

승용이앙기 작업부의 기구 해석 및 유압회로 개발

김성엽 이규승 황 헌 이상식

Mechanism Analysis of Working Equipment and Development of Hydraulic System for Rice Transplanter for Riding

S. Y. Kim K. S. Lee H. Hwang S. S. Lee

Abstract

The market of rice transplanter has already been changed for riding and to be turned large size of chassis. Because an automation is rapidly expanded, It is strongly need to analyze a mechanism and develop a hydraulic circuit. In this study, we analyzed the mechanism of working equipment of rice transplanter for riding and developed hydraulic circuits. We proposed the operating mechanism of rice transplanter for riding through the mechanistic analysis of working equipment. And the simulation and experiment were performed. In order to up and down the working equipment of rice transplanter for riding, we designed the mechanism which was installed hydraulic circuit and hydraulic cylinder, and it was manufactured. The pressure of developed hydraulic circuit was set by 800 N/cm². In the field testing, the hydraulic response presented at 50 msec in the maximum driving velocity, 0.8 m/sec of rice transplanter for riding, and it was well performed. The results of experiments showed the system characteristics sufficient to use as the hydraulic mechanism for a rice transplanter for riding.

Keywords : Hydraulic System, Mechanism Analysis, Rice Transplanter

1. 서 론

농업기계의 대표적인 제품 중 하나인 이앙기는 한국 및 일본 등을 중심으로 대부분 사용되고 있다. 우리나라에 보행 이앙기가 처음으로 도입된 시기는 1975년부터이고 이듬해인 1976년부터 일부 부품을 국산화하면서 보급되기 시작하였다 (Park, 1998). 이앙기의 연구 및 제품의 개발은 일본과의 약 20년간의 기술제휴를 통하여 개발하였다. 그러나 현재는 농업기계 학계 및 업계의 연구 및 공학 기술의 발달로 인하여 시스템의 개발에 많은 연구가 이루어지고 있다.

이앙기의 판매에서 승용이앙기는 증가하고 있으나 보행 이앙기는 급격히 줄어들고 있는 실정이다. 2004년 보행이앙기의 전년 동기대비 판매 수량이 18.6% 하락하였으나 승용이앙

기는 전년 동기대비 판매 수량이 7.6% 늘어난 4,900대로 총 공급대수는 전년과 비슷하였다(KSAM, 2005) 이는 시장의 요구가 보행이앙기에서 승용이앙기로 전환되고 있으며 또한 규모도 소형의 보행형에서 승용형을 위한 대형화 추세에 있다는 것을 보여주고 있는 것이다.

승용이앙기의 개발은 일본의 K사, Y사, I사 및 M사, 국내에서는 L사, D사, K사 및 T사에서 상품화하여 판매하고 있다. 그런데 국내에서 판매하고 있는 제품은 대부분 일본에서 제품을 직접 수입하거나 기술제휴를 통하여 도면을 받아서 국산화한 경우가 거의 대부분이다. 일본에서는 Umeda 등 (1980) 및 Konishi 등(1989)에 의하여 회전식 식부기구를 이용한 고속 이앙기의 개발이 이루어졌고, 주요 핵심 업체들에 의해 설계, 개발 및 상품화되어 세계 시장에 우위를 점하고

This study was submitted for publication in March 2006, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in April 2006. The authors are S. Y. Kim, Researcher, Dept. of Mechanical Engineering, Hankyong National University, Ansong, Korea, K. S. Lee, Professor, H. Hwang, Professor, S. S. Lee, Research Associate Professor at the Sungkyunkwan University, Suwon, Korea. The corresponding author is S. S. Lee, Research Associate Professor at the Sungkyunkwan University, 440-746, Suwon, Korea; E-mail : <jmun@skku.ac.kr>

있다. 국내에서 박 등(1993, 2000)은 캠식 고속 식부 부분의 움직임 연구하였고, 정 등(2001)은 고속 이앙기의 유압 수평 제어 장치에 관한 연구된 바 있지만, 승용이앙기의 식부를 작동시키는 작업부의 기구장치 및 유압회로를 연구한 사례는 전무하다고 하겠다.

