

농업용 트랙터의 전후진 파워시프트 변속 특성 해석

Analysis of Power Shuttle Characteristics of Agricultural Tractor

김대철 이호상 정병학 김경욱

D. C. Kim H. S. Lee B. H. Chong K. U. Kim

ABSTRACT

A dynamic model of a power shuttle transmission was developed and its validity was verified using the experimental data obtained from a transmission test bench. A 40 kW, 4WD tractor was also modeled using an application software EASY5 to investigate parameters and their effects on the power shifting performance. For a tractor model, the manual reverse gear was replaced by a power shuttle transmission. The tractor model also included an engine, main-gears for transmission, wheels, differentials and planet gears.

Using the tractor model, the effects of the parameters such as modulating pressure and time, engine speed, tractor speed, tractor weight, reverse to forward speed ratio and torsional damper on the transient characteristics at starting and shuttle shifting were investigated by the computer simulation. The transient characteristics were represented by variations in clutch pressure, torque transmitted to input shaft and driving wheels, and power transmission capacity of the clutch. It was found that the modulating pressure and time affected most significantly the torque transmission and shifting time. The input torque, axle torque, power transmission capacity of the clutch and transmission time all increased with increase in engine speed, tractor speed, tractor weight and ratio of reverse to forward speeds. However, the axle torque decreased with tractor speed. Both the axle torque and power transmission capacity of the clutch also decreased with the ratio of reverse to forward speeds.

Keywords : Power shuttle, Powershift, Tractor transmission, Simulation.

1. 서 론

트랙터의 파워시프트 변속기는 60년대부터 보급되기 시작하였으며, 미국과 유럽에서는 수동 변속기 다음으로 보편화되어 있다. 그러나, 국내에서는 최근 일부 파워시프트 변속기를 장착한 트랙터가 수입되고 있으며, 트랙터 생산업체에서도 파워시

프트 변속기 개발을 추진하고 있는 실정이다. 이는 국내에서도 파워시프트 변속기에 대한 요구가 점차 증가되고 있으며, 트랙터를 수출하기 위해서는 파워시프트 변속기가 필수적이기 때문이다. 따라서, 파워시프트 변속기에 대한 기술 개발과 국산화는 농기산업이 시급히 해결해야 할 당면 과제의 하나이다.

This paper was supported by Korea Research Foundation Grant(KRF-2001-041-G0002). This paper was submitted for publication in July 2002; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in September 2002. The corresponding author is K. U. Kim, Professor, School of Bio-resources and Materials Engineering Seoul National University, 441-744, Suwon Korea. E-mail: <kukim@plaza.snu.ac.kr>.

파워시프트 변속기는 정유압 변속기에 비하여 작업의 편의성은 떨어지나, 정유압 변속기의 최대 단점인 저효율을 극복할 수 있다는 장점이 있다. 즉, 파워시프트 변속기는 수동 변속기에서와 같은 수준의 효율을 유지하면서 동시에 정유압 변속기에서와 같은 높은 작업의 편의성을 가질 수 있는 변속기이다.

파워시프트 변속기에서 가장 우선적으로 개발해야 할 부분은 전후진 변속 장치이다. 전후진 변속은 주행 변속에 비하여 사용 빈도가 높고, 로더 작업에서와 같이 주로 전후진 변속을 사용하는 경우가 많기 때문이다. 파워시프트 변속은 빈번한 전후진 변속이 필요한 경우, 작업 능률을 크게 높일 수 있기 때문에 이에 대한 요구도 높다. 따라서 파워시프트 변속기를 채택한 트랙터에서는 반드시 전후진 변속을 파워시프트로 하고 있으며, 많은 트랙터에서는 전후진 변속만을 파워시프트한 경우도 있다.

파워시프트 변속기를 개발할 때 당면하는 문제는 주로

- (1) 변속이 원활하지 않다.
- (2) 변속시 클러치가 과열되고 이상 마모가 일어난다.
- (3) 저항 토크로 인하여 부변속이 어렵다.
- (4) 변속시 충격이 발생한다.
- (5) 고온시 유압 장치가 비정상적으로 작동한다.
- (6) 적절한 비틀림 탭퍼의 선정이 어렵다.

이러한 문제 중에서도 특히, 전후진 변속은 일반적인 주행 변속에 비하여 가혹한 부하가 클러치에 작용하기 때문에, 변속이 원활하지 못한 경우가 많다.

파워시프트 변속기를 보다 효율적으로 개발하기 위해서는 시스템 해석 기술이 절대적으로 요구된다. 변속 과정에서 일어나는 클러치의 유압 변화와 변속기의 설계 변수가 이러한 유압 변화에 미치는 영향 등을 구명하여야 한다. 본 연구는 파워시프트 변속기에 대한 시스템 해석 기술을 개발하기 위하여 시도되었으며, 구체적인 목적은 다음과 같다.

- (1) 전후진 파워시프트의 변속 과정을 컴퓨터로 시뮬레이션할 수 있는 동력학적 모델을 개발한다.
- (2) 전후진 변속시험 장치를 구성하고 변속 시험의 결과와 모형을 이용한 시뮬레이션 결과를 비교하여 모형의 유효성을 검증한다.
- (3) 유효한 모형을 이용하여 전후진 변속기와 트랙터를 포함한 통합 시뮬레이션을 실시하고, 전

후진 파워시프트 변속기의 유압 제어 변수와 설계 변수가 변속 품질 및 트랙터의 동적 특성에 미치는 영향을 구명한다.

2. 연구사

트랙터용 파워시프트 변속기는 1950년대 처음으로 소개되었으며, 그후 다양한 형태의 파워시프트 변속기에 대한 구조와 원리가 발표되었다 (Erwin and O'Harrow, 1959; Harris and Jensen, 1964; 今井幹夫, 1989; Muller and Sailer, 1993). 또한, 최근까지 파워시프트 변속기에 대한 많은 특허가 출원되었다(Rodeghiero, 1992; Lasoen, 1996). Rodeghiero에 의하면 변속 품질에 가장 큰 영향을 미치는 변수는 클러치 수와 변속비라고 하였다. 변속 빈도가 높은 5~15 km/h의 포장 작업에서는 원활한 변속과 고효율을 위하여 변속비를 1.13 정도로 낮게 하고, 15 km/h 이상의 운반 작업에서는 1.28 정도로 높게 하는 것이 좋다고 하였다. 트랙터용 전후진 파워시프트 변속기의 경우 최고 후진 속도는 Harris와 Jensen에 의하면 약 5.6 km/h가 적절하다고 하였으며, Muller와 Sailer는 10 km/h 이하라고 하였다.

