

트랙터용 전·후진 파워시프트 변속기의 설계 변수가 변속 품질에 미치는 영향

Effect of Design Parameters on Shift Quality of Power Shuttle Transmission for Agricultural Tractors

이호상*	정병학*	김경옥*
정회원	정회원	정회원
H. S. Lee	B. H. Jung	K. U. Kim

1. 서론

트랙터 작업은 일반적으로 부하의 변동이 크기 때문에 잦은 변속이 요구되며, 견인 또는 다양한 작업기의 구동 등 작업 조건에 따라 적합한 작업 속도를 얻기 위한 많은 변속 단수가 요구된다. 이러한 특성 때문에 트랙터의 변속기는 큰 견인 부하에서도 정지하지 않고 원하는 속도로 원활하게 변속할 수 있어야 하며 동시에 동력 손실을 최소화할 수 있어야 한다. 따라서, 트랙터 변속 장치는 작업 능률과 전동 효율을 동시에 고려할 경우, 작업 능률이 높은 유압 변속과 동력 전달 효율이 높은 기계식 동력 전달을 조합한 파워시프트 변속이 가장 우수한 것으로 판단된다.

본 연구의 목적은 컴퓨터 시뮬레이션 방법을 이용하여, 파워시프트 변속기의 설계 변수가 변속 품질에 미치는 영향을 구명하는데 있다. 즉, 파워시프트 변속기의 주요 설계 변수를 정하고, 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 각 변수가 변속시 과도 토크에 미치는 영향을 구명하여, 파워시프트 변속기의 변속 품질을 예측하는데 그 목적이 있다.

2. 재료 및 방법

2.1. 실험용 파워 트레인

전·후진 파워시프트 변속기에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 모형을 개발하고 그 유효성을 검증하기 위하여 그림 1과 같이 실험용 파워 트레인을 제작하였다. 실험용 파워 트레인은 디젤 엔진, 변속기, 등가 관성 질량으로 구성하였으며 입력축과 출력축의 회전 속도와 토크, 변속기 제어 압력, 오일 온도 등을 측정할 수 있도록 계측 장치를 설치하였다. 그림 2는 변속기의 입력축과 출력축의 위치를 나타낸 도면이다.

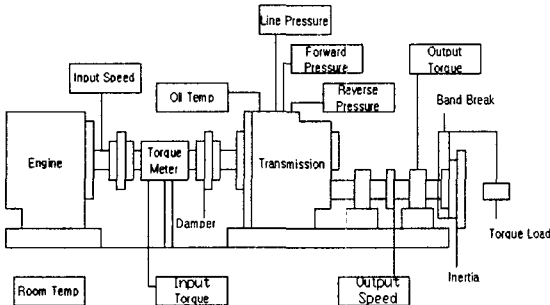


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental power train.

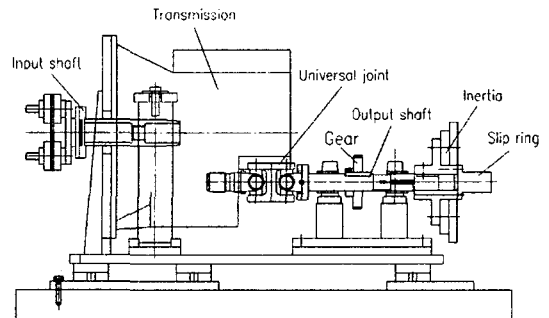


Fig. 2 Transmission and inertia device on the experimental power train.

2.2. 컴퓨터 시뮬레이션 모형

컴퓨터 시뮬레이션 모형은 유압 제어 시스템 모형과 전·후진 변속기 모형으로 구성하였다. 모형화 방법은 EASY5에서 제공하는 요소 중에서 유압 제어 시스템을 모형화 할 수 있는 요소들을 불러들인 후, 시스템의 특성에 맞게 입출력 포트들을 연결하였다. EASY5에 없는 요소는 EASY5에서 제공하는 사용자 코드를 이용하여 Fortran 언어로 모형화 하였다.

