

<기술논문>

트랙터용 토로이달식 무단변속기 개발(1): 변속기 메커니즘

Development of Toroidal Type Continuously Variable-Speed Transmission for Agricultural Tractor(1): Transmission Mechanism

김 의 한*, 이 재 천**
Eui-Han Kim, Jae-Cheon Lee

ABSTRACT

This study was carried out to develop continuously variable-speed transmission(CVT) for an agricultural tractor. The full-toroidal variator mechanism with four discs and six rollers was utilized as a device for changing speed ratio continuously. In system layout design, the sizes of the roller cylinders and the end-load cylinder, which were critical factors for controlling the variator, were designed. The planetary gear unit and six pairs of the gear assemblies were designed to establish the maximum speed of the vehicle at 30 km/hr. In addition, the hydraulic clutch, the silent chain, the hydraulic manifold and the electronic controller were designed. Based on the design, a prototype CVT was developed and tested. Test results show that the CVT developed in this study could successfully provide variable speed of the tractor.

주요기술용어 : Toroidal(토로이달), CVT(Continuously variable transmission : 무단변속기), Variator(가변기), RV(Reduction ratio of variator : 가변기 감속비), Traction(견인), End-load(종부하)

Nomenclature

$C_{1,2}$: 설계 상수
 D_i : 종부하 축 직경, m
 D_o : 종부하 실린더 직경, m
 D_p : 롤러 실린더 직경, m
 E : 위성기어 수
 E_{DX} : 타원의 X 방향 직경, m
 E_{DY} : 타원의 Y 방향 직경, m
 E_P : 타원을 매개변수
 F_N : 롤러 부하 하중, N

F_n : 각 접촉점에서의 수직하중
 F_R : 롤러 로드 축력, N
 NS_1 : 엔진 축 회전속도, rpm
 NS_2 : 캐리어 회전속도, rpm
 NS_4 : 선 기어 회전속도, rpm
 NS_5 : 변속기 출력축 회전속도, rpm
 NS_7 : 차속, km/h
 P : 시스템 제어 압력, bar
 $RG_{1,2}$: 기어 감속비
 RV : 가변기 감속비
 r : 롤러 반경, m
 β : 롤러 캐스터 각
 μ : 견인계수

* 회원, iTEC 대표이사
** 회원, 계명대학교 기계자동차공학부

1. 서론

국내 농업기계화의 가장 대표적인 예로 농업용 트랙터의 보편화, 대형화 및 자동화를 들 수 있다. 국내 트랙터 업계의 기술 수준은 구미 업체 수준에는 못 미치나 지난 10년간 많은 발전을 이루어온 것이 사실이며, 앞으로도 농업용 트랙터에 대한 많은 연구들이 수행될 것으로 판단된다. 특히 트랙터의 기능 중 가장 핵심이 되는 변속기 기술은 지속적으로 개선, 발전될 전망이다.

현재 전 세계적으로 보급되고 있는 트랙터는 대부분 수동 변속기를 채택하고 있으며, 중, 소형 트랙터에서 HST(Hydrostatic Transmission)에 의한 무단 변속기를 일부 채용하고 있으나 고가이며 동력 전달 효율이 매우 낮아 보급은 미미한 실정이다.

한편 대형트랙터를 중심으로 작업 효율을 높이고, 운전 조작을 쉽게 하려는 목적으로 유압 클러치를 이용하는 파워-시프트(power shift) 자동 변속기 트랙터가 공급되고 있다. 파워-시프트 변속기 트랙터는 변속단수가 제한되고 고가여서, 아직까지 공급량은 수동 변속 트랙터에 비하여 매우 적은 편이다. 그러나 작업의 편리성과 이에 따른 작업효율의 향상 등의 이유로 파워-시프트 변속기를 장착한 트랙터의 공급대수는 점차 증가 추세에 있다. 이렇듯 트랙터 수요 패턴이 작업 편의성, 작업 효율 향상, 포장 적응 능력을 향상시키는 방향으로 바뀌게 될 것에 대비하여, 기존 HST, 파워-시프트 변속기의 단점을 극복하고 포장 적응성이 우수한 트랙터용 무단 변속기를 개발하여야 한다는 필요성이 대두되고 있다.