이앙기의 시장은 이미 승용형 및 대형화로 전환되고 있는 시점이고, 또한 자동화가 급속도로 발전되고 있으므로 시스템의 기초 연구인 기구 분석과 유압회로의 개발은 매우 필요하다 하겠다. 그러므로 본 연구의 목적은 승용이앙기의 작업부의 기구 해석과 유압회로를 개발하고자 하는 연구로서, 작업부의 기구해석을 통하여 승용이앙기의 유압장치 메커니즘을 제시하고 이를 바탕으로 유압회로를 개발하고자 한다.

2. 재료 및 방법

가. 작업부 메커니즘

1) 기구 장치

그림 1은 승용이앙기의 작업부의 링크 구조를 보여주고 있다. 승용이앙기의 작업부의 위치와 동작은 차체에 부착된 기구부, 유압회로 및 유압 실린더에 의하여 작동되어진다. 승용이앙기의 작업부의 동작을 위한 유압 실린더는 1개에 의해 작동되도록 설계 및 제작하였다. 기구부의 작동은 차체에 부착된 유압 실린더의 움직임이 평면운동을 함으로 2차원 평면 운동으로 가정하여 기구 해석을 수행하였다. 작업부의 기구 해석을 위한 2차원 방향은 승용이앙기의 전후진 방향이 X방향이고 상승 방향이 Y방향이다.

2) 위치 해석

그림 1에서 2차원 평면에서의 구하고자 하는 위치는 다음 식 (1), (2)와 같다.

$$P_x = e + (b+d) \sin \phi_3 + k \quad (1)$$

$$P_y = (f+g+h) - \{(b+d) \cos \phi_3 + i\} \quad (2)$$

ϕ_3 는 식 (3)과 같다.

$$\phi_3 = \cos^{-1} \left(\frac{PR - Q \sqrt{P^2 - R^2 + Q^2}}{P^2 + Q^2} \right) \quad (3)$$

여기서, $P = \{2bsu - 2b(f+g)\}$, $Q = 2bsv - 2be$,

$$R = 2s(f+g)u + 2esv - w,$$

$$w = s^2 + b^2 + (f+g)^2 + e^2 - a^2,$$

$$u = \sin \phi_1, \quad v = \cos \phi_1$$

3) 작용력 해석

그림 2는 링크에 작용하는 힘의 상관관계를 도식화하였고, 힘의 평형을 고려한 관계식을 구하면 식 (4), (5), (6), (7)과 같다.

$$\sum F_x = F_{1x} + F \cos \phi_1 + F_{4x} = 0 \quad (4)$$

$$\sum F_y = -F_{1y} + F \sin \phi_1 - F_{4y} - mg = 0 \quad (5)$$

$$\sum M_1 = (b \cos \phi_3 + a \sin \phi_2) F \cos \phi_1 + (b \sin \phi_3 - a \cos \phi_2) F \sin \phi_1 - \{(b+d) \sin \phi_3 + k\} mg + (i+j) F_{4x} = 0 \quad (6)$$

$$\sum M_4 = -(i+j) F_{1x} - \{(i+j) - b \cos \phi_3 - a \sin \phi_2\} F \cos \phi_1 + (b \sin \phi_3 - a \cos \phi_2) F \sin \phi_1 - \{(b+d) \sin \phi_3 + k\} mg = 0 \quad (7)$$

