

# 트랙터용 파워시프트 전·후진 클러치의 압력 모듈레이션 제어

조재문<sup>†</sup>·허준영\*·정병학\*\*·김경욱\*\*\*

## Pressure Modulation Control of Powershift Shuttle Clutch of Tractor

Jae-Mun Cho, Jun-Young Huh, Byung-Hak Chong and Kyeong-Uk Kim

**Key Words:** Hydraulic clutch(유압 클러치), Powershift(파워시프트), Pressure modulation control(압력 모듈레이션 제어), Tractor(트랙터)

### Abstract

The powershift transmission have the advantage of easier operation and higher efficiency by using the hydraulic clutch and mechanical power transfer system. It is important to control the engaging pressure and time. The hydraulic control system is used for these controls of the modulator valve, the accumulator, the sump valve and etc. This study have made a simulator for verifying the pressure characteristic of the shuttle powershift transmission and developed the computer simulation model of the hydraulic components and system by using 'AMESim'. As a result, the design parameters which have an effect on the pressure modulation are verified to the spring stiffness of the modulator valve and the volume of the accumulator.

#### 기호설명

$F_N$	: 수직 힘 [N]
$P_{cip}$	: 클러치 작동 압력 [Pa]
$Q_{avg}$	: 평균 공급 유량 [ $m^3/sec$ ]
$r_i$	: 마찰판 내경 [m]
$r_o$	: 마찰판 외경 [m]
$t_{mod}$	: 모듈레이션 시간 [sec]
$T_q$	: 클러치의 토크 용량 [N-m]
$V_{acc}$	: 어큐뮬레이터 체적 [ $m^3$ ]
$\mu$	: 마찰 계수

#### 1. 서론

변속기의 주요한 역할은 엔진을 정지시키지 않고 차량의 진행 방향을 바꾸거나 엔진의 저토크 고속 동력을 주행에 적합한 고토크 저속 동력으로 변환하는 것이다. 농업용 트랙터의 변속기는 일반 차량의 변속기와 기능은 같지만 작업 환경에 있어서 일반적으로 부하 변동이 크며, 잦은 변속을 요구하기 때문에 작업 효율이 떨어지게 된다. 일반적으로 변속기 효율은 수동 변속일수록 높고, 작업성은 무단 변속과 유압 변속일수록 높으며, 최근 추세를 보면, 중·대형에서 파워시프트의 채택이 일반화되고 있다.(1) 따라서, 농업용 트랙터의 효율성과 작업성을 동시에 고려할 경우 동력 전달 효율이 높은 기계식 동력 전달과 작업성이 우수한 유압 변속기로 구성된 파워시프트 변속기가 적합하다.

Browning(1987)은 파워시프트 변속기의 모형화와 시뮬레이션 연구를 위한 지침을 제시하였고,<sup>(2)</sup> 김대철과 남요상(2002)은 EASY5와 AMESim을 이

<sup>†</sup> 한국기술교육대학교 제어시스템공학과

E-mail : jmcho@kut.ac.kr

TEL : (041)560-1149 FAX : (041)560-1253

\* 한국기술교육대학교 제어시스템공학과

\*\* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부

\*\* 서울대학교 농업생명과학대학 생물자원공학부

용하여 농업용 트랙터 변속기의 전·후진 파워시프트 변속에 대한 동특성과 유압 제어 시스템의 설계 변수가 변속 특성에 미치는 영향을 시뮬레이션 기법을 이용하여 연구한 바 있다.<sup>(3)(4)</sup>

이렇듯, 파워시프트 변속기 및 유압 제어 시스템에서 비정상적인 작동이 일어나지 않도록 제어하기 위해서는 여러 가지 설계 변수에 대한 검증이 수행되어야 한다. 하지만, 고가의 트랙터를 실험실에 비치하는 것이 현실적으로 어려우며, 실험에 필요한 각종 계측기 및 분석 기기들을 실제 트랙터에 직접 장착하여 실험하기가 곤란하다.