Jacobson(1991, 1993)은 자동차의 파워시프트 변속기를 중심으로 시스템의 구조, 기어열 모델, 클러치 모델, 파워시프트 시뮬레이션 모델 등에 대한 연구 결과와 문헌을 종합적으로 정리하였으며, 파워시프트 변속기에 대한 모형화와 시뮬레이션을 위한 일반적인 지침을 제시하였다. 최근에는, Ciesla (1995)와 Turner(1998)가 상용 유압 시뮬레이션 프로그램 EASY5를 이용하여 파워시프트 변속기와 기계 유압식 변속기에 대한 동적 부하 특성, 변속 품질 등을 연구한 바 있다. 변속기의 동특성에 대해서는 국내에서도 차륜형 차량과 궤도형 차량의 변속기를 중심으로 다수의 연구가 수행된 바 있다. 김영흡(1990)은 유성 기어식 변속 장치를 대상으로 엔진-변속 장치-차량-주행 부하계의 동적 모형화 기법을 제시하고, 이러한 모형을 이용하여 변속시 발생하는 과대 토크의 영향을 고찰하였다. 김영덕(1994)은 궤도 차량용 자동 변속기의 동특성을 분석하기 위한 수학적 모델링 기법을 제시하였으며, 이를 이용하여 차량 구동계의 운동방정식을 유도하고 주행 시뮬레이션을 실시하였다. 김영흡(1995)은 또한, 승용차의 자동 변속기를 대상으로, 동력 전달계의 동적 모델을 개발하고, 이를 이용하여 변속 과정의 각 단계에서 변속 특

성을 고찰하였다.

일반 차량의 변속기에 대해서는 국내에서도 다수의 연구가 수행된 바 있으나, 농업용 트랙터의 파워시프트 변속기에 대한 연구는 전무한 실정이다.

3. 전후진 변속 시험장치

가. 시험장치

전후진 변속시 발생하는 과도 특성을 실험적으로 구명하기 위하여 그림 1에서와 같이 전후진 변속 시험장치를 설계 제작하였다. 시험장치는 모터, 변속기, 등가 관성질량, 직류 동력계로 구성하였으며, 변속기의 입력축 속도와 토크, 출력축 속도와 토크, 유압 회로의 라인 압력, 전후진 클러치 압력, 오일 온도를 측정할 수 있도록 계측 장치를 설치하였다.

변속기의 입력축 속도는 입력축에 광테이프 2개를 180° 간격으로 부착하고 광센서를 이용하여 측정하였으며, 출력축 속도는 출력축에 잇수가 60인 기어를 설치하고 마그네틱 픽업을 이용하여 계측하였다. 입력축 토크는 모터와 변속기 사이에 토크미터를 설치하여 측정하였으며, 출력축 토크는 출력축에 축 방향과 45° 경사로 4개의 스트레인 게이지를 부착하고 휘스톤 브리지 회로를 구성하여 측정하였다. 스트레인 게이지의 출력 신호는 슬립링을 통하여 자료 수집장치의 스트레인 증폭기로 입력하였다. 토크 측정에 사용된 토크미터와 스트레인 게이지를 이용한 토크 변환기의 신호는 모두 선형 축도 설정식을 유도하여 토크값으로 변환하였다.

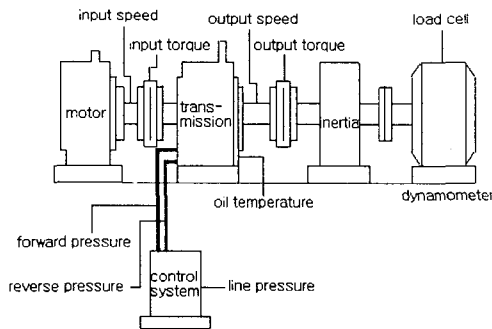


Fig. 1 Schematic diagram of a test bench for powershift transmission.

Table 1 Specifications of transducers used for the transmission test bench

Transducer	Specifications
Photo sensor	Measuring range: 0-1666 rpm Reaction time: 1 ms
Mag. pick up	Measuring range: 1-20 kHz
Torque meter	Measuring range: 0-500 N.m
Pressure sensor	Measuring range: 0-20 bar Accuracy: $\pm 0.15\%$ FS
Temperature sensor	Measuring range: -50-200 °C
Dynamometer	DC 50 kW/6000 rpm
Load cell	Capacity: 980 N Nonlinearity: 0.005% FS
Speed motor	7.5 kW/1730 rpm Speed range: 150-1500 rpm
Data logger	Sampling rate: 1.25 MHz/32ch Resolution: 6 bit

환하였다. 유압 제어 시스템의 라인 압력과 전후진 클러치 압력은 압력 센서를 부착하여 측정하였다. 오일 온도는 변속기에서 오일 냉각기로 토출되는 출구에 온도 센서를 부착하여 측정하였다. 동력계는 변속기에 부하를 가하기 위하여 사용하였으며, 작용 부하는 동력계에 부착된 로드셀을 이용하여 측정하였다. 모터는 속도 조정이 가능한 7.5 kW 변속 모터를 사용하였다. 자료수집 장치는 A/D 변환기, 스트레인 증폭기, F/V 변환기, 온도 변환기가 내장된 것으로서, 자체 컴퓨터에 의하여 측정 데이터의 분석이 가능한 것을 사용하였다. 표 1은 시험장치에 사용된 계측 장치의 주요 제원을 나타낸 것이다.

나. 전후진 파워시프트 변속기

본 연구에서 사용한 전후진 파워시프트 변속기는 그림 2에서와 같이 전후진 각각 1단 변속기로서 클러치팩, 기어, 축으로 구성되어 있으며, 변속비는 전진이 0.9423이고 후진이 0.9242이었다.

다. 유압 제어 시스템

전후진 변속장치의 유압 제어 시스템은 그림 3에서와 같이 유압 펌프, 필터, 메인 밸브, 인칭 밸브, 모듈레이팅 밸브, 선택 밸브, 전후진 클러치로

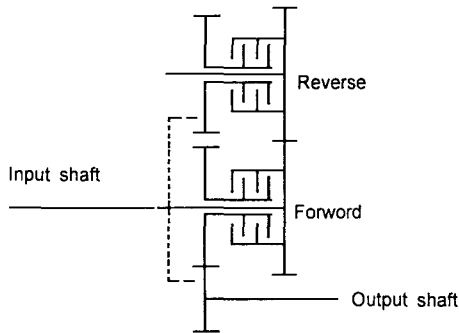


Fig. 2 Schematic diagram of shuttle power-shift transmission.

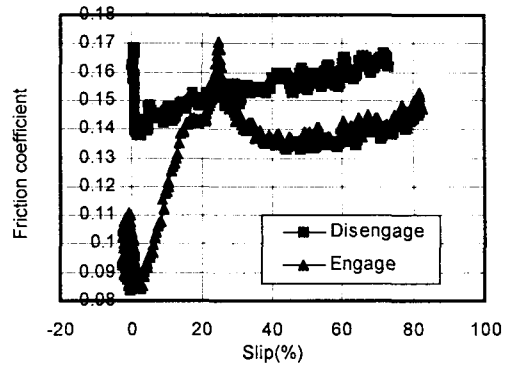


Fig. 4 Frictional coefficient of clutch.