따라서, 본 연구에서는 이러한 필요성에 적합한 무단변속기를 생산하기 위한 선행 연구로써 트랙터용 무단변속기의 메커니즘을 설계, 제작하고 성능을 검증코자 하였다. 무단변속 방식으로는 HMT(Hydro-Mechanical Transmission),^{1,2)} HST,^{3,4)} 기어식 무단변속기,⁵⁾ 벨트식 무단변속기,⁶⁻⁹⁾ 토로이달 무단변속기¹⁰⁻¹³⁾ 등 다양한 방식에 대한 검토 결과, 저속(0~5km/hr) 구간에서 트랙터에 필요한 고토크를 출력할 수 있으며, 효율이 가장

높은 방식인 토로이달 방식을 채택하였다.

2. 재료 및 방법

2.1 메커니즘의 설계기준

본 연구에서 개발한 트랙터용 무단변속기는 아직까지 세계적으로 실용화된 바가 없기 때문에, 작업시 발생할 수 있는 여러 문제점을 시험용 모델을 통하여 파악하고, 이를 해결하여 향후 제품 설계시 필요한 설계 기준을 정립하기 위한 시작품이다.

국내에서 가장 많이 공급되고 있는 트랙터의 엔진 출력 범위는 30~45 마력인데, 본 연구에서는 개발에 소요되는 비용을 고려하여 35 마력급 트랙터의 무단변속기 개발을 목표로 하였다.

주행속도에 있어서는, 일반적으로 트랙터의 최고 주행 속도가 20~30km/h 범위이고, 도로 주행 시 무단변속기의 이점을 살리기 위하여 평지 주행 시 엔진 회전속도 1500rpm에서 30km/hr가 되는 것을 목표로 하였으나, 고속 주행시 시작품 변속기 내부의 실제 효율이 낮아지고, 주행 저항도 크게 증가하게 되므로, 더 높은 엔진 회전 속도에서 최고 속도 30km/hr를 얻을 수 있도록 하였다. 후진 속도는 전진 속도와 같은 범위를 얻을 수 있으나, 위험성을 감안하여 12km/hr로 제한하였다.

트랙터의 총 중량은 1,600kg을 기준으로 하였으며, 이 값은 동력 전달 장치의 요소 부품 강도 설계를 하기 위한 중요 인자로 사용되었다.

무단변속기를 장착한 트랙터의 중요한 이점은 변속을 자동화 할 수 있는 것으로, 본 연구에서 개발하는 시작품에서는 최고 속도 설정 레버만을 두어, 속도 범위를 0~30km/h 내에서 선택하게 함으로써 작업자가 원하는 최대 속도 이내에서 작업이 가능하도록 하였다. 전, 후진 변속은 자동변속 자동차의 변속 레버를 적용하여, 전, 후진 변속을 수행할 수 있도록 하였다.

Table 1은 트랙터용 무단변속기 시작품에 대한 설계 기준을 나타내고 있다.

Table 1 Specifications of CVT prototype

	항목	사양
엔진	실린더 수	4
	행정 체적	2,311cc
	마력	35 마력 / 2500rpm
변속기	속도 범위	후진 12km/hr / 전진 30km/hr
	시프트 방법	CVT & 모드 수정
	셔틀 방식	수동 레버
트랙터 보디	축간거리	1,700mm
	전면 폭	1,100mm
	후면 폭	1,100mm
	차 중량	1,600kg

2.2 메커니즘의 시스템 설계

일반적으로 무단변속기의 동력전달 계통은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 입력축, 출력축, 가변기(Variator), 통합부(Summarizer)로 구성된다.¹⁴⁾

본 연구에서 개발한 무단변속기의 가변기는 영국 토로트랙(Torotrak)사의 기술¹²⁾을 적용하였으나 농업용 트랙터로서의 기능을 구현하기 위한 변속기 시스템의 구성은 독자적 지적재산에 속한 것으로서 주요 내용은 다음과 같다.

우선 유성 치차 방식을 이용하여 통합부를 구성하였고, 전-토로이달(full toroidal) 메커니즘^{15,16)}을 이용하여 가변기를 구성하였다. 본 연구에서 적용한 전-토로이달 무단변속 방식은 현재 상용화된 스틸-벨트 혹은 반-토로이달(half-toroidal) 방식^{10,11)}에 비해 구조적으로 제작이 쉽고 제어가 간편하다는 이점이 있으며, 토크-컨버터와 같은 별도의 발진기구(starting device)를 사용하지 않아도 되는 장점도 가지고 있다.