유압 제어 시스템은 전·후진 변속기의 유압 제어 시스템을 기준으로 하여 그림 3과 같이 모형화하였다. 그림 4는 실험용 파워 트레인 전·후진 변속기 장치를 EASY5로 모형화한 것이다. 이 모형은 위의 유압 제어 시스템 모형에서 클러치 피스톤에 유입되는 유압의 변화 곡선을 테이블 형식으로 입력하여 클러치 팩을 구동하는 방식이다.

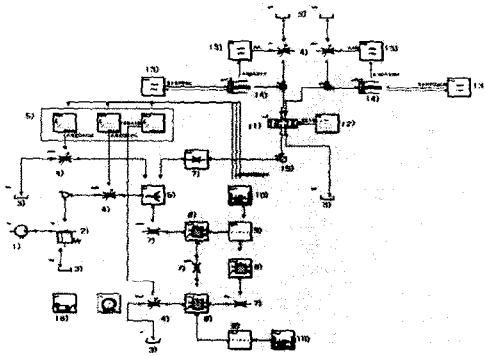


Fig. 3 Hydraulic control system model.

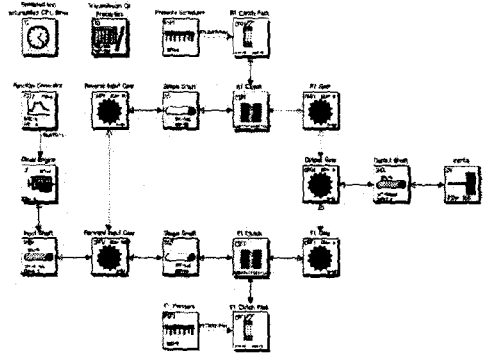


Fig. 4 A model of the power shuttle drive line.

2.3. 컴퓨터 시뮬레이션 모형의 검증

시뮬레이션 모형은 시뮬레이션의 예측치와 실험용 파워 트레인에서 측정된 엔진 속도, 질량 관성 모멘트, 토크 로드의 변화에 대한 입력측과 출력측의 회전 속도 및 토크, 전·후진 모드에서 유압 클러치의 오일 압력을 비교하여 검증하였다.

2.3.1 유압 제어 시스템 모형의 검증

유압 제어 시스템 모형은 엔진의 속도는 1800 rpm, 오일의 온도는 46 °C로 유지한 상태에서 그림 1의 실험용 파워 트레인의 유압 제어 시스템에서 측정된 클러치 제어 압력과 그림 3의 시뮬레이션 모형으로 예측한 유압 제어 시스템의 제어 압력을 비교하여 검증하였다. 그림 5는 실제 측정된 결과이고 그림 6은 시뮬레이션 결과이다

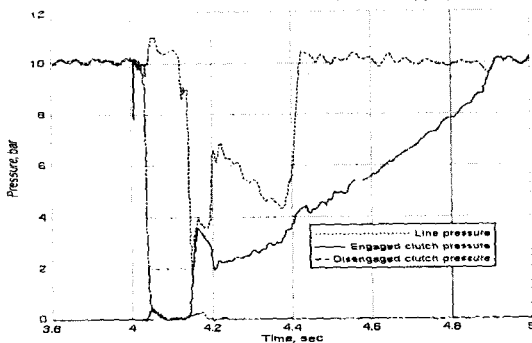


Fig. 5 Measured pressures of the hydraulic control system during shifting.

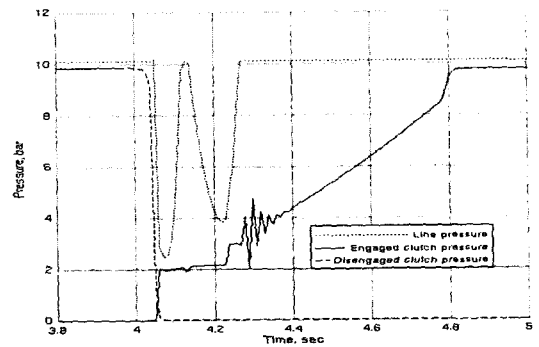


Fig. 6 Simulated pressures of the hydraulic control system during shifting.