본 연구는 파워시프트 변속기에서 전·후진 변속에 대한 유압 특성을 조사할 수 있는 컴퓨터 시뮬레이션 모델을 개발하고, 전·후진 변속 특성을 실험할 수 있는 실험 장치를 제작하여 실험을 통하여 검증하였다. 또한, 검증된 시뮬레이션 모델을 이용하여 설계 변수가 유압 제어 회로의 압력 특성에 미치는 영향을 조사·분석하였다.

## 2. 유압 제어 회로

### 2.1 유압 클러치와 유압 제어 회로

파워시프트에 사용되는 일반적인 유압 클러치는 Fig. 1과 같은 구조를 가지고 있다.

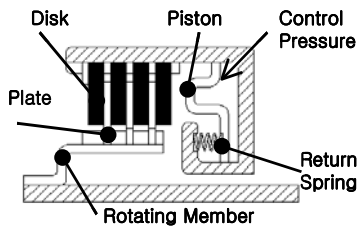


Fig. 1 Schematic diagram of a hydraulic clutch

파워시프트는 동력 전달의 단속 없이 변속할 수 있는 변속 방식이며, 유압 클러치를 통해 동력을 전달한다. 유압 클러치는 피스톤, 리턴 스프링, 디스크, 플레이트 등으로 구성되어 있다. 접속 시에 제어 유압이 가해지면, 유압 피스톤이 리턴 스프링을 압축시키면서 전진하여 디스크와 플레이트에 수직 힘을 가하여 엔진의 동력을 구동계로 전달한다. 해제 시에는 리턴 스프링에 의하여 피스톤이 후진하여 동력이 차단된다.

이때, 습식 마찰 클러치의 수직 힘과 토크 용량의 관계는 식 (1)과 같다.

$$\begin{aligned}
 T_q &= \mu F_N r \\
 &= \mu \int_{r_i}^{r_o} 2 \pi dr P_{clp} r \dots (1) \\
 &= \frac{2}{3} \mu \pi P_{clp} [r_o^3 - r_i^3]
 \end{aligned}$$

Fig. 2는 유압 클러치의 압력 모듈레이션 제어를 위한 전형적인 유압 제어 회로이다.

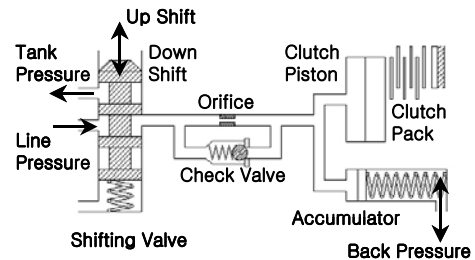


Fig. 2 Schematic diagram of a hydraulic control

변속 밸브(shifting valve)가 상단 변속 위치(up shift)로 이동하여 유로가 열리면 라인 압력으로부터 공급 받은 오일은 오리피스를 통과하여 클러치 피스톤을 채우고, 클러치 팩으로부터 부하를 받기 전까지 피스톤을 전진시킨다. 피스톤이 부하를 받기 시작하면, 비교적 부하가 작은 어큐물레이터를 채우게 된다. 이때, 유압은 어큐물레이터의 스프링 반력과 균형을 이루면서 서서히 상승하게 된다. 이 과정에서 클러치 피스톤은 클러치 팩에 수직 힘을 서서히 부드럽게 작용시킨다. 어큐물레이터를 완전히 채우고 나서 클러치의 작동 압력은 라인 압력까지 상승하며, 이 때 클러치는 충분한 토크 용량을 확보하게 되어 동력을 전달하게 된다. 반대로, 변속 밸브가 하단 변속 위치(down shift)로 이동하여 유로가 탱크와 연결되면 오일은 오리피스를 통과하지 않고 바로 체크 밸브를 통하여 흐르기 때문에 압력이 급히 저하된다.