먼저 유압 클러치의 마찰계수를 실험으로 결정하였다. 그림 4는 클러치가 접속될 때와 해제될 때 실험으로 결정한 클러치의 마찰계수를 나타낸 것이다. 파워시프트 변속에서 클러치의 해제는 신속히 일어나며, 접속은 슬립과 함께 서서히 진행된다. 클러치가 접속할 때 마찰계수는 슬립이 감소함에 따라 최저 0.085까지 감소하였다. 클러치가 완전 접속되었을 때의 마찰계수는 슬립이 70% 이상인 안정기의 0.14로 설정하였다 (김, 2002). 본 연구에서는 접속시의 마찰계수를 슬립의 함수로 표현하여 클러치의 마찰 특성을 모형화하였다.

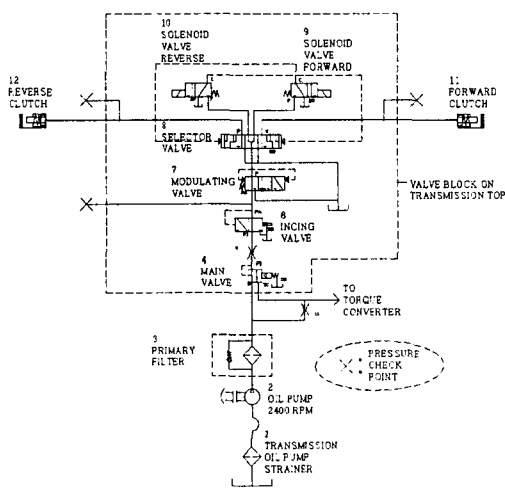


Fig. 3 Circuit diagram of hydraulic control system for shuttle powershift transmission.

구성되어 있다. 모듈레이팅 밸브는 변속시 클러치의 유압을 서서히 증가시켜 원활한 변속이 이루어지도록 하며 변속 품질과 유압 제어 시스템의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 장치이다.

4. 변속 시스템의 모형화

가. 전후진 파워시프트 변속기의 모형화

전후진 파워시프트 변속기를 모형화하기 위하여

시험 장치의 전후진 파워시프트 변속기는 EASY5를 이용하여 모형화하였다. 변속기의 유압 클러치, 축, 기어, 모터 특성, 질량관성모멘트, 오일 특성, 클러치 압력 곡선 등 각 요소는 EASY5에서 제공하는 기본 요소를 사용하였으며, 각 요소의 입력 제원은 실제 측정치와 제작사에서 제공한 도면과 데이터를 이용하여 결정하였다 (김, 2002). 그림 5는 EASY5를 이용하여 모형화한 전후진 파워시프트 변속기를 나타낸 것이다.

나. 유압 제어 시스템

유압 제어 시스템도 EASY5를 이용하여 그림 6에서와 같이 모형화하였다. 유압 제어 시스템에서 EASY5가 제공하는 요소는 이를 입력하여 시스템의 특성에 따라 입력력 포트를 연결하였으며, EASY5가 제공하지 않는 요소는 EASY5의 사용자 코드를 이용하여 Fortran 언어로 모형화하였다. 유압 제어 시스템의 주요 요소는 펌프, 릴리프 밸브, 오일 탱크, 피스톤, 스프링, 방향 제어 밸브, 오리피스 등으로서 각 요소의 제원은 실제 측정치와

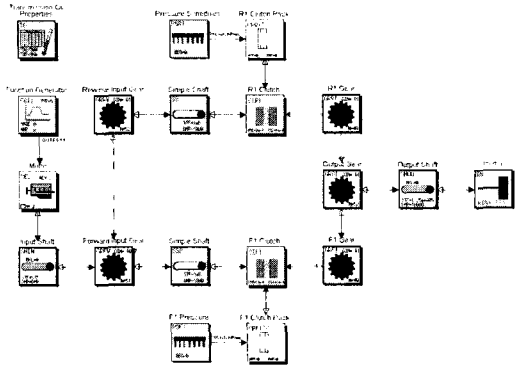


Fig. 5 EASY5 model of shuttle powershift transmission.

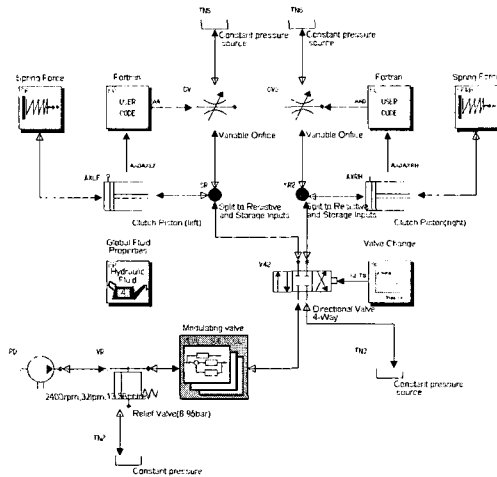


Fig. 6 EASY5 model of hydraulic control system.

제작사에서 제공한 도면과 데이터를 이용하여 결정하였다.

5. 모형의 검증

가. 전후진 파워시프트 변속기의 모형 검증

변속기 시험 장치에서 질량관성모멘트를 0.019, 0.070, 0.115, 0.166 kg · m² 4수준으로 하고, 입력축의 속도를 800 rpm으로 하여 전진 출발 및 전진에서 후진으로 변속할 때, 입력축 토크, 출력축 토크, 출력축 속도, 클러치 유압을 측정하였다. 이때

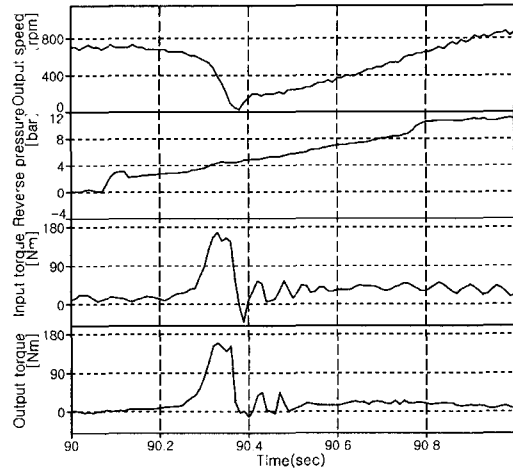


Fig. 7 Measured torque, speed and pressure during reverse shifting.