2.3.2. 전·후진 변속기 모형의 검증

전·후진 변속기 모형은 실험용 파워 트레인의 출력축의 토크 변화를 시뮬레이션의 결과와 비교하여 검증하였다. 시뮬레이션 모형을 검증하기 위한 실험 조건은 표 1과 같이 설정하였다.

Table 1 Test conditions set to verify the simulation model

Design parameters	levels			
Engine speed, RPM	1600	1800	2000	2200
Torque load, N·m	2.47	6.00	9.54	13.02
Inertia moment, kgm ²	0.070	0.115	0.166	

그림 7은 엔진 회전속도는 1600 rpm, 토크 로드는 2.47 N.m, 질량 관성 모멘트는 0.070 kg.m² 일 때의 실험용 파워 트레인에서 측정된 접속 클러치의 압력, 입력축과 출력축의 토크 변화를 나타낸 것이고, 그림 8은 같은 조건에서의 시뮬레이션의 예측치를 나타낸 것이다.

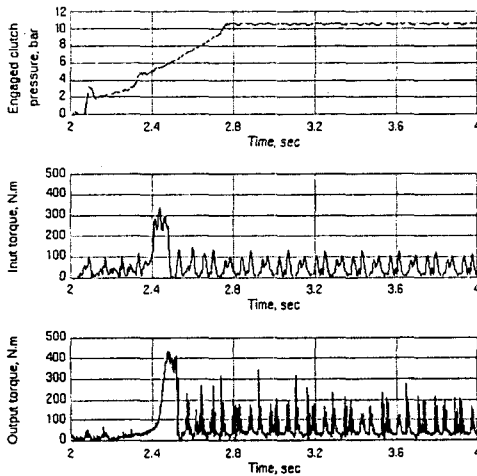


Fig. 7 Measured results to verify the power shuttle transmission model.

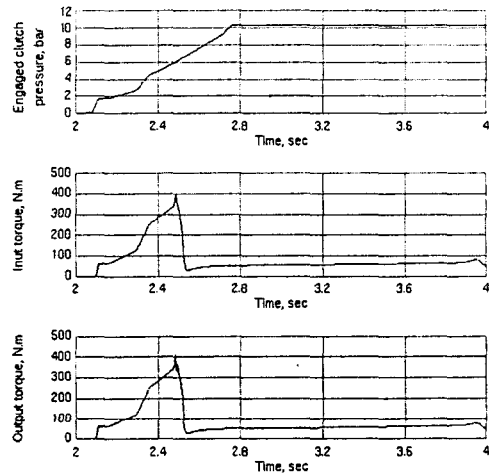


Fig. 8 Simulated results to verify the power shuttle transmission model.

2.4. 변속 품질 평가를 위한 시뮬레이션

검증한 유압 제어 시스템 모형과 전·후진 변속기 모형을 이용하여 변속 품질을 평가하기 위한 시뮬레이션을 수행하였다. 전·후진 파워소프트 변속기의 설계 변수에는 여러 가지 변수가 있으나, 변속 품질에 영향을 가장 큰 영향을 미치는 설계 변수를 선정하였다.

표 2는 시뮬레이션에서 변화시킨 설계 변수의 값을 나타낸 것이다. 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 스프링 상수는 로드 피스톤의 행정이 3cm일 때 클러치의 압력이 각각 6 bar, 8 bar, 10 bar 가 되도록 하는 값이다.

Table 2 Value of the design parameters need to simulate the shifting quality.