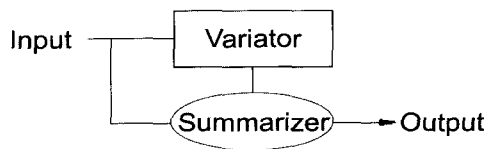


Fig. 1 Schematic diagram of CVT

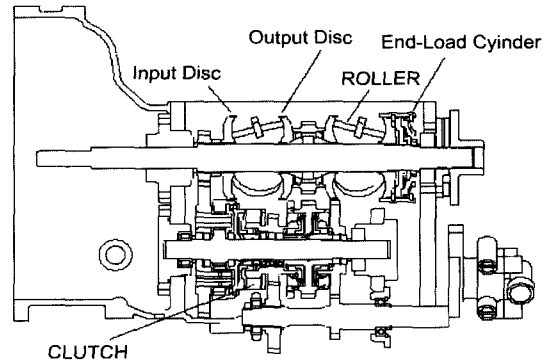


Fig. 2 Layout of CVT

본 연구의 무단변속기 시스템은 3개의 축, 6개의 기어, 유압클러치, 구동체인, 유성기어, 가변기로 구성된다. 유성 치차부와 토로이달 변속부에 의해 트랙터의 무단변속이 가능하게 되며, 이외에 구동장치로서의 유압시스템 및 각 요소의 기어, 축류의 설계는 트랙터의 작업 부하에 따른 강도설계 방법에 의하여 이루어진다. 특히, 무단변속기의 디스크 롤러 메커니즘, 유압시스템의 시스템 압력은 설계에 있어서 매우 중요한 인자로 고려되었다.

본 연구에서는 주요 설계인자에 대한 설계를 수행한 후 변속기 케이스의 크기 및 각 부품의 강도를 고려하여 각 축과 가변기, 그리고 기어류와 저소음 체인을 최적으로 배치하였고, 중간 축 상에 유압 클러치를 설치하였다. Fig. 2는 완성된 무단변속기 시스템의 구성도이다.

무단변속기 설계를 위해 고려한 주요 설계인자들에 대한 설명은 다음 항에 소개하였다.

2.2.1 무단변속기 각축의 속도 및 차량속도 설계

무단변속 트랙터의 속도는 토양과 타이어의 접촉상태와 유압 클러치의 슬립에 의해 변화하며, 이론적으로는 가변기 속도비와 유성기어세트 그리고 모드(속도구간)에 따라 결정된다.

Fig. 3은 각 축의 속도와 차량의 속도를 설계하면서 구성된 무단변속기 동력 전달 계통도를 나타낸다.

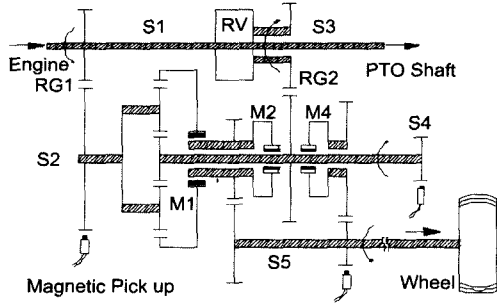


Fig. 3 Schematic diagram for CVT powertrain

Table 2 Mode specification

모드	연결 클러치	RV 변화	차속 변화
1	1번 클러치	2.0 → 0.5	0 → 5km/hr
2	2번 클러치	0.5 → 2.0	5 → 20km/hr
3	3번 클러치	1.0 → 2.0	20 → 50km/hr

모드는 속도 제어 범위를 넓히기 위해 구분된 속도 구간을 뜻하며, 아래 Table 2와 같이 요약된다.

무단변속기 출력 속도 NS_5 는 각 축의 속도와, 유성기어 세트의 캐리어 축 속도 NS_2 , 그리고 선기어 속도 NS_4 에 의해 결정된다. 아래 식 (1)은 속도 범위가 모드 1구간일 경우, 본 연구에서 적용된 유성기어 세트의 속도 관계식을 나타낸다. →

$$NS_5 = \frac{[(1 + E)NS_2 - NS_4]}{E} \quad (1)$$

식 (1)에 나타난 캐리어의 속도 NS_2 는 엔진의 회전 속도에 기어비 RG_1 만큼 감속된 값이며, 선기어 속도 NS_4 는 엔진의 회전 속도에 가변기 변속비(RV)와 기어비 RG_2 만큼 감속된 값으로 이를 식 (2)에 나타내었다. 그리고, 식 (2)를 식 (1)에 대입하여 변속기의 출력축 속도를 엔진 속도에 관해 정리하면, 식 (3)과 같다.