본 논문에서는 Fig. 2와 같이 스프링 부하식 어큐물레이터가 사용되었으며, 어큐물레이터의 충전 체적과 모듈레이션 시간은 식 (2)를 이용하여 구할 수 있다.

$$V_{acc} = \frac{FA}{k}, t_{mod} = \frac{V_{acc}}{Q_{avg}} \dots (2)$$

Fig. 2에서 피스톤이 클러치 팩에 수직 힘을 가

하여 마찰력이 증가되면서 클러치가 동력을 전달하게 되는데, 이때 급속하게 이루어질 경우 변속 충격이 발생하게 되며, 너무 늦게 이루어질 경우 동력이 차단된다.

그럼으로, 처음에는 낮은 압력으로 클러치를 접촉시키고, 적절한 시간 동안 압력을 증가시킨 후 시스템 압력으로 동력을 전달하도록 해야 한다.

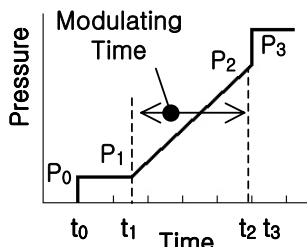


Fig. 3 Pressure characteristic of a modulation control

Fig. 3은 대표적인 모듈레이션 곡선이다. 압력 모듈레이션은 일반적으로 시스템 압력의 15% 정도에서 시작하여, 시스템 압력의 80% 정도에서 종료된다. 이후에는 시스템의 최고 압력이 피스톤에 작용하게 된다.<sup>(2)</sup>

2.2 실험 대상 변속기의 유압 제어 회로

본 연구는 존-디어(John-Deere)사의 85마력 4속 기어의 전·후진 16단 변속을 하는 파워시프트 변속기를 대상으로 하였다. Fig. 4는 이 변속기에 사용된 전·후진 변속 유압 제어 회로를 보여주고 있으며, Table 1에 각 부품의 명칭을 표시하였다.

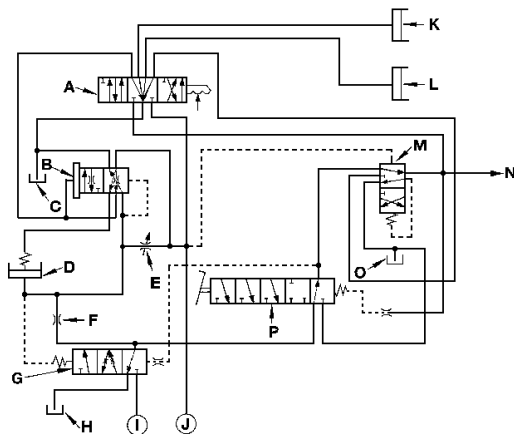


Fig. 4 Hydraulic system for a shuttle shifting

Table 1 Components list of Fig. 4

A. Forward/reverse valve	J. Oil, from system 1
B. Sump valve	K. Forward clutch piston
C. Sump	L. Reverse brake piston
D. Accumulator piston	M. Engagement override valve
E. Adjustable orifice	N. Pilot cooling oil
F. Orifice	O. Sump
G. Modulator valve	P. Clutch pedal valve
H. Sump	
I. Oil, from system 2	

3. AMESim에서의 모델링

3.1 유압 제어 회로

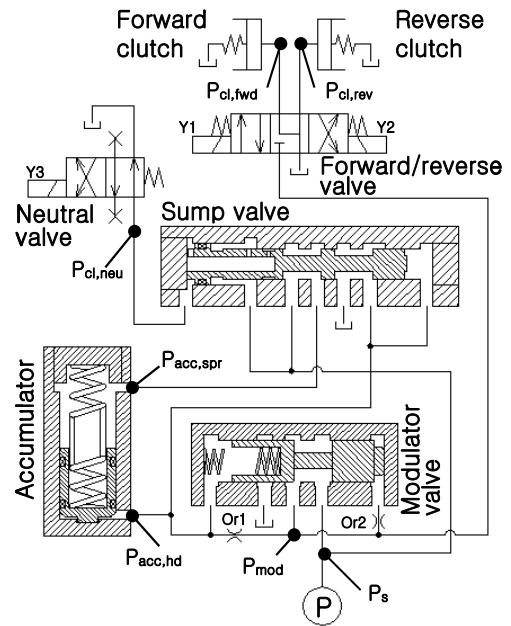


Fig. 5 Re-constructed hydraulic system for a shuttle shifting

모델링과 실험 장치의 구성을 위해 Fig. 4의 존-디어사의 전·후진 변속 유압 회로에서 압력 모듈레이션과 직접 연관이 있는 모듈레이터 밸브, 어큐뮬레이터, 섀프 밸브와 유압 클러치만을 선택하여 실측하였고 Fig. 5의 유압 회로와 같이 재구성하였다.