Design parameters		Levels		
Modulating valve	Spring constant, N/cm	18	25	33
	Load piston displacement, cm	3	4.5	6.5
Hydraulic clutch	Spring constant, N/cm	700	1400	1800
	Damping, N-sec/cm	700	1400	1800

3. 결과 및 고찰

3.1. 모듈레이팅 밸브 설계 변수의 영향

로드 피스톤의 행정과 스프링 상수가 모듈레이팅 시간에 미치는 영향은 그림 9와 같다. 그림 9는 다른 설계 변수를 고정하고, 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정만을 변화시켜 시뮬레이션한 결과이다. 그림 9에서 원하는 모듈레이팅 시간에 따라 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정을 결정할 수 있다. 그림 10은 전진에서 후진으로 변속할 때 로드 피스톤의 스프링 상수와 행정이 과도 토크의 최대값에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

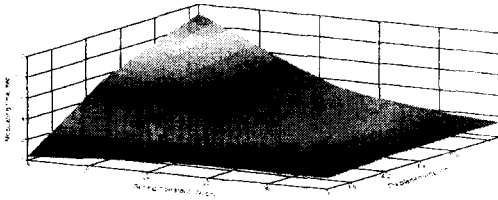


Fig. 9 Effects of spring constant and displacement of load piston on modulating time.

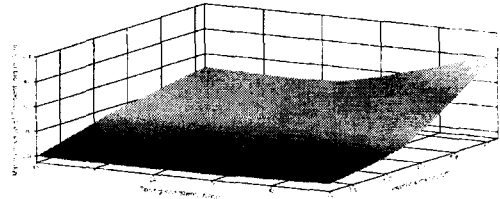


Fig. 10 Effects of spring constant and displacement of load piston on the maximum transient torque when shifting were made from forward to reverse.

따라서, 그림 9와 10의 결과로부터 변속 시간이 단축될수록 과도 토크가 감소되는 것이 아니라, 과도 토크를 감소시키기 위해서는 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 스프링 상수와 행정을 적절히 조합하여야 함을 알 수 있다.

3.2. 유압 클러치 설계 변수의 영향

클러치 댐핑은 유압 제어 곡선에서 모듈레이팅의 초기 압력뿐만 아니라 모듈레이팅 시간에 영향을 주는 요소이다. 그림 11은 클러치의 댐핑을 변화시켰을 때 제어 압력 곡선의 변화를 나타낸 것이다.

초기 압력이 2 bar가 되는 1400 N-sec/cm를 기준값으로 설정하였을 때, 댐핑이 700 N-sec/cm로 줄어들면 모듈레이팅 압력은 낮아지고 모듈레이팅 시간은 증가하며, 댐핑이 1800N-sec/cm로 증가하면 압력은 높아지고 시간은 감소된다.

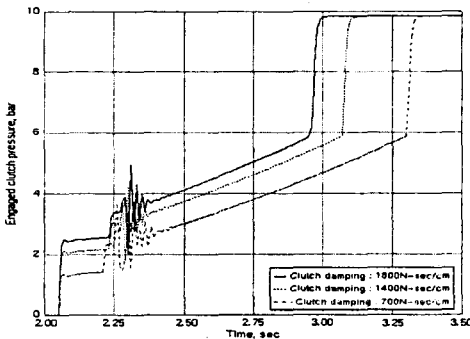


Fig. 11 Effect of clutch damping on the hydraulic control pressure.

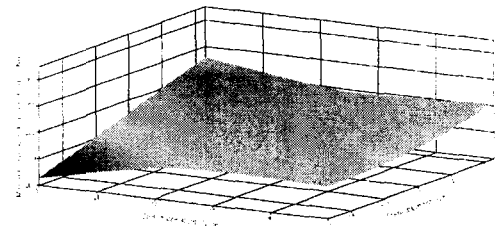


Fig. 12 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch damping was 700 N-sec/cm