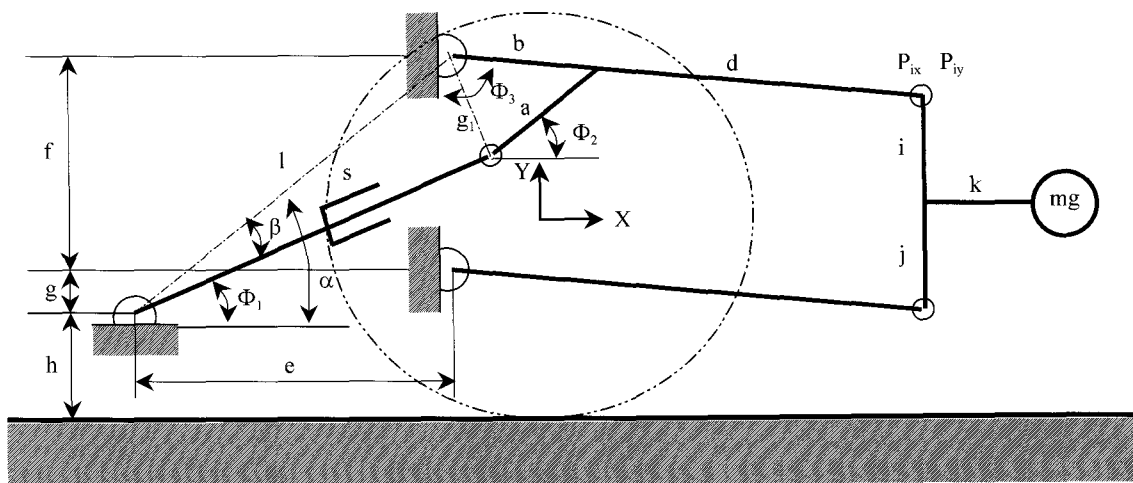


Fig. 1 Linkage structure of rice transplanter for riding.

그림 3은 그림 2의 상부 링크에 작용하는 힘의 상관관계를 도식화하였고, 힘의 평형관계를 고려하면 식 (8), (9), (10), (11)과 같다.

$$\sum F_x = F_{1x} + F_{2x} + F \cos \phi_1 = 0 \quad (8)$$

$$\sum F_y = -F_{1y} - F_{2y} + F \sin \phi_1 = 0 \quad (9)$$

$$\sum M_1 = (a \cos \phi_1 \sin \phi_2 + b \cos \phi_1 \cos \phi_3 - a \sin \phi_1 \cos \phi_2 + b \sin \phi_1 \sin \phi_3) F + (b+d) \cos \phi_3 F_{2x} - (b+d) \sin \phi_3 F_{2y} = 0 \quad (10)$$

$$\sum M_2 = \{a(\cos \phi_1 \sin \phi_2 - \sin \phi_1 \cos \phi_2) + b(\sin \phi_1 \sin \phi_3 + \cos \phi_1 \cos \phi_3)\} F + (b+d) \cos \phi_3 F_{2x} - (b+d) \sin \phi_3 F_{2y} = 0 \quad (11)$$

그림 4는 그림 2의 사이드 링크에 작용하는 힘의 상관관계를 도식화하였고, 힘의 평형관계를 고려하면 식 (12), (13), (14)와 같다.

$$\sum F_x = -F_{2x} + F_{3x} = 0 \quad \therefore F_{2x} = F_{3x} \quad (12)$$

$$\sum F_y = F_{2y} - F_{3y} - mg = 0 \quad (13)$$

$$\sum M_2 = (i+j) F_{3x} - k mg = 0 \quad (14)$$

따라서 F_{2x} 는 식 (15)와 같이 나타난다.

$$\therefore F_{2x} = F_{3x} = \frac{k mg}{i+j} \quad (15)$$

그림 5는 그림 2의 하부 링크에 작용하는 힘의 상관관계를 도식화하였고, 힘의 평형관계를 고려하면 식 (16), (17), (18)

과 같다.

$$\sum F_x = F_{4x} - F_{3x} = 0 \quad \therefore F_{3x} = F_{4x} \quad (16)$$

$$\sum F_y = F_{3y} - F_{4y} = 0 \quad \therefore F_{3y} = F_{4y} \quad (17)$$

$$\sum M_3 = -(b+d) \cos \phi_3 F_{4x} + (b+d) \sin \phi_3 F_{4y} = 0 \quad (18)$$