3.2 모듈레이터 밸브

Fig. 5에서 모듈레이터 밸브는 어큐뮬레이터에 의해서 제어된다. 정상 운전에서, 모듈레이터 밸

브는 완전히 열린 위치가 되며, 오일은 클러치로 흐르게 된다. 전·후진 밸브가 중립일 때, 모듈레이터 밸브는 소량의 오일만을 통과시키면서, 닫힌 위치와 중앙 위치를 계속해서 왕복한다.

전·후진 밸브의 방향이 결정되면, 어큐물레이터는 채워지기 시작하며, 모듈레이터 밸브는 어큐물레이터가 완전히 채워질 때까지 열린 위치와 중앙 위치를 계속해서 왕복한다. 어큐물레이터가 완전히 채워진 후 모듈레이터 밸브는 열린 위치에서 멈추게 되며, 펌프 압력이 유압 클러치 피스톤으로 전달된다. 모듈레이터 밸브는 어큐물레이터로 전달되는 유량을 제어함으로써 유압 클러치 피스톤이 접촉되는 과정을 지연시킨다. Fig. 5의 모듈레이터 밸브를 AMESim을 사용하여 Fig. 6과 같이 모델링 하였다.

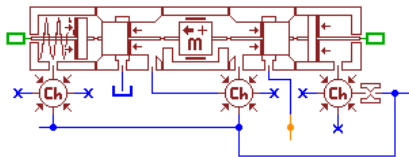


Fig. 6 Modeling of the modulator valve

3.3 어큐물레이터

유압 클러치가 갑작스럽게 접촉되면 변속 충격이 발생한다. 변속 충격을 방지하거나 줄이기 위해서는 유압 클러치가 접촉되는 시간을 지연시켜야하며, 어큐물레이터가 이러한 기능을 한다. 어큐물레이터가 완전히 채워질 때까지 유압 클러치의 접촉 과정이 지연되며, 어큐물레이터가 완전히 채워지고 난 뒤에 유압 클러치는 최대의 오일 압력을 사용할 수 있게 되어 충분한 토크 용량을 확보하게 된다. Fig. 5의 어큐물레이터를 AMESim을 사용하여 Fig. 7과 같이 모델링 하였다.

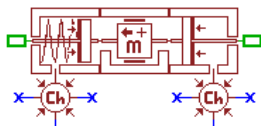


Fig. 7 Modeling of the accumulator

3.4 섀프 밸브

이 밸브는 전·후진 밸브의 위치에 의해서 영향을 받게 된다. 트랙터가 전진 혹은 후진 중일 때

섀프 밸브는 항상 닫혀 있다. 즉, 오일 탱크로 오일이 흘러가지 않게 된다. 반면, 중립일 때는 섀프 밸브는 열리게 되고, 어큐물레이터에 채워진 오일은 탱크로 빠르게 복귀된다. 전·후진 밸브가 다시 전진이나 후진 위치로 전환되면 어큐물레이터는 다시 오일로 채워진다. Fig. 5의 섀프 밸브를 AMESim을 사용하여 Fig. 8과 같이 모델링 하였다.

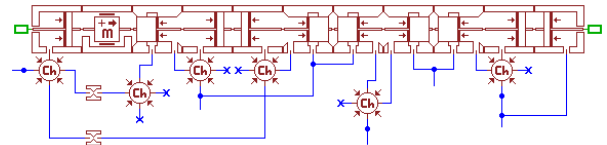


Fig. 8 Modeling of the sump valve

3.5 유압 클러치

본 연구에서 유압 클러치는 단순하게 Fig. 9와 같이 유압 단동 실린더로 모델링 하였다.