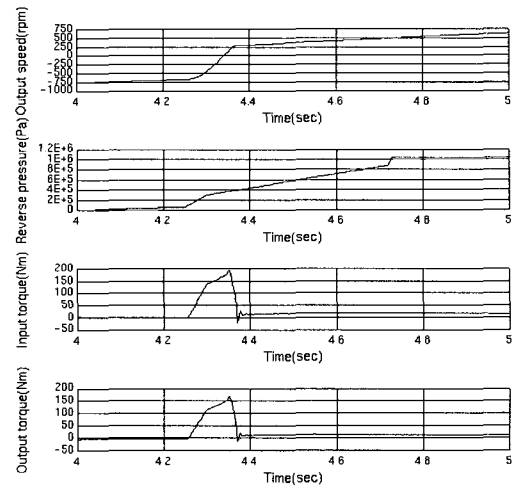


Fig. 8 Simulated torque, speed and pressure during reverse shifting.

오일의 온도는 45℃를 유지하였다. 또한, 변속기 모형을 이용하여 같은 조건에서 시뮬레이션으로 이를 예측하고, 그 결과를 측정치와 비교하였다. 그림 7과 8은 각각 질량관성모멘트가 0.115 kg·m² 일 때 후진 변속에서 입력축 토크, 출력축 토크, 출력축 속도, 클러치 압력을 측정 한 결과와 시뮬레이션한 결과를 나타낸 것이다. 그림 8에서 후진 속도가 양의 값으로 표시된 것은 측정 센서가 방향을 인식할 수 없었기 때문이었다. 측정 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하면 피크값, 피크값의 발

생 시간 등 토크, 속도, 유압의 정상적인 변화 경향은 모두 일치하였다. 또한, 출력축의 최대 토크에 대한 예측값의 %오차는 3.4%이었으며, 입력축의 최대 토크에 대한 %오차는 13.7%이었다.

표 2는 각각의 질량관성모멘트에서 입력축과 출력축의 최대 토크에 대한 측정값과 예측값 및 측정값에 대한 예측값의 %오차를 나타낸 것이다.

최대 입력축 토크에 대한 예측값의 %오차는 전진 출발의 경우 0.5~9.6%, 후진 변속의 경우 1.2~21.4%이었으며, 최대 출력축에 대한 예측값의 %오차는 전진 출발의 경우 0.0~6.8%, 후진 변속의 경우 3.4~7.2%이었다. 후진 변속할 때의 %오차가 전진 출발할 때보다 컸으며, 출력축보다는 입력축에서 오차가 컸다. 전체적으로 %오차의 범위는 0~21.4%이었다. 모델 검증을 위한 변속시험 결과에 의하면 질량관성모멘트의 변화에 따른 속도 및 토크의 변화 특성은 모형에서도 같게 나타났으며, 최대 토크에 대한 모형 예측치의 평균 %오차는 6.0%이었다. 일반적으로 예측치의 평균 %오차가 10% 이하이면 모형의 유효성을 인정할 수 있는 수준이므로, 전후진 파워시프트 변속기의 모형은 변속기의 출력축 토크와 클러치의 압력 변화를 예측할 수 있는 타당한 정도의 것으로 판단하였다.

Table 2 Measured and simulated maximum input and output shaft torques occurred at the time of forward starting and reverse shifting

Mass moment of inertia (kg · m ²)		Forward starting		Reverse shifting	
		Input shaft N.m	Output shaft N.m	Input shaft N.m	Output shaft N.m
0.019	Measured	137.7	-47.2	149.6	54.5
	Simulated	130.1	-50.4	147.8	58.4
	%Error	5.5	6.8	1.2	7.2
0.070	Measured	147.6	-109.7	156.2	134.7
	Simulated	146.9	-109.7	174.5	129.3
	% Error	0.5	0.0	11.7	4.0
0.115	Measured	164.8	-152.7	167.5	159.2
	Simulated	180.7	-153.0	190.4	164.6
	% Error	9.6	0.2	13.7	3.4
0.166	Measured	156.2	-160.0	161.5	177.2
	Simulated	164.5	-156.5	196.1	183.6
	% Error	5.3	2.2	21.4	3.6

였다.

나. 유압 제어 모형의 검증

그림 9는 라인 압력이 10 bar일 때 유압 제어 모형을 이용하여 시뮬레이션한 변속시 해제 클러치와 접속 클러치의 압력 변화 및 라인 압력을 나타낸 것이고, 그림 10은 변속기 시험 장치에서 측정된 압력 변화를 나타낸 것이다. 측정값과 예측값은 같은 변화의 경향을 나타내었으며 특히, 접속 클러치의 초기 압력과 모듈레이팅 기간의 압력 변화는 일치하였다. 측정 클러치 압력에 대한 예측 압력의 %오차는 초기압력을 제외하면 최대 30%이었으며, 라인 압력은 특정 지점에서 47.1%로 나타났다. 그러나 측정값과 예측값의 실제 압력 차이는 0.1~3.3 bar로서 총 압력 범위에 대한 오차는 1.0~32.0%이었다. 이는 실제 측정 압력이 낮기 때문에 약간의 압력 차이에서도 %오차가 크게 나타나기 때문이었다. 표 3은 그림 10의 주요 압력 변화 지점에서 측정값에 대한 예측값의 %오차를 나타낸 것이다. 비록 측정치에 대한 시뮬레이션의 %오차는 크게 나타났으나, 압력 변화의 경향을 예측하는 데에는 유압 제어 모형을 이용할 수 있을 것으로 판단하였다. 본 연구에서는 클러치의 절대적인 압력보다는 변속 상태에서 상대적인 압력 변화가 중요한 연구 대상이었기 때문이었다.

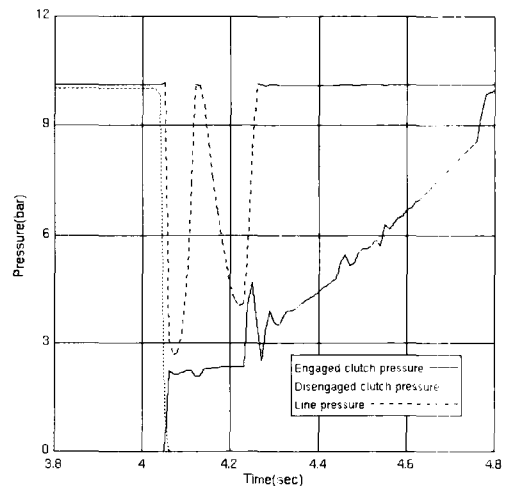


Fig. 9 Simulated clutch pressure during forward and reverse shifting.