그림 12~그림 14는 클러치의 댐핑이 각각 700 N-sec/cm, 1400 N-sec/cm, 1800 N-sec/cm일 때, 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 스프링 상수가 최대 과도 토크에 미치는 영향을 나타낸 것이

다. 그림 12~그림 14의 결과에 의하면, 클러치의 댐핑이 700 N-sec/cm일 때 과도 토크가 상대적으로 적었다. 모들레이팅 압력은 클러치가 접속하는 동안 작동 압력이므로 작동 압력이 낮을수록 과도 토크도 감소된다. 그러나 압력이 과도하게 낮으면 슬립이 발생하는 시간이 증가하여 클러치가 정상적으로 결합되지 못하므로 적절한 작동 압력을 유지하여야 한다.

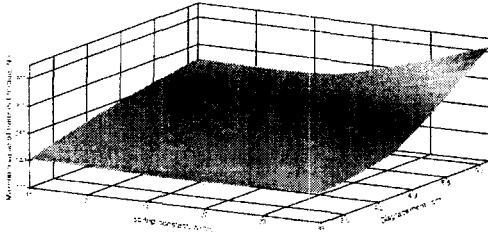


Fig. 13 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch damping was 1400 N-sec/cm

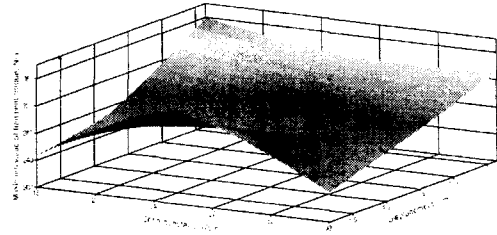


Fig. 14 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch damping was 1800 N-sec/cm

클러치의 스프링 상수는 과도 토크가 발생하는 시간과 크기에 영향을 미친다. 그림 15는 클러치의 스프링 상수를 변화시켰을 때 출력축 과도 토크의 변화를 나타낸 것이다. 그림 15에서와 같이, 클러치의 스프링 상수가 증가될수록 출력축 과도 토크는 감소되었으나, 과도 토크가 발생하는 시간은 증가되었다. 그러나, 과도 토크가 클러치 스프링 상수에 반비례하여 항상 감소된 것은 아니었다. 그림 15~그림 17은 클러치의 스프링 상수가 각각 700 N/cm, 1400 N/cm, 1800 N/cm일 때 로드 피스톤의 스프링 상수와 변위가 최대 과도 토크에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

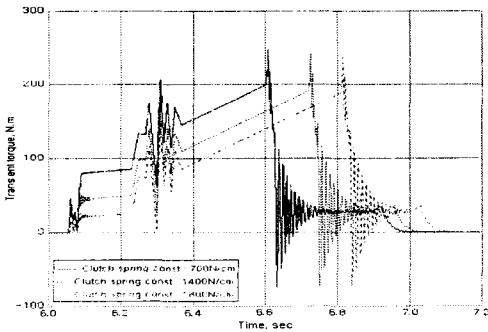


Fig. 15 Effects of clutch spring constant on the transient torque of output shaft.

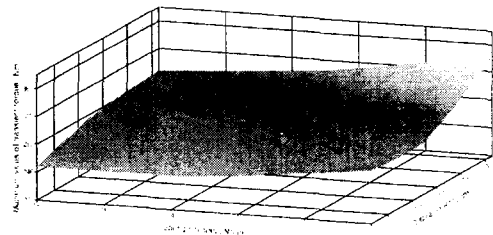


Fig. 16 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch spring constant was 700 N/cm.