$$NS_2 = NS_1 \times RG_1 \quad (2)$$

$$NS_4 = NS_1 \times RV \times RG_2$$

$$NS_5 = \frac{NS_1}{E} [(1 + E)RG_1 - RG_2RV] \quad (3)$$

식 (3)의 변속기 출력 축 속도 NS_5 에 차량의 구

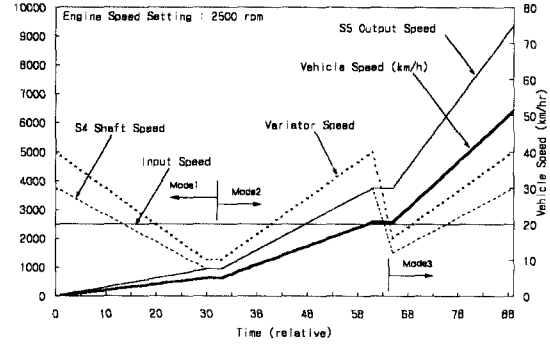


Fig. 4 Speed curves of shafts and tractor

동 축까지의 최종 감속 비와 구동륜 관련 상수들을 이용하여 차량의 주행속도 NS_7 를 구하면 식 (4)와 같다.

$$NS_7 = NS_1 \cdot (C_1 + C_2 \cdot RV) \quad (4)$$

식 (4)에 나타낸 것과 같이 차량의 주행 속도는 엔진의 회전 속도 NS_1 과 가변기의 감속비 RV 두 값의 함수이므로, 엔진의 속도가 일정하다면 가변기의 감속비를 변화시켜 차량을 증속시키거나, 감속시킬 수 있음을 알 수 있다.

특히, 가변기의 감속비 RV 값이 $-C_1/C_2$ 일 경우, 차량의 속도는 엔진의 속도에 상관없이 '0'이 된다. 즉, 기어가 모두 연결된 상태에서도 가변기의 변속비를 조절하여, 차량이 정지되어 있는 상태를 만들 수 있다. 참고로 C_1, C_2 는 식 (2), (3), (4)에 의해 유도될 수 있다.

무단변속 트랙터의 차량 속도는 이론적으로 트랙터의 엔진 회전속도가 2,500rpm일 때 RV 변화와 모드 변경을 통해 최대 50km/hr가 되도록 결정하였으며, 실제 사용 범위는 제어기에 의해 30 km/h 이내로 제한하였다.

Fig. 4는 식 (2), (3), (4)에 의해 이론적으로 결정되는 각 축의 회전속도와 차량의 속도를 나타내고 있다.

2.2.2 무단변속제어를 위한 롤러 및 종부하 실린더

무단변속기 제어용 유압시스템의 역할은 Fig. 2의 가변기에 연결된 유압 복동 실린더의 양측

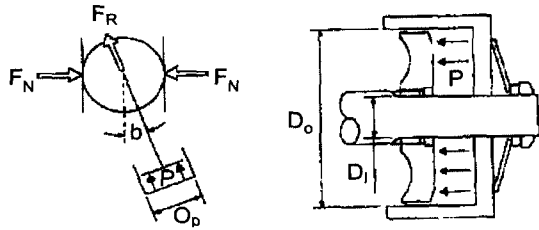


Fig. 5 Force diagram of rollers and disc

압력을 제어함으로써 변속비를 제어하는 것이다. 따라서 롤러 실린더 직경과 종부하 실린더 직경은 가변기 설계에 중요한 요인이 된다.

Fig. 5는 롤러 실린더와 종부하 실린더에 인가되는 힘의 관계를 나타낸다.

Fig. 5에서 롤러를 양쪽으로 누르는 부하 하중 F_N 과 롤러 로드 축 방향으로 인가되는 힘 F_R 은 각각 아래 식 (5), 식 (6)과 같이 표시된다.

$$F_R = \frac{\pi}{4} D_P^2 \times P \quad (5)$$

$$F_N = \frac{\pi}{12} (D_o^2 - D_i^2) \times P \quad (6)$$

디스크와 롤러가 종부하 실린더 압력에 의해 눌러진 상태에서 회전할 때, 디스크로부터 롤러로 전달되는 힘을 견인력(traction force)이라 하며, 이 힘과 눌러지는 힘 F_N 과의 비율을 견인계수(traction coefficient), μ 라 한다. 종부하 축력과 견인력간의 관계는 식 (7)과 같다.

$$\mu F_N = \frac{1}{2} F_R \cdot \cos \beta \quad (7)$$

Fig. 5에서 보면, 롤러 축이 디스크 면에 대해 약간 기울어져 있는데, 이를 롤러 캐스터 각(caster angle)이라 하며, 이 기울기 때문에 가변기의 변속비 제어가 가능하게 된다. 식 (7)에 식 (5)와 식 (6)을 대입하여 μ 에 대해 정리하면 식 (8)과 같다.

$$\mu = \frac{3 \cos \beta \cdot D_P^2}{2 (D_o^2 - D_i^2)} \quad (8)$$

변속기 내부 공간 및 가변기의 강도를 고려하여 롤러 실린더와 종부하 실린더 직경을 설계할

때, 식 (8)에 나타난 견인계수와와의 관계를 충분히 고려해야 한다.