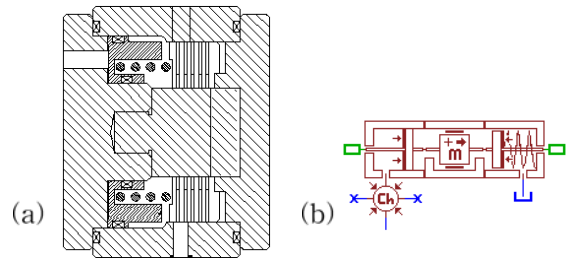


Fig. 9 Schematic diagram(a) and modeling(b) of the hydraulic clutch

4. 실험 장치 및 실험 방법

실험 장치에 대한 개략도와 신호 흐름의 관계를 Fig. 10에 표시하였다. DAQ 보드의 아날로그 입력 채널은 디퍼렌셜 형태로 결선하였다. 전·후진 밸브는 24Vdc 전자 솔레노이드 밸브를 사용하였으며, 구동 회로를 무접점 릴레이(solid state relay)를 이용하여 제작·설치하였다. 실험은 시간에 따른 압력 변화를 측정하였고, 데이터 처리와 전·후진 밸브의 제어는 Matlab/Simulink의 리얼-타임 윈도우즈 타겟(real-time windows target) 툴박스를 이용하여 작성하였다. 프로그래밍은 전자 솔레노이드 밸브 구동부와 압력 신호 입력부로 구성하고, 구동부는 디지털 클럭(digital clock)으로 기준 시간을 제공하며, 각 해당 시간(변속) 범위에서 DIO 채널로 제어 신호를 내보냈다. 샘플링

시간은 10ms로 설정하였다.

유압 동력 장치는 12bar, 9lpm으로 설정하였으며, 온도 실험을 제외한 모든 실험에서 오일의 온도는  $40\pm 3^{\circ}\text{C}$ 를 유지하였다. 실험은 우선 개별 구성 요소에 대해 실시하여 실험에서 얻은 압력 특성 곡선과 모델링 회로에서의 시뮬레이션 결과를 비교함으로써 단품 모델의 신뢰성 및 모델링 회로에 대한 검증은 한 후, 전체 유압 회로에 대해서 수행하였다.

압력 측정은 스트레인 형 압력 트랜스듀서를 사용하였으며, 스트레인 앰프의 출력 비는  $1000 \mu\text{st}$  당 1V이며,  $2.2321\pm 0.05\text{bar/V}$ 를 표시한다. 저주파 통과 필터(low pass filter)는 30Hz로 하였다.

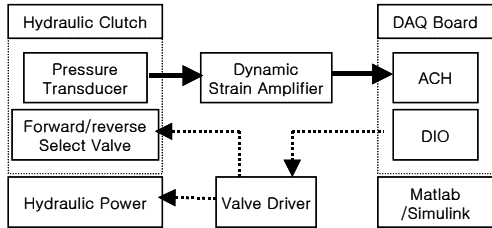


Fig. 10 Block diagram of a control and input signal flow

### 5. 결과 및 고찰

#### 5.1 시뮬레이션 모델링 회로의 검증

Fig. 11은 전·후진 밸브를 중립(0~2초), 전진(2~7초), 중립(7~10초)으로 전환 했을 때의 시스템 압력( $P_s$ )과 전진 클러치에서의 압력( $P_{cl, fwd}$ ) 변화를 나타낸다. 시뮬레이터 실험과 컴퓨터 시뮬레이션의 결과는 Table 2와 같다.