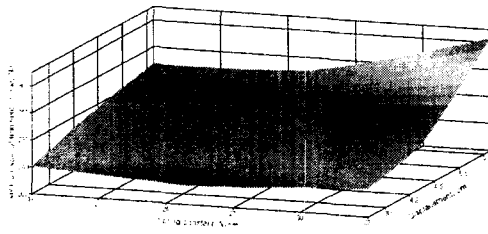


Fig. 17 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch spring constant was 1400 N/cm

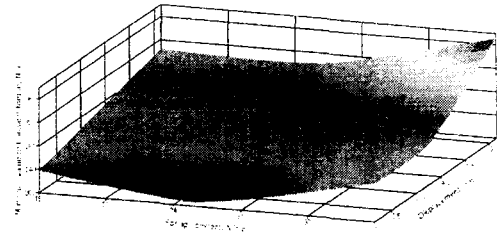


Fig. 18 Effects of spring constant and displacement of load piston on transient torque when the clutch spring constant was 1800 N/cm

클러치의 스프링 상수가 증가할수록 상대적으로 과도 토크가 감소하여는 경향을 나타냈다. 그러나 스프링 상수가 어떤 한계 이상으로 증가할 때는 오히려 과도 토크가 증가하는 현상을 나타내었다.

4. 결과 및 고찰

본 연구는 농업용 트랙터 전·후진 파워시프트 변속기를 대상으로 주요 설계 변수가 변속 품질에 미치는 영향을 구명하고자 하였다. 유압 제어 시스템과 전·후진 변속기의 컴퓨터 시뮬레이션 모형을 개발하였으며 실험용 파워 트레인을 이용하여 검증하였다. 검증된 시뮬레이션 모델을 이용하여 설계 변수가 변속 품질에 미치는 영향을 구명하였다. 변속 품질을 나타내는 변수는 변속 과도 토크로 하였으며, 주요 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 모듈레이팅 밸브의 로드 피스톤 스프링 상수와 행정은 변속 시간에 영향을 미친다. 스프링 상수가 증가할수록, 행정이 작을수록 변속 시간은 짧았으며, 스프링 상수가 작을수록, 행정이 증가할수록 변속 시간은 길었다.
- 2) 모듈레이팅 시간이 짧을수록 과도 토크의 크기도 감소되었으나, 항상 비례 관계가 아니다. 따라서 적절한 설계 범위 안에서 그 값을 결정하여야 한다.
- 3) 유압 클러치의 댐핑은 모듈레이팅 압력과 변속 시간에 영향을 미친다. 댐핑이 감소될수록 모듈레이팅 압력은 낮아지고 시간은 길어지며, 댐핑이 증가되면 모듈레이팅 압력은 높아지고 시간은 짧아진다.
- 4) 클러치의 스프링 상수는 과도 토크가 발생하는 시간과 크기에 영향을 미친다. 클러치의 스프링 상수가 증가할수록 전체적으로 과도 토크가 감소하는 경향을 나타내었다.

결론적으로 농업용 트랙터 전·후진 파워시프트 변속기의 변속 품질을 향상시키기 위해서는 변속 시간을 짧게 하고 작동 압력을 감소시켜 변속시 발생하는 과도 토크를 줄여야 한다.

참고 문헌

1. 김덕호. 2000. 차량 자동 변속기의 변속 품질 향상을 위한 관측기 설계 및 적응보상 변속제어. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원
2. 김대천. 2002. 농업용 트랙터 변속기의 전후진 파워시프트 변속 특성 해석. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원
3. 김영흡. 1990. 차량 변속장치의 동적 특성에 관한 연구. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원
4. 남요상. 2002. 농업용 트랙터의 파워시프트 변속을 위한 유압 제어 시뮬레이션. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원
5. 동양물산. 1999. 50마력급 트랙터의 파워시프트 트랜스액슬 개발에 관한 연구. 동양중앙기술연구소, 산업자원부 최종 보고서
6. 박영일. 1991. 차량용 변속장치의 변속과도특성에 관한 연구. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원
7. 신병관. 2000. 자동 변속기 변속특성 해석 및 지능제어기 설계. 박사학위 논문. 서울대학교 대학원
8. 윤찬재. 1998. 변속품질향상을 위한 클러치독립구동 유압제어시스템의 해석 및 제어. 석사학위 논문. 서울대학교 대학원