2.2.3 견인 접촉 응력

디스크와 롤러의 접촉면 사이의 접촉응력은 견인 현상이 원활하게 발생하도록 종부하 실린더에 압력을 가할 때 나타나게 되는데, 최대 응력 값이 특정 값을 초과하지 않도록 설계하여야 한다.

최대 접촉 응력 값의 계산은 우선 접촉면에 대한 면적 분석을 통해 수행되는데, 토로이달 방식에 대한 접촉면적 분석식¹⁷⁾은 식 (9)와 같다.

$$E_{DX} = \frac{0.125 \cdot r \cdot F_n (3\pi + 1 - 7 \cdot RV)}{1000 \cdot (13 - 7 \cdot RV) \cdot 1 - RV^{1.6366}}$$

$$E_{DY} = E_{DX} \cdot E_P \quad (9)$$

$$E_P = \left[\frac{7}{6} \cdot (1 - RV) \right]^{\frac{2}{\pi}}$$

식 (9)에 따라 얻어진 접촉면의 형상에 대한 결과를 이용하여 식 (10)과 같이 최대 접촉 응력을 구할 수 있다.

$$P_{max} = \frac{6 \cdot F_n}{\pi \cdot E_{DX} \cdot E_{DY}} \quad (10)$$

2.3 요소 부품 설계 및 제작

2.3.1 무단변속부

가변기는 무단변속기의 핵심이 되는 부품으로 디스크, 롤러, 롤러 캐리지, 축, 베어링 등으로 이루어지는데, 각각의 설계에 있어 많은 경험이 요구된다. 또한, 이 부분의 성능 향상과 효율 증대를 위해서는 다음과 같은 항목에 대한 지속적인 연구가 필요하다. 첫째, EHL(Elasto-Hydrodynamic Lubrication)이론에 의한 초박막 유막을 통한 동력전달 모델수립, 둘째, 윤활 유막의 온도, 압력에 따른 물리 화학적 특성 변화 규명, 셋째 롤러의 형상(conformity)과 크기에 따른 동력 전달 용량 계산식의 확립이다.

위와 같은 항목에 대한 연구가 여러 연구자들에 의해 행해지고 있으며, 등은 정상상태에 관해서는 상당한 수준으로 규명되어 있다.¹⁸⁻²²⁾ 또한

승용차에의 적용도 수행된 바 있다.^{10,11,23,24)} 그러나, 실제적인 기계 요소로써, 다양한 가변기 구동 환경에서의 EHL 이론은 아직 완전히 정립되지 못한 상태이다. 본 연구에서는 영국 셸(Shell)사에서 가변기의 구동환경에 적합하게 개발한 윤활유를 지원 받아 사용하였다.

Fig. 6은 디스크 및 롤러 등으로 구성된 가변기 전체를 삼차원-모델링하여 나타낸 것이며, Fig. 7은 가변기 디스크의 실제 가공된 모습을 보여준다.

가변기는 엔진으로부터의 동력을 출력축으로 전달하고 변속비를 변화시키기 위한 부분이기 때문에 실제 동력의 전달이 롤러와 디스크의 표면을 통해 수행된다. 따라서 접촉 표면에는 높은 전단응력과 700°C 이상의 고열이 발생하므로,^{21,22)} 이들 부품의 표면 가공에 설계의 초점을 맞추었

