

# 소형 스피드 스프레이어의 주행용 유압변속기의 작동조건 Operating Conditions of Hydrostatic Transmission for the Speed Sprayer

김상현 *	신범수 *	곽규선 *
정회원	정회원	정회원
S.H.Kim	B.S.Shin	K.S.Kwak

## 1. 서론

최근의 스피드 스프레이어에 관해서는 작업자를 농약으로부터 보호하기 위한 기계의 자율주행에 관한 연구가 진행되고 있으며, 자율주행을 위해 전동장치로는 작은 부피에서 큰 동력을 얻을 수 있고 작업의 편의성을 고려하여 주로 유압구동 장치인 유압변속기를 사용하고 있다. 이에 외국에서는 에너지 절약과 자동제어의 관점에서 유압변속기의 기초 연구뿐 아니라 설계 및 성능에 대한 많은 연구가 진행되어왔으나(Maisstrelli,1979) 우리 나라에서는 기초적인 연구와 산업현장의 실제적 접근을 위한 기술 축적이 부족한 상황이다. 유압변속기는 무단변속기로 각 요소의 특성상 설계와 장착에 있어 유연성이 뛰어나고 변속 충격이 존재하지 않으며, 연속적인 변속기의 변화로 인하여 변속시의 급작스러운 차량가속도 변화 및 차량 구동력의 변화를 느낄 수 없고, 운전 범위 내에서 변속비를 연속적으로 변화시킬 수 있고 또한 연속적인 변속비 범위 내에서 0(중립)의 변속비를 가지므로 동력의 단속 없이 중립 상태를 유지할 수 있는 등의 주행제어가 용이하다는 장점이 있어 자율주행을 위한 동력전달에 적합하다.(정오진외,1996) 이런 특성을 가진 유압변속기를 소형 ss기에 적용할 경우, 무단변속에 따른 주행제어의 편의성과 작업 성능을 향상시킬 수 있다.

본 연구에서는 소형 ss기에 적용하기 위한 유압변속기의 작동조건을 찾기 위하여 입력속도와 외부부하의 변화에 따른 유압변속기의 전달동력 및 효율을 측정하여 성능을 평가하고 이를 기초로 작업 조건에 따라 농업기계에 적절한 유압변속기 시스템을 구성할 때 유압변속기의 작업조건을 결정할 수 있도록 유압변속기의 효율을 계산할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

---

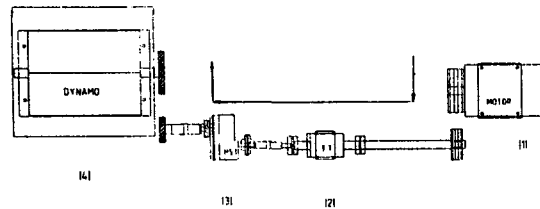
+ 본 연구는 96년 시행한 농림특정연구사업의 연구결과의 일부임.

\* 강원대학교 농업생명과학대학 농업기계공학과

## 2. 재료 및 방법

### 가. 실험 장치 및 구성

본 실험에서는 유압변속기의 성능을 측정하기 위해 아래 그림 1과 같은 장치를 구성하였다. 우선 모터는 넓은 범위에서 입력동력을 주기 위해 15hp, 정격속도 1800rpm인 것을 사용하였고 유압변속기의 입력속도와 입력토크를 측정하여 유압변속기에 소요되는 입력동력을 측정하기 위하여 토크변환기를 설치하였다. 유압변속기는 정격출력이 3600 rpm 이고 2.7hp 인 DAIKIN사의 제품인 BDU-10L DMF를 사용하였고 유압변속기의 최고 출력토크는 20.58Nm이고 최고 사용압력은 150kgf/cm<sup>2</sup>이다. 또한 유압변속기의 일정하게 부하를 가할 수 있는 장치로 가해진 토크와 회전속도를 기초로 유압변속기의 출력동력을 구할 수 있는 동력계를 설치하였다. 우선 모터와 토크변환기를 풀리를 이용하여 벨트로 연결하여 입력속도를 변화시킬 수 있도록 하였다. 토크변환기와 유압변속기가 직결로 연결되었으며 유압변속기의 출력축은 타이밍 풀리 벨트를 이용하여 2:1의 비율로 감속시켜 동력계와 연결하였다.



