프링 압축력이 증가하면 전달토크가 증가하고, 구동풀리의 직경은 적어지고 종동풀리의 직경이 증가하는 효과로 인해 회전속도는 감소한다.

참고문헌

1. 이충섭, 1997, "금속벨트식 무단변속기의 변속특성에 관한 실험적 연구", 자동차공학회논문집 제 5권 제6호, pp.36-43,
2. Michael A. Kluger and Douglas R. Fussner, 1997, "An Overview of Current CVT Mechanism, Forces and Efficiencies", SAE Paper 970688,
3. 김현수, 김광원, 1989, "V-벨트 CVT의 축력해석(II)", 대한기계공학회논문집 제13권 제5호, pp.847-854,
4. 김현수, 김광원, 1990, "차량용 고무 및 금속 V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력특성과 성능 비교", 자동차공학회지, Vol. 12, No. 3, pp.9-20
5. W. S. Worley, 1995, "Designed Adjustable-Speed V-Belt Drives for Farm Implements.", SAE Transactions, Vol.63, pp.321-333
6. L. R. Oliver, 1973, "Design Equation for a Speed and torque Controlled Variable Ratio V-Belt transmission", SAE Paper 730003
7. 김광원, 1989, "V-벨트 CVT의 변속비-부하토크-축력 특성", 성균관대학교 석사학위 논문
8. T. F. Chen, D. W. Lee and C. K. Sung, 1998, "An Experimental Study On Transmission Efficiency of a Rubber V-Belt CVT", Mech. Theory Vol. 33. No. 4, pp.351-363