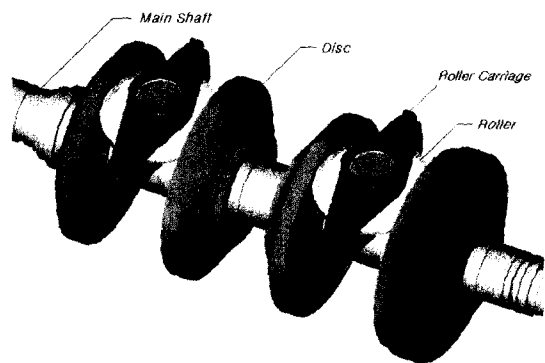


Fig. 6 CVT variator



Fig. 7 Variator disc

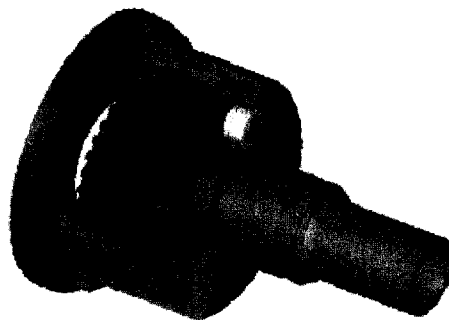


Fig. 8 Planetary gear unit

다. 즉, 가변기 디스크의 구면 반경과 가변기 롤러 외경의 비를 변경하며, 견인 실험을 수행하여 이에 대한 최적비를 구하였고, 표면 조도는 높은 견인계수를 제공하면서도 윤활류가 잘 퍼질 수 있는 적정 조도를 실험적으로 구하였다.

2.3.2 유성기어부

유성기어부는 링 기어, 유성 기어, 선 기어로 구성되는데, 각각의 회전 요소가 서로 상관관계를 가지며 회전하게 되므로 한 요소 또는 두 요소의 회전 속도 변화는 다른 나머지 요소의 회전에 직접 영향을 주게 된다. 즉, 3가지 요소 중 1요소를 일정한 속도로 회전시키고, 다른 1요소의 속도를 변화시키면, 나머지 1요소의 회전을 연속적으로(시계방향에서 시계반대방향까지) 변화시킬 수 있다. 이러한 특징을 이용하여 초기 출발시 요구되는 큰 토크를 별도의 장치 없이 전달할 수 있도록 하였다. Fig. 8은 삼차원으로 설계된 유성기어부를 보여준다.

2.3.3 유압 클러치

본 연구에서 트랙터용 무단변속기의 가변기만으로 얻을 수 있는 변속비 범위가 제한되어 있으므로 세 개의 속도 구간(모드)을 두어 전체 속도 범위를 운용하도록 하였는데, 이 속도 구간 사이의 변경을 위해 유압 클러치를 이용하였다. 본 연구에서 설계된 유압 클러치는 모두 3개의 습식 마찰 클러치로써 구조가 단순하고, 수명이 길며, 토크 전달에 효과적일 뿐 아니라 빠른 응답성을

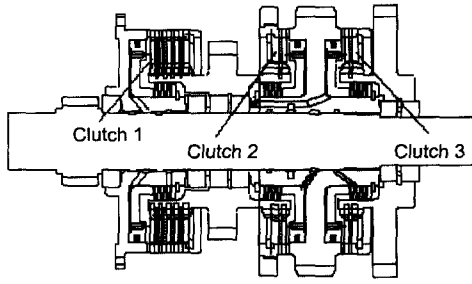


Fig. 9 Mode-shift hydraulic clutch

가지고 있다. Fig. 9는 유압 클러치의 단면도를 나타낸다.

2.3.4 중부하 실린더 및 기타부품

중부하 실린더는 유압을 이용하여 가변기의 견인 현상을 발생시키기 위해, 롤러와 디스크의 접촉 면적에 수직인 방향으로 비교적 큰 힘을 가해주는 역할을 한다.

시동 초기 혹은 시동이 꺼졌을 때, 유압시스템의 시스템 압력이 아직 작은 상태에서는 실린더 내에 충분한 압력이 형성되지 않기 때문에 중부하 실린더의 기능을 보조하기 위해서 판 스프링을 추가 설치할 수 있도록 설계하였다.

이외에도 무단변속기의 원활한 작동을 위해 주요 부품 이외에 변속기 케이스, 롤러 캐리지(roller carriage) 커버, 각종 축 및 기어류, 베어링, 씰등을 설계, 제작하였다.

2.4 무단 변속기 작동 시험

제작된 무단변속기에 회전수를 조절할 수 있는 직류 전동기를 연결하여, 무단변속 시험을 수행하였다.

일반적인 수동변속기는 변속 단수가 단계적이기 때문에 차량의 증속을 위해 엔진의 회전속도를 반복적으로 증감시켜야 하나, 개발된 무단변속기는 일정한 엔진 회전 속도 상태에서 무단변속만을 통해 차속의 증,감속을 구현할 수 있도록 하였다.