(1):Motor, (2):Torque Transducer, (3):HST, (4):Dynamometer

Fig. 1 Composition of experimental equipment .

유압변속기의 구동시 소요되는 입력동력은 토크변환기에서 나온 입력토크 값을 디지털 스트레인 증폭기에 의해 증폭한 후 터미널 스쿠르보드를 통하여 자료수집장치에 입력하고 입력속도는 F.V converter를 통해 터미널 스쿠르보드에 연결하여 자료수집장치에 입력하여 이 데이터 값을 컴퓨터에 입력하여 입력동력을 구하였다. 유압변속기의 출력동력은 동력계에서 유압변속기에 단계적으로 주어진 부하토크와 변화된 회전속도를 통해 얻어진 동력으로 이 동력은 실제로 부하토크에 대응하여 유압변속기가 출력축에서 전달하는 출력동력이 된다.

### 나. 실험 방법

유압변속기의 입력속도는 2300, 28000, 3200rpm으로 변화하였고 유압변속기의 출력속도는 575, 1150, 1750, 2300, 2600, 2800rpm으로 일정하게 유지하였으며 동력계에 의한 부하토크는 0~42Nm 범위에서 단계적으로 6Nm씩 증가하면서 가하여 유압변속기의 입출력동력, 사판각도, 효율과 유량을 측정하였다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 가. 적정 입력속도

아래 그림2에서 그림4는 각 입력속도별로 출력속도와 출력토크의 관계를 성능곡선으로 나타낸 것이다. 각 입력속도에서 효율은 입력속도 2300rpm과 2800rpm인 경우가 가장 높게 나타나지만 성능곡선에서 볼 수 있듯이 같은 출력속도에서 출력토크와 출력동력을 내는데 있어 입력속도 2800rpm인 경우가 더 많은 입력동력을 필요로 함으로 입력속도가 2300rpm인 경우가 효율이 높아짐을 알 수 있다. 그러나 입력속도 2300rpm일 때보다 입력속도 2800rpm일 때가 넓은 출력 속도비를 가진다. 즉 입력속도가 클수록 출력속도의 범위가 커지는 장점이 있다. 따라서 출력속도비가 크지 않은 경우에는 입력속도가 낮을수록 유리하며 출력속도비가 큰 경우에는 입력속도가 큰 경우가 작업을 가능하게 하므로 입력속도 2300rpm에서 2800rpm의 실험 범위에서 소형 ss기의 작동입력속도는 선택적으로 결정할 수 있으나 출력속도비가 크고, 넓은 출력 속도비를 얻기 위해서는 입력속도 2800rpm인 경우가 적정하였다.