Table 3 Percentage error of simulated time and oil pressure during powershifting

	Point No.	Time, sec			Pressure, bar		
		Measured	Simulated	% Error	Measured	Simulated	% Error
Engaging clutch pressure	①	4.04	4.04	0.0	0.3	0.0	100.0
	②	4.09	4.05	0.1	3.0	2.1	30.0
	③	4.23	4.23	0.0	2.8	2.2	21.4
	④	4.30	4.25	1.2	4.3	5.0	16.3
	⑤	4.75	4.76	0.2	8.6	8.7	1.1
	⑥	4.80	4.80	0.0	10.3	10.1	1.9
Line pressure	⑦	4.06	4.07	0.2	2.3	2.8	21.7
	⑧	4.15	4.13	0.5	7.0	10.3	47.1
	⑨	4.27	4.22	1.2	4.8	4.3	10.4

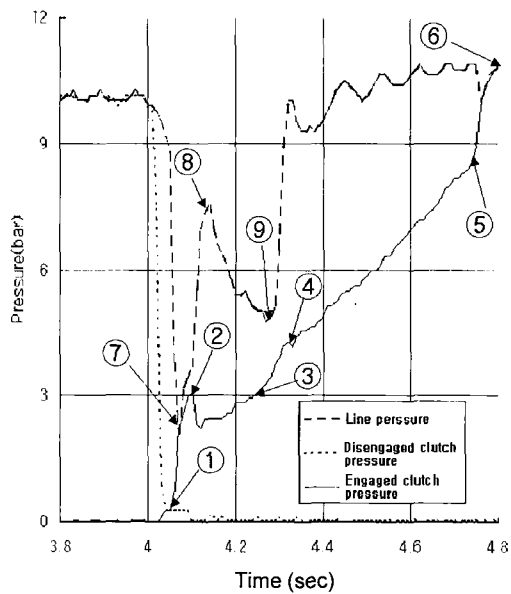


Fig. 10 Measured clutch pressure during forward and reverse shifting.

6. 트랙터 통합 시뮬레이션

트랙터에 전후진 파워시프트 변속기를 채택하였을 때 트랙터의 엔진 속도, 주행 속도, 중량, 전후진 속도비, 변속기의 비틀림 댐퍼 등이 변속기 입력축과 차축의 과도 토크 및 클러치의 단위 면적당 전달 동력에 미치는 영향을 구명하기 위하여 변속기와 트랙터의 통합 시뮬레이션을 실시하였다. 변속기 입력축과 차축의 과도 토크 및 클러치의 단위 면적당 전달 동력은 변속 품질을 결정하는 주요한 값으로서 과도 토크의 최대값과 클러치

의 전달 동력이 작을수록 변속 품질은 우수한 것으로 알려져 있다.

가. 통합 시뮬레이션 모형

시뮬레이션 대상 트랙터는 국내에서 생산된 40 kW, 4륜 구동 트랙터로 하였다. 이 트랙터의 전후진 변속기는 동기 불림식이나 이를 파워시프트 전후진 변속기로 대체하여 시뮬레이션을 수행하였다. 표 4는 시뮬레이션에 사용된 트랙터의 주요 제원을 나타낸 것이다.

시뮬레이션을 위한 트랙터의 EASY5 모형은 주 변속과 부변속을 포함한 주 변속부, 차동장치와 최종 감속장치를 포함한 후차축부, 감속기어, 차동장치, 유성기어를 포함한 전륜 구동부 모형과 이미 개발한 파워시프트 전후진 변속부 모형을 결합하여 그림 11에서와 같이 구성하였다. 트랙터 모형에는 파워시프트 전후진 변속 모형의 기본 요소 외에 엔진, 비틀림 댐퍼, 차동장치, 유성기어, 타이어, 차체가 추가되었다. 엔진은 각각 공회전할 때의 속도와 토크, 최대 토크점에서의 속도와 토크, 정격 속도에서의 속도와 토크를 이용하여 작성한 토크맵으로써 모형화하였다. 트랙터의 전후륜에 작용하는 하중은 전방 로더가 부착된 상태를 기준으로 하였다. 타이어의 슬립, 견인력, 구름 저항의 관계는 존 디어사에서 개발한 식(Anderson, 2000)을 이용하였다. 차체는 가속도에 의한 하중 전이와 직진 주행을 고려하여 모형화하였다. 트랙터 모형에 포함된 회전체의 질량관성모멘트, 비틀림 강성, 댐핑 등은 치수와 물성치를 이용하여 EASY5에서 자동으로 계산된 값을 사용하였다.

Table 4 Specifications of simulated tractor

Items		Values
Driving type		4 wheel drive
Engine	Power	40 kW
	Type	Diesel 4 cycle
	No. of cylinders	4
	Rated speed	2500 rpm
Total weight		27 kN
Wheel base		2030 mm
Tire	Front	11.2 × 20
	Rear	14.9 × 28
Speed	Minimum	0.37 km/h
	Maximum	26.1 km/h
T/M Gears	Forward	16 (4 × 4)
	Reverse	16 (4 × 4)

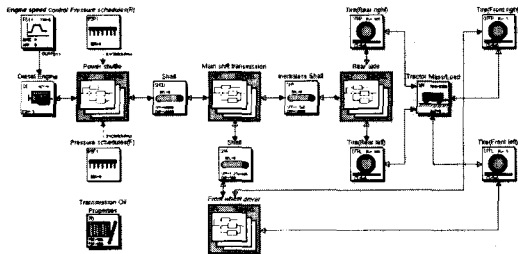


Fig. 11 EASY5 model of powershift shuttle tractor.

나. 과도 특성 시뮬레이션

트랙터 통합 모형을 이용하여 다음과 같이 유압 제어 변수와 설계 변수를 변화시키며, 각 변수가 직진 출발 및 전후진 변속 상태에서 과도 토크 특성에 미치는 영향을 시뮬레이션하였다.

- 모듈레이팅 종료 압력: 6, 10 bar
- 모듈레이팅 종료 시간: 1, 2초
- 엔진 속도: 800, 1650, 2000 rpm
- 트랙터 속도: 5, 7, 10 km/h
- 트랙터 중량: 22.5, 32.3, 42.1 kN
- 전진 대 후진 속도비: 1:0.8, 1:1, 1:1.2
- 비틀림 댐핑: 77, 770, 7700 N.m/rad

(1) 모듈레이팅 종료 압력과 시간의 영향

모듈레이팅 종료점의 압력을 각각 6 bar와 10 bar로 설정하였을 때 후진 변속 시 클러치 압력 변화는 그림 12에서와 같이 나타났다.

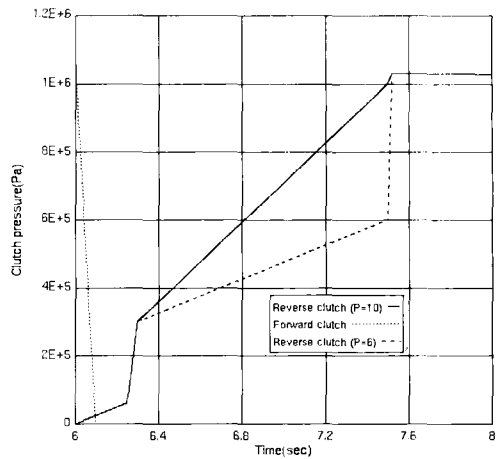


Fig. 12 Clutch pressure by modulating terminal pressure.