Table 2 Result of the experiment(E) and simulation(S)

	E	S
Initial modulation pressure, $P_1$ (bar)	4.0	4.0
Final modulation pressure, $P_2$ (bar)	10.0	9.5
Modulation time, $t_{mod}$ (sec)	2.5	2.7

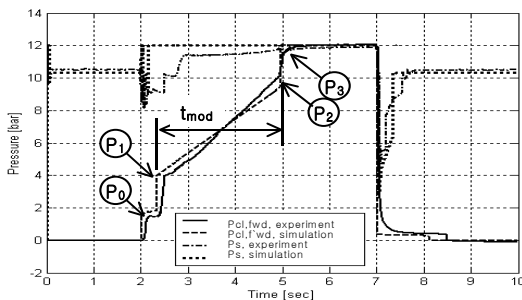


Fig. 11 Block diagram of a control and input

#### 5.2 트랙터와 시뮬레이션 결과 비교

Fig. 12와 13의 (a),(c),(e)와 (b),(d),(f)는 각각 실측 트랙터 실험과 시뮬레이션 결과이다. 두 결과에서 다소 차이를 보이는데, 실측 트랙터와 시뮬레이터의 유압 클러치 및 선택 밸브의 제원이 다르기 때문이다. 이러한 이유로 직접적인 결과 비교보다는 기본 유압 회로가 동일하다는 점에서 각 변속에 따른 유압 특성 변화의 경향을 예측 및 확인할 수 있다.