Fig. 10은 회전 속도와 속도비 계산에 의해 그려진 변속 그래프를 나타낸다.

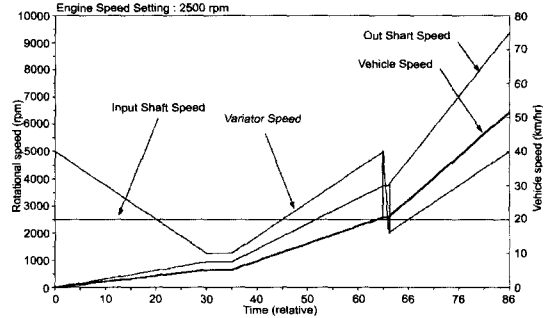


Fig. 10 Speed curves

3. 결과 및 고찰

3.1 가변기의 기본 작동

가변기 변속용 유압 밸브로의 출력 신호를 변화시킬 때, 가변기의 속도비가 변화하는 현상을 직접 육안으로 확인할 수 있도록 변속기 벽면에 아크릴 창을 만들고, 내부 관찰용 소형 전등을 설치하였다.

Fig. 11은 가변기 속도비가 2.0에서 0.5로 변화할 때, 롤러의 위치 변화를 보여준다. 즉, 가변기 속도비가 2.0일 때 롤러는 위쪽으로 이동하고, 0.5일 때는 아래쪽으로 이동하고 있다.

3.2 무단 변속에 의한 차량속도의 변화

무단변속기 장착 트랙터의 대표적인 특징으로

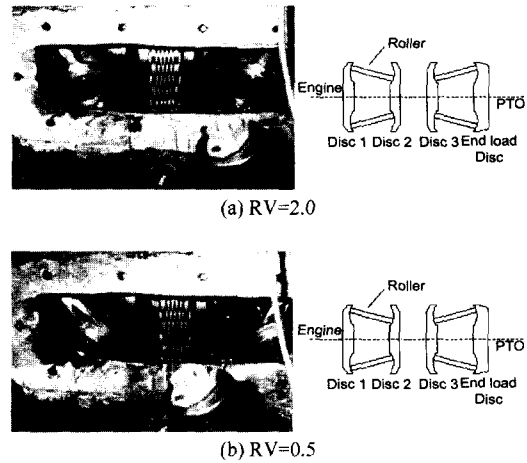


Fig. 11 Roller position in shifting

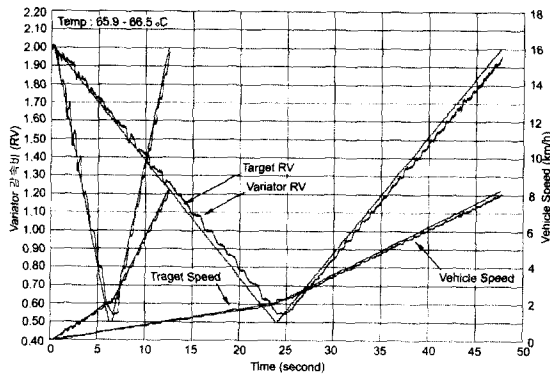


Fig. 12. Speed curves : experimental result

로 일정 엔진 속도에서 무단 변속에 의해 차량 속도를 점차 증가하게 할 수 있는 기능을 들 수 있으므로, 입력 축 속도를 1,000rpm으로 일정하게 유지한 상태에서 변속 유압밸브 조절에 의해 차량의 속도가 실제 무단 변속하여 원하는 속도까지 변화시키는 시험을 수행하였다.

Fig. 12는 실제 실험 결과로써, 목표 속도비 변화에 따라 차량 속도가 무단변속에 의해 성공적으로 증감되고 있음을 보여준다.

Fig. 12에서 직선은 변속비 제어 목표값(target) 변화를 나타내며, 설명이 없는 그래프는 제어 목표값 기울기를 2배로 빠르게 했을 경우의 제어 목표값과 가변기의 제어 결과 선이다.

4. 결론

본 연구는 농업용 트랙터에 적용하기 위한 무단변속기를 개발하기 위해 수행하였다. 트랙터에 적합한 무단변속 방식으로써 영국 토로트락사의 토로이달 방식을 선정하였고, 시스템 설계 및 요소부품 설계 후 무단변속기 시작품을 독자적으로 완성하였다.

또한 무단변속 기능의 확인을 위해 개발된 시작품을 이용하여 다양한 실험실 시험을 수행하였으며, 이를 통해 트랙터 변속기에 적용된 전-토로이달 방식 무단변속기의 속도비 제어 성능이 우수한 것을 확인하였다.