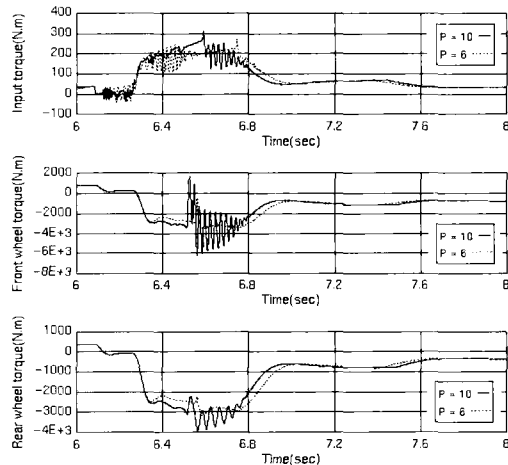


Fig. 13 Input and wheel torques by modulating terminal pressure.

모듈레이팅 종료점의 압력 변화에 따라 변속기 입력축과 차축 토크는 그림 13에서와 같이 변화되었다. 압력이 10 bar일 때의 입력축 토크는 6 bar일 때에 비하여 20% 증가하였으며, 앞차축 토크는 2.5배, 후차축 토크는 30% 증가하였다. 특히, 앞차축 토크는 타이어의 슬립으로 인하여 변화 폭이 상대적으로 크게 나타났다.

유압을 6 bar에서 10 bar로 증가시켰을 때 클러치의 단위 면적당 최대 전달 동력은 그림 14에서와 같이 10% 증가하였으며 전달 시간은 오히려 55% 감소하였다. 그러나, 모듈레이팅 종료점의 압

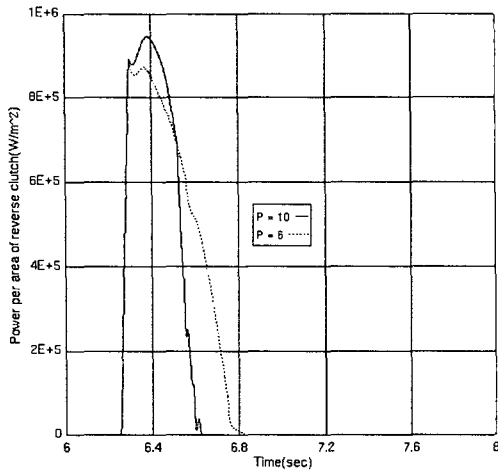


Fig. 14 Peak power transmitted by unit clutch area by modulating terminal pressure.

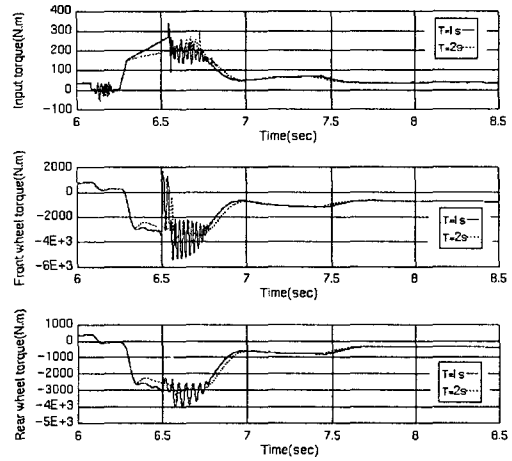


Fig. 16 Input and wheel torques by modulating time.

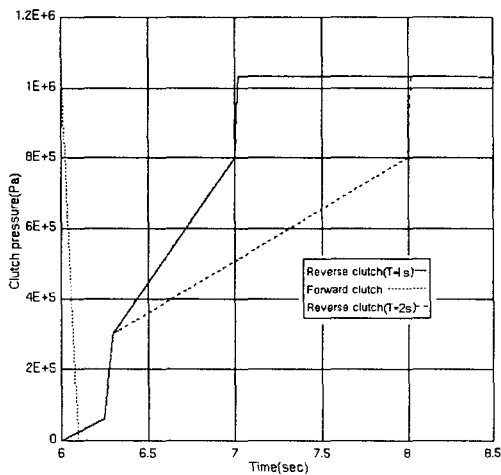


Fig 15 Clutch pressure by modulating time.

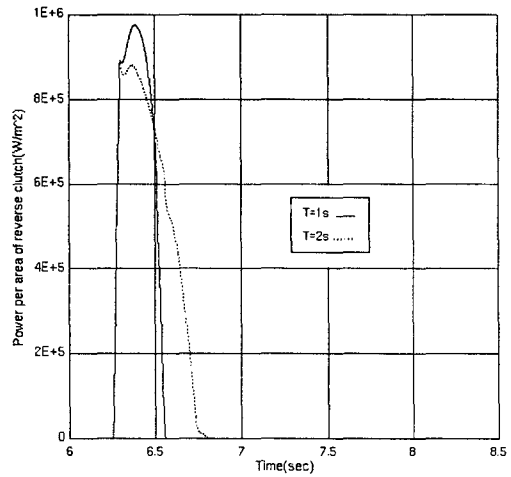


Fig. 17 Peak power transmitted by unit clutch area by modulating time.

력이 엔진과 트랙터의 속도 및 가속도에 미치는 영향은 나타나지 않았다.

모듈레이팅 시간을 1초와 2초로 설정하였을 때 후진 변속시 클러치의 압력 변화는 그림 15에서와 같이 나타났다. 모듈레이팅 시간이 변화되었을 때 입력축과 전후 차축 토크는 그림 16에서와 같이 변화되었다. 모듈레이팅 시간이 1초일 때 입력축 토크의 최대값은 2초일 때에 비하여 10% 증가하였다. 단위 면적당 클러치의 최대 전달 동력도 그림 17에서와 같이 모듈레이팅 시간이 1초일 때가

2초일 때보다 컸다. 그러나, 전달 시간은 오히려 감소되었다.

이상의 시뮬레이션 결과에서와 같이 모듈레이팅 종료 시점의 압력은 압력이 낮을수록, 모듈레이팅 시간은 시간이 길수록 토크 변동이 감소되고 클러치의 단위 면적당 전달 동력이 감소되어 변속 품질이 향상되는 것으로 나타났다. 이 결과에 따라 모듈레이팅 종료점의 압력을 6 bar, 모듈레이팅 시간을 1.5초로 설정하고 이후의 시뮬레이션을 수행하였다.