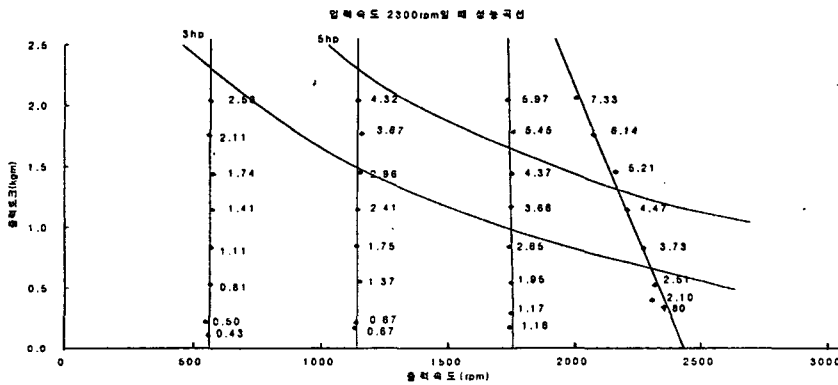


Fig 2. Performance curve with input speed of 2300rpm

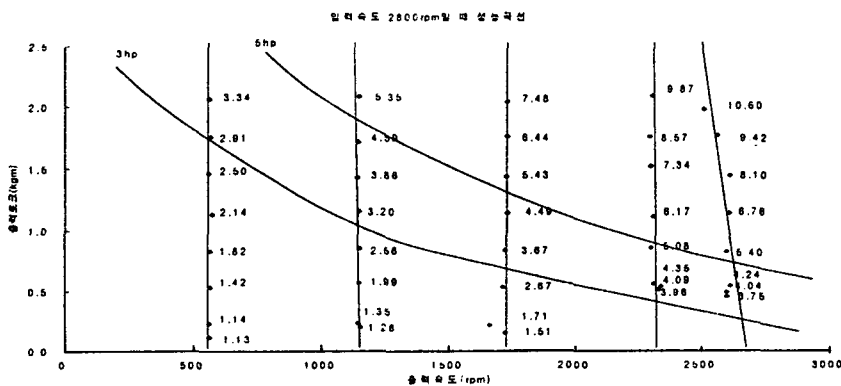


Fig. 3. Performance curve with input speed of 2800rpm

#### 나. 유압변속기의 효율 결정 프로그램

작업자가 유압변속기를 작동하는 조건에 따라 효율을 구할 수 있는 프로그램으로 특히 유

압변속기의 출력속도 및 사판각을 입력하면 그 상황에서 효율을 구할 수 있는 프로그램이다. 유압변속기의 효율을 구하는 방법은 유압변속기내에서 내부 및 외부로의 leakage와 유체의 압축성을 고려한 손실유량(slip flow)을 기초로 구할 수 있다. 유압모터인 경우의 slip flow,

$$Q_s = C_{im} PL + C_{em} P_1 + PL/Be(V_{clear}/V_{swept})D_m S_m \quad - (1)$$

where,  $C_{im}$ : internal leakage coeff.,  $PL$ : difference between input and output pressure  
 $C_{em}$ : external leakage coeff.,  $P_1$ : input pressure,  $V_{clear}$ : clearance volume  
 $V_{swept}$ : total swept volume ,  $D_m$ : motor displacement ,  $S_m$ : motor speed  
 $Be$ : Bulk modulus  $200,000 \cdot (2.54 \cdot 2.54) / 0.453 \text{kg/cm}^3$

유압펌프인 경우  $Q_s$ 는

$$Q_s = C_{ip} PL + C_{ep} P_1 + Be(V_{clear} + V_{swept}) / V_{swept} D_p S_p \quad - (2)$$

where  $C_{ip}$ : pump internal leakage coeff.,  $C_{ep}$ : pump external leakage coeff.,  
 $D_p$ : pump displacement ,  $S_p$ : pump speed, rpm

유압모터 및 펌프의 전체적인 효율은 입력동력과 출력동력의 비로 구하며 모터의 경우는 입력이 유압이며 출력이 기계동력이고 펌프는 그 반대이다. 전체효율은 체적효율과 기계효율을 곱하여 구할 수 있다.

$$\text{모터의 체적효율} \quad n_{vm} = D_m S_m / Q_L = D_m S_m / (D_m S_m + Q_s) \quad - (3)$$

$$\text{모터의 기계효율} \quad n_{tm} = T_m / (D_m PL) \quad - (4)$$

$$\text{모터의 전효율} \quad n_{oam} = n_{tm} n_{vm} \quad - (5)$$

$$\text{펌프의 체적효율} \quad n_{vp} = (D_p S_p - Q_s) / (D_p S_p) \quad - (6)$$

$$\text{펌프의 기계효율} \quad n_{tp} = D_p PL / T_p \quad - (7)$$

$$\text{펌프의 전효율} \quad n_{oap} = n_{tp} n_{vp} \quad - (8)$$

where  $T_m$ : actual moter output torque

$T_p$ : actual pump input torque

#### 1) 출력토크 결정

본 효율 프로그램에서 사판각과 출력속도를 입력변수로 하여 효율을 구하기 위해서는 먼저 출력토크의 값을 결정해야한다. 일정한 출력속도에서 사판각에 따라 출력토크가 달라지며 그림 5에 표시한 일정한 출력토크를 낼 수 있는 사판각과 출력토크의 점들을 연결하여 회귀곡선이 유도되어진다. 그림5와 같이 일정한 사판각에서 출력토크에 따라 여러개의 유압변속기 출력속도가 얻어지지만 사판각과 출력속도가 결정되면 그림5에서 하나의 출력토크를 얻을 수 있다. 단 출력토크선과 선 사이의 값은 보간법으로 구할 수 있다.

2) 입력토크 결정

출력토크와 입력토크와의 관계를 출력속도에 따라 회귀 방정식을 그림6에서 그림10과 같이 구할 수 있다. 주어진 출력속도에서 앞에서 결정된 출력토크를 입력하면 입력토크를 구할 수 있다. 단 측정된 출력속도와 출력속도 사이의 값은 보간법을 이용한다.