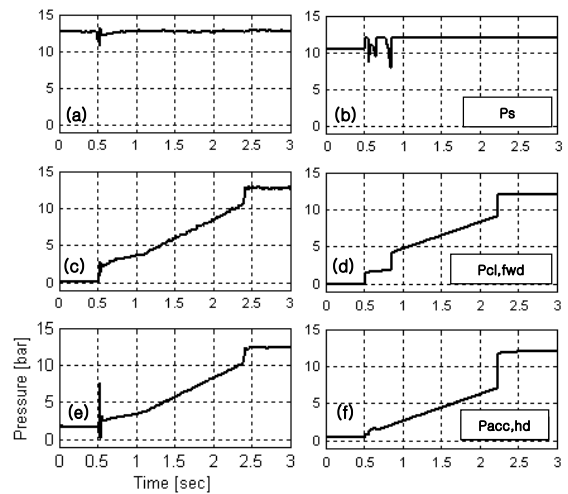


Fig. 12 Shift from neutral to forward

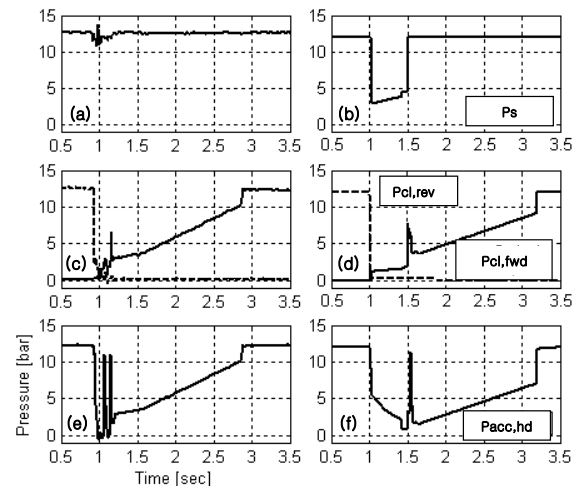


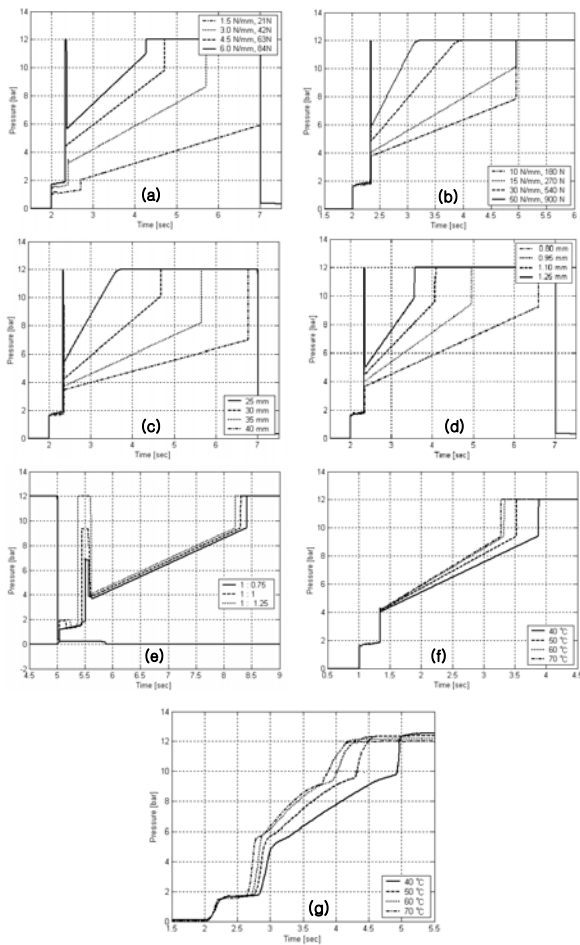
Fig. 13 Shift from neutral to forward

#### 5.3 설계 변수의 선정 및 시뮬레이션 결과

모듈레이션 압력과 시간에 영향을 미치는 설계 변수는 컴퓨터 시뮬레이션 상에서 규명하였으며, 유압 회로의 주요 설계 변수는 Table 3과 같이 선정하였다.

**Table 3** List of a design parameters

Component	Parameters
Modulator valve	Spring stiffness
	Spring force at zero displacement
Accumulator	Spring stiffness
	Spring force at zero displacement
	Piston diameter
Sump valve	Orifice diameter at inlet port
Working fluid	Area ratio on both side of spool
	Temperature



**Fig. 14** Effects of the design parameters

각각의 설계 변수에 대해서 (a) 모듈레이터 밸브 스프링 강성은 증가할수록 모듈레이션 초기 압력과 최종 압력이 증가하였고, 모듈레이션 시간은 감소하였다. (b) 어큐물레이터 스프링 강성의 증가는 모듈레이션 초기 압력과 최종 압력을 증가시켰지만, 모듈레이션 시간에는 큰 영향을 주지 않았다. (c) 어큐물레이터 체적의 증가에 따라 모듈레이션 초기 및 최종 압력은 감소하였으

며, 반대로 모듈레이션 시간은 증가하였다. (d) 입구 오리피스 지름은 커질수록 모듈레이션 시간은 감소하였으며, 상대적으로 모듈레이션의 초기 압력과 최종 압력의 변화에는 미치는 영향은 작았다. (e) 섀프트 밸브 스톱의 양 단면적은 모듈레이션 압력과 시간에 큰 영향을 미치지 않았다. 전진에서 후진으로 변속할 때 변속 충격량을 증가시켰다. (f) 작동유의 온도 상승에 따라 70°C까지는 심한 변화를 보였으나, 그 이상의 온도에서는 큰 차이를 보이지 않았다.

## 6. 결론

본 논문은 농업용 트랙터의 전·후진 변속을 위한 압력 모듈레이션 유압 제어 회로의 설계 변수에 대해서 조사·분석하였다. 시뮬레이터를 설계·제작하여 실험실에서 컴퓨터 시뮬레이션 모델에 대한 검증 실험을 수행 하였으며, 검증 결과를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션 상에서 각 밸브 및 유압 회로에 대한 설계 변수를 변경하여, 압력 모듈레이션과 시간에 대해서 분석하였다.

## 후기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구에 의해 수행되었다.

## 참고문헌

- (1) D. B. Tinker, 1993, "Integration of Tractor, Transmission and Implement Depth Controls: Part 1, Transmission", Journal of Agricultural Engineering Research 54, 1-27
- (2) E. P. Browning, 1987, "Design of Agriculture Tractor Transmission Elements", ASAE Distinguished Lecture Series, Chicago, American Society of Agricultural Engineers.
- (3) 김대철, 2002, "농업용 트랙터 변속기의 전·후진 파워시프트 변속 특성 해석", 서울대학교 대학원 박사학위논문
- (4) 남요상, 2002, "농업용 트랙터의 파워시프트 변속을 위한 유압 제어 시뮬레이션", 서울대학교 대학원 박사학위논문
- (5) John-Deere, Technical and Maintenance Manual