(2) 트랙터 속도의 영향

그림 18은 모듈레이팅 종료점의 압력과 시간을 각각 6 bar, 1.5초로 설정하고, 트랙터의 속도를 5, 7, 10 km/h로 변화시켰을 때 후진 변속시 입력축과 전후륜으로 전달된 차축 토크를 시뮬레이션한 결과이다. 입력축 토크는 트랙터가 고속일수록 증가되었으나, 차륜 토크는 저속일수록 증가되었다. 저속에서는 타이어 슬립이 크기 때문인 것으로 판단된다. 트랙터 속도가 5 km/h에서 10 km/h로 증속될 경우, 입력축 토크는 35% 증가하였으며, 차축 토크는 45% 감소하였다. 또한, 클러치의 단위 면적당 최대 전달 동력은 그림 19에서와 같이 10% 증가되었으며, 전달 시간은 2배 증가되었다. 전달 시간에 비하여 토크는 크게 증가되지 않았다. 이는 트랙터 속도가 증가될수록 전후진 변속 시에는 엔진 속도가 감속되어 전달 동력도 감소되기 때문인 것으로 판단된다.

(3) 트랙터 중량의 영향

트랙터 중량을 22.5, 32.3, 42.1 kN으로 증가시켰을 때 입력축과 전후륜으로 전달된 차축 토크는 그림 20에서와 같다. 트랙터 중량이 22.5 kN에서 42.1 kN으로 증가되었을 때 최대 입력축 토크는 20% 증가하였으며, 차축 토크는 80% 증가하였다. 즉, 트랙터의 중량은 차축 토크에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 트랙터 중량을 22.5 kN에서 42.1 kN으로 증가시켰을 때, 클러치의 단위 면적

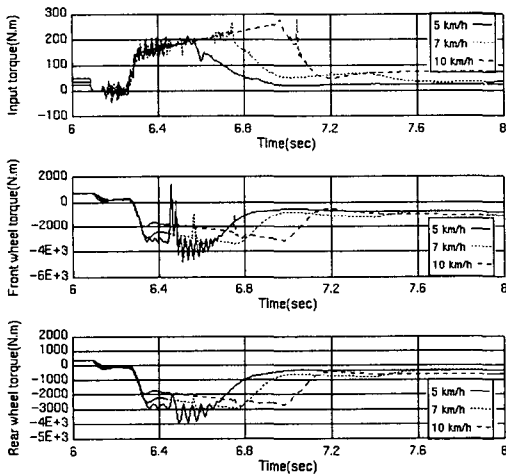


Fig. 18 Input and wheel torques by tractor speed.

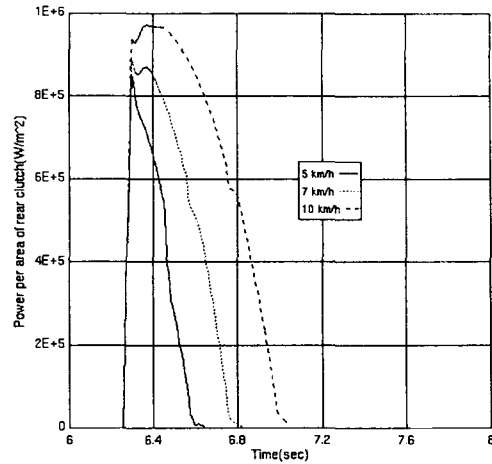


Fig. 19 Peak power transmitted by unit clutch area by tractor speed.

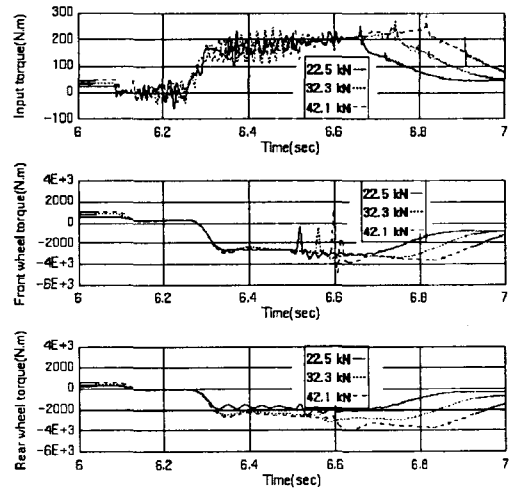


Fig. 20 Input and wheel torques by tractor weight.

당 최대 전달 동력은 그림 21에서와 같이 변화가 나타나지 않았으나 전달 시간은 40% 증가되었다. 즉, 트랙터 중량은 클러치의 단위 면적당 전달 동력에는 큰 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 이는 트랙터의 중량이 증가되면 전후진 변속시 엔진 속도가 감속되어 충분한 동력을 전달할 수 없기 때문인 것으로 판단된다.

(4) 전후진 속도비의 영향

그림 22는 전후진 변속비를 1:0.8, 1:1, 1:1.2로

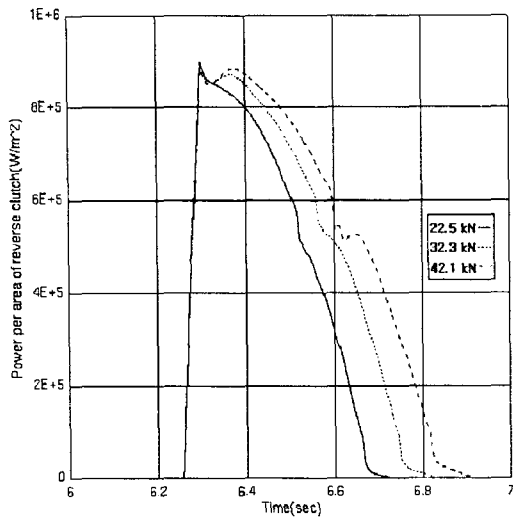


Fig. 21 Peak power transmitted by unit clutch area by tractor weight.

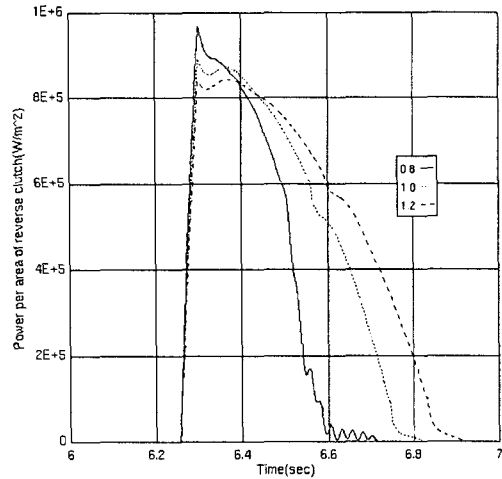


Fig. 23 Peak power transmitted by unit clutch area by speed ratio.

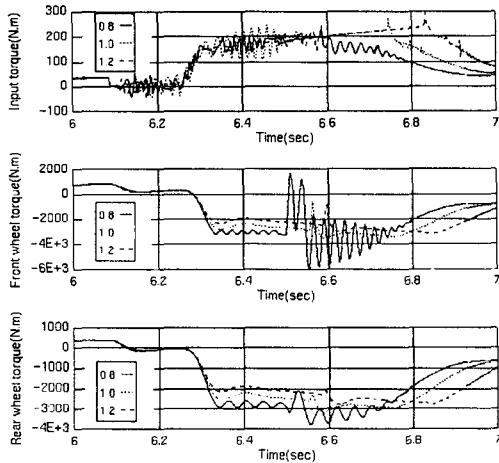


Fig. 22 Input and wheel torques by speed ratio.