3) leakage 계수

각 출력속도별 출력토크에 따른 출력유량을 회귀식으로 구한 결과는 그림11과 같으며 절편을 10으로 가정할 때 회귀식의 x 항의 계수는 출력속도에 따라 그림12와 같은 회귀방정식에서 구할 수 있다. 따라서 출력속도에 의해 x 항의 계수를 결정하고 x 항이 포함된 1차식의 x 값에 출력토크를 대입하면 내부 leakage에 해당하는 초당 손실유량이 계산되어 분당 유량으로 구하고 보정계수 1.2를 대입하여 leakage 손실유량이 계산된다.

4) 기계효율

ntm은 식 4에서 Tm을 출력토크로 Dm은 펌프의 용량이 10cc/rev으로 압력은 출력토크와 비례하며 비례식은  $PL = Tm * 67 \text{ kg/cm}^2$ 이다. ntp는 식 7에서 Dp는 펌프의 유량이 사판각에 따라 변화하며 15도일 때 10cc/rev이므로  $Dp = \text{사판각(도)} * 10\text{cc}/15\text{도}$ , 압력은 모터와 동일하며 Tp는 앞의 회귀식에서 구할 수 있다.

5) 체적효율

모터의 경우 Qs의 값은 내부 leakage 유량과 압축에 의한 손실 유량을 더한 것으로  $Dm = \text{사판각}/15\text{도} * 10\text{cc}/\text{rev}$ , 출력속도는 Sm이고, PL은 출력토크에 비례상수 67을 곱하였으며, Be는 200,000 lb/in<sup>2</sup>를 kg/cm<sup>2</sup>으로 변환하여 입력하고, Vclea는 간극공간으로 사판이 고정되어 있으므로 간극공간은 항상 일정하다. 사판의 각도에 따라 간극공간의 크기가 비례하므로, 15도에 고정되어 있는 모터의 경우 Vclea는 최대 사판각이 21에서 고정된 사판각 15도를 제한 21-15의 값으로 표시되고 Vswept는 15로 표시가 가능하다. 펌프의 Qs는 모터의 경우와 동일하나 사판이 변화하므로  $Vclea + Vswept = 21$  이 되며 Vswept는 조정된 사판각을 대입할 수 있다. 이상의 값을 이용하여 계산된 펌프 및 모터의 체적효율을 곱한 후 기계효율을 각각 곱하여 전체 효율을 구할 수 있다.

이상의 방법을 이용하여 컴퓨터 프로그램을 작성하였으며 실제 측정된 효율의 값과 프로그램에서 계산한 비교한 값은 다음 Table.2와 같이 효율 자체의 값의 5%내의 오차를 보였다.

Table 1 Comparison of measured and calculated efficiency

output speed(rpm)	angle of swash plate	eff. measured (%)	eff. calculated(%)
1150	9.8	59.6	63.3
1750	14.5	63.8	64.8
2300	19.2	65.9	62.0
2600	20.5	61.4	58.3