현재 본 연구에서 개발된 변속기를 트랙터에 탑

재하여 포장시험 및 내구성 시험을 수행중이다.

후 기

본 연구는 과학기술부 · 한국과학재단 지정 계명대학교 저공해자동차부품기술개발센터의 지원에 의한 것입니다.

참 고 문 헌

- 1) 柳健, HMT 力學 應用, 油空壓技術, pp.1-8, 2001.
- 2) 長友 邦秦, 機械-油壓複合變速機HMT 開發 應用, 油空壓技術, pp.9-15, 2001.
- 3) R. T. Schneider, "A primer on hydrostatic transmissions," *Hydraulics & Pneumatics*, pp.65-66, 1999.
- 4) 김형의, "저공해 버스용 Hydrostatic Transmission 개발," 연구개발사업신청서, 한국기계연구원, 1994.
- 5) FFD Test Report, GCVT-100(Geared Continuously Variable Transmission) of Hae-Sung Engineering Co., 1998.
- 6) 성덕환, 김현수, "CVT의 변속 알고리즘과 응답특성," 한국자동차공학회논문집, 제2권 제6호, pp.9-17, 1994.
- 7) 이충섭, "금속벨트식 무단변속기의 변속특성에 관한 실험적 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제5권 제6호, pp.36-43, 1997.
- 8) 최득환, 김현수, "압력제어 방식 금속 벨트 CVT 변속특성 해석," 한국자동차공학회 논문집, 제9권 제5호, pp.179-185, 2001.
- 9) 김현석, 김현수, "토크 캠 장착 건식 CVT 차량의 성능 해석," 한국자동차공학회논문집, 제9권 제4호, pp.131-138, 2001.
- 10) H. Tanaka, H. Machida, H. Hata, M. Nakano, "Power Transmission of Half-Toroidal Traction Drive Continuously Variable Transmission: Traction Drive Materials, Transmission Design and Efficiency," *JSME International Journal, Series C*, Vol.38, No.4, pp.772-777, 1995.
- 11) H. Tanaka, M. Eguchi, H. Machida, T. Imanishi, "Power Transmission of Half-Toroidal Traction

- Drive Continuously Variable Transmission: Four-Wheel-Drive CVT Design and Its Performance,” JSME International Journal, Series C, Vol.38, No.4, pp.778-782, 1995.
- 12) Torotrak Technology Transfer Manual, Torotrak Ltd., 1996.
 - 13) 2001 신기술동향조사 보고서- 자동차변속기 구조 및 제어기술, 특허청, 발간등록번호 11-1430000-000250-01, 2001.
 - 14) C. J. Greenwood, “The design, Construction and Operation of a Commercial Vehicle Continuously Variable Transmission,” Proc. Inter. Mech. Eng., C11/84, 1984.
 - 15) K. Ikeda, T. Fujikawa, T. Takeuchi, “The History of the Development of CVTs by JATCO Trans-Technology,” JATCO Trans-Technology Review, Vol.1, pp.14-19, 2000.
 - 16) M. Patterson, “The Full-Toroidal Variator in Theory and in Practice,” Proceedings of the International Conference on Continuously Variable Transmissions, pp.95-100, 1996.
 - 17) B. J. Hamrock, Fundamentals of Film Lubrication, McGraw-Hill, Inc., 1994.
 - 18) C. H. Kraus, “Traction Drive,” Machine Design, pp.106-112, July, 1964.
 - 19) M. Patterson, “Traction Drive Contact Optimization,” 17th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 1990.
 - 20) M. Patterson, “The Full Toroidal Variator in Theory and Practice,” JAE CVT Conference, Yokohama, 1996.
 - 21) M. Patterson, “Surface Temperature in Traction Drive,” VDI Berichte 1207, 1994.
 - 22) H. Machida, S. Aihara, H. Tanaka, “Oil Film and Surface Damage in Traction Drive for Automobiles,” JSME Int. Conf. on Motion and Power-trains, Hiroshima, Japan, pp.959-964, 1991.
 - 23) P. W. R. Stubbs, “The Development of a Perbury Traction Transmission for Motor Car Applications,” ASME Century 2 International Power Transmission & Gear Conference, 80-C2/DET-59, 1980.
 - 24) T. G. Fellows, C. J. Greenwood, “The Design and Development of an Experimental Traction Drive CVT for 2.0 Liter FWD Passenger Car,” SAE 910408, 1991.