변화시켰을 때, 입력축과 전후륜으로 전달되는 차축 토크의 변화를 나타낸 것이다. 입력축 토크는 전후진 속도비가 클수록 증가되었으나, 차축 토크는 속도비가 적을수록 증가되었다. 이는 속도비가 적을 때 타이어의 슬립이 크게 일어나기 때문인 것으로 판단된다. 전후진 속도비가 1:0.8에서 1:1.2로 증가하였을 때, 입력축 토크의 최대값은 30% 증가하였으나 차축의 최대값은 오히려 80% 감소하였다.

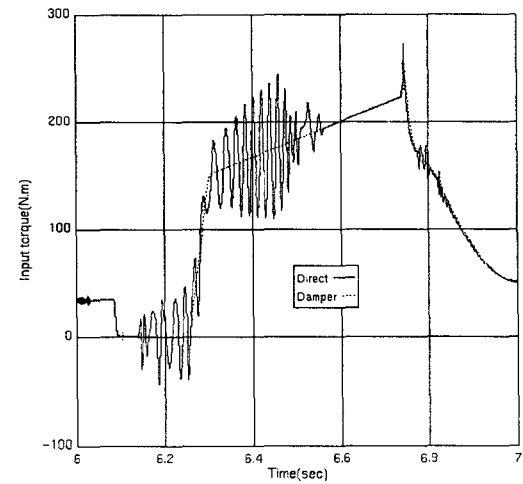


Fig. 24 Input torque with and without damping.

클러치의 단위 면적당 최대 전달 동력은 그림 23에서와 같이 전후진 속도비를 1:0.8에서 1:1.2로 증가시켰을 때 10% 감소하였으며 전달시간은 85% 증가되었다. 따라서, 후진 속도를 전진 속도보다 빠르게 하는 것이 전후진 변속 성능을 높이는 데 유리한 것으로 판단된다.

(5) 비틀림 댐퍼의 영향

그림 24는 비틀림 댐퍼가 770 N·m일 때와 없을 때 전후진 변속 시, 입력축으로 전달되는 최대

토크의 변화를 나타낸 것이다. 최대 토크는 댐퍼의 영향을 받지 않았으나, 고주파의 토크 변동은 댐퍼에 의하여 크게 감소되었다. 댐핑 계수를 77, 770, 7700 N.m/rad로 증가시켰을 때 입력축 토크는 댐핑 계수의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

7. 요약 및 결론

본 연구는 트랙터의 동기식 전후진 변속기를 파워시프트 변속기로 대체하였을 때 트랙터와 파워시프트 변속기의 주요 변수가 변속 특성에 미치는 영향을 구명하기 위하여 수행되었다. EASY5를 이용하여 전후진 파워시프트 변속기와 유압 제어 시스템을 모형화하고 변속기 시험 장치를 이용하여 이를 검증하였으며, 검증된 전후진 파워시프트 변속기와 트랙터의 전동 라인을 결합하여 트랙터 통합 모델을 개발하고, 변속 특성을 시뮬레이션 하였다.

주요 연구 결과는 다음과 같다.

1) 변속 시간, 변속기 입력축과 전후륜으로 전달되는 차축 토크의 변동, 클러치의 최대 전달 동력 등 변속 특성에 가장 큰 영향을 미치는 변수는 유압 클러치의 모델레이팅 압력과 시간인 것으로 나타났다.

2) 트랙터의 주행 속도와 전후진 변속비가 증가할수록 클러치의 전달 동력과 변속기의 입력축 토크는 증가하였으나, 타이어 슬립으로 인하여 출력축 토크는 그 경향이 일정하지 않았다.

3) 트랙터 증량은 차축의 토크 증가에는 큰 영향을 미치는 것으로 나타났으나 클러치의 전달 동력에는 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

4) 엔진과 변속기 입력축 사이의 비틀림 댐퍼는 변속 직후 발생하는 과도 토크를 크게 감소시키는 것으로 나타났으나 댐핑 계수가 토크를 전달하는데 미치는 영향은 없는 것으로 나타났다.

트랙터용 전후진 파워 시프트 변속기를 개발하기 위해서는 트랙터의 사용 조건과 설계 조건에 적합한 유압 제어 시스템을 개발하여야 하며, 이를 위해서는 해석적 방법을 통하여 변속시 발생하는 클러치의 전달 동력과 입출력 토크에 대한 특징을 구명해야 할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. 김대철. 2002. 농업용 트랙터 변속기의 전후

진 파워시프트 변속 특성 해석. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원.
 2. 김영덕. 1994. 케도 차량용 자동 변속기의 동특성 해석. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원.
 3. 김영흡. 1990. 차량 변속 장치의 동적 특성에 관한 연구. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원
 4. 김영흡. 1995. 승용차용 자동 변속기의 동특성 및 변속 제어 파라미터에 관한 연구. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원
 5. 今井 幹夫. 1989. 트라クタ용 トランスミッションの開発. 기술연구회자료. 일본농업기계학회. 1988년6월30일 : 40-47.
 6. Anderson, S. R., J. G. McManus and D. M. Lamberson. 2000. Ricardo powertrain library user guide version 4.0. Boeing company.
 7. Ciesla, C. R. and M. J. Jennings. 1995. A modular approach to powertrain modeling and shift quality analysis. SAE Paper No. 950419.
 8. Erwin, R. L. and C. T. O'Harrow. 1959. Tractor transmission responds to finger-tip control. Agricultural Engineering. April: 198-207.
 9. Harris, K. J. and J. K. Jensen. 1964. John Deere power shift transmission. SAE Transactions 72:593-612.
 10. Jacobson, B. 1991. Analysis of shift operations in automatic transmissions, 3rd International EAEC Congress on Vehicle Dynamics and Powertrain Engineering, Strasbourg, France, June 11-13, 1991, pp 195-202.
 11. Jacobson, B. 1993. Gear shifting with retained power transfer. Machine and Vehicle Design, Chalmers University of Technology, Sweden.
 12. Lasoen, J. J. 1996. Transmissions. US Patent US-5507704.
 13. Müller, F. and H. Sailer. 1993. New future-oriented tractor transmissions from ZF. SAE Paper No. 932420.
 14. Rodeghiero, R. A., C. A. Puetz, D. I. Malm and D. R. Johnson. 1992. Powershift transmission for an agricultural tractor. US patent US-5117702.
 15. Turner, W. and S. Anderson. 1998. A "back-to-back" comparison of currently available hydromechanical transmissions utilizing Boeing Easy5 mathematical modelling with the Ricardo Powertrain Library. SAE Paper No. 981987.