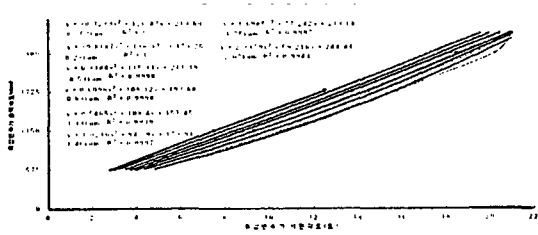


Fig.5 Output speed and angle of swash plate of HST

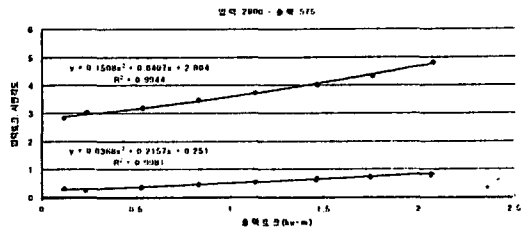


Fig.6 Input and output torque at output speed 575rpm

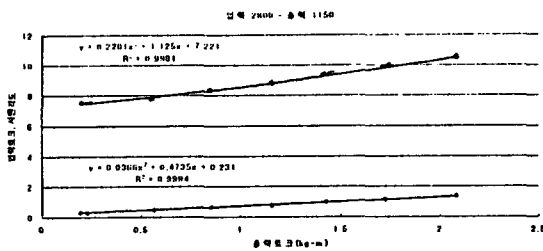


Fig.7 Input and output torque at output speed 1150 rpm

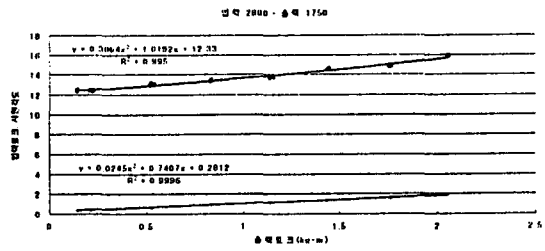


Fig. 8 Input and output torque at at output speed 1750 rpm

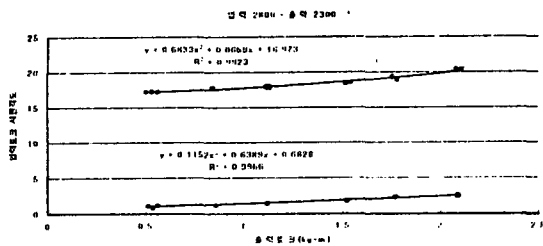


Fig.9 Input and output torque at output speed 2300 rpm

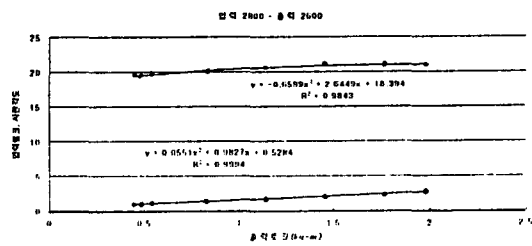


Fig. 10 Input and output torque at at output speed 2600 rpm

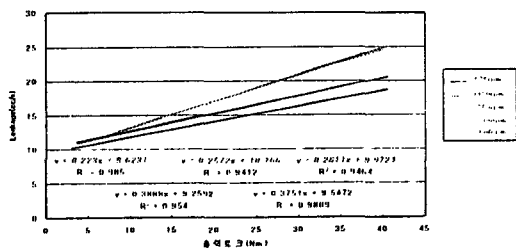


Fig.11 Leakage according to the output torque at each output speed

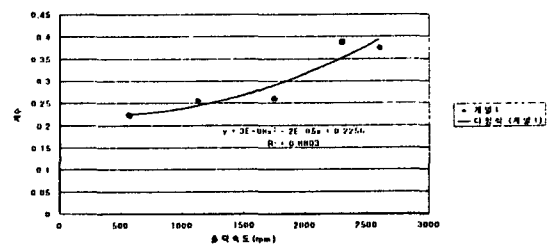


Fig. 12 Coefficient according to the output speed

#### 4. 요약 및 결론

본 연구에서 소형 ss기에 이용하기 위한 유압변속기의 작동조건을 찾기 위하여 입력속도와 외부부하의 변화에 따른 유압변속기의 전달동력 및 효율을 측정하여 성능을 평가하였으며 이를 기초로 효율을 계산할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발한 결과는 다음과 같다.

가. 입력속도 2300, 2800rpm인 경우 모두가 소형 ss기의 적정 작동입력속도로 적당하나 출력속도비가 큰 넓은 출력속도비를 얻기 위해서는 입력속도 2800rpm인 경우를 선정할 수 있다.

나. 유압변속기의 성능을 기초로 하여 효율을 계산할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 계산한 효율 값과 실험에 의해 측정되어진 효율 값의 오차는 5%내외였다.

#### 5. 참고문헌

1. 강희석, "폐회로 유압변속기의 설계", 서울대학교 공학석사 학위논문, 1987.
2. 정오진, "유압기계식 무단 변속장치의 동특성 해석 및 제어에 관한 연구", 서울대학교 공학박사 학위논문, 1996.
3. Maistrelli, R., "Prueely Hydrostatic High Ratio Transmission", SAE paper 790042, 1979.
4. Stroemple, P.J. and Stricklin, C., "An Automotive Style Hydrostatic Transmission Control", SAE paper 851505, 1985.