따라서 F_{4x} 는 식 (19)와 같이 나타난다.

$$\therefore F_{4x} = \frac{\sin \phi_3}{\cos \phi_3} F_{4y} \quad (19)$$

식 (15), (16)에서 식 (20)을 구할 수 있다.

$$\therefore F_{2x} = F_{3x} = F_{4x} = \frac{k mg}{i+j} \quad (20)$$

식 (20)을 식 (18)에 대입하면 식 (21)과 같이 나타난다.

$$F_{4y} = \frac{k mg}{(i+j)} \frac{\cos \phi_3}{\sin \phi_3} \quad (21)$$

식 (21)을 식 (6)에 대입하면 식 (22)와 같이 나타난다.

$$F = \frac{(b+d) \sin \phi_3 mg}{a(\sin \phi_2 \cos \phi_1 - \cos \phi_2 \sin \phi_1) + b(\cos \phi_1 \cos \phi_3 + \sin \phi_1 \sin \phi_3)} \quad (22)$$

이를 다시 쓰면 식 (23)과 같다.

$$F = \frac{(b+d) \sin \phi_3 mg}{a \sin(\phi_2 - \phi_1) + b \cos(\phi_1 - \phi_3)} \quad (23)$$

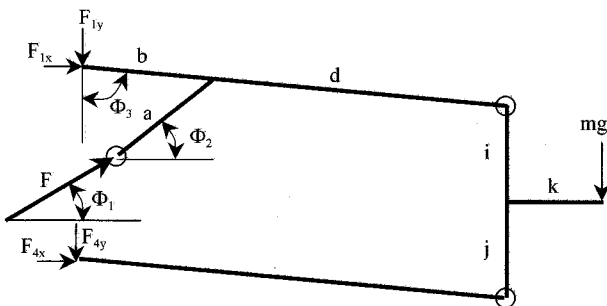


Fig. 2 Force diagram of the linkage.

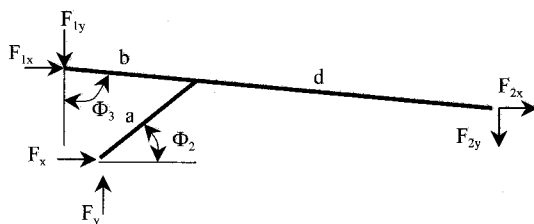


Fig. 3 Force diagram of upper body.

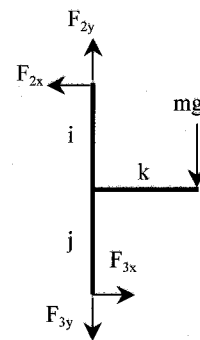


Fig. 4 Force diagram of side body.

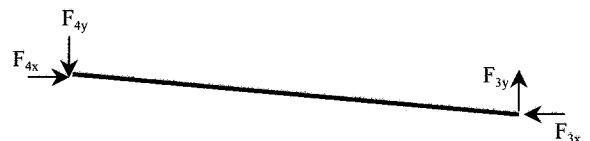


Fig. 5 Force diagram of lower body.

나. 유압회로 설계 및 개발

승용이앙기의 작업부를 상승 및 하강시키기 위한 유압회로는 그림 6과 같으며, 유압펌프, 유압유의 방향 제어를 위한 4포트 3 솔레노이드 방향 제어밸브와 압력 조절을 위한 릴리프 밸브로 구성하였다. 유압펌프는 토출량 75 l/min, 엔진 최고회전수는 1800 rpm이고, 릴리프 밸브는 설정압력 80 N/cm² 정격사용압력 750 N/cm², 최고사용압력 950 N/cm² 이다.

다. 실험장치

승용이앙기의 작업부의 기구 해석 및 유압회로 개발을 위한 시작기는 그림 7과 같다. 국내 L사의 GDS60 모델을 사용하였고 상세제원은 표 1과 같다. 승용이앙기의 작업부를 상승 및 하강시키기 위하여 유압회로 및 복동식 유압 실린더를 설치한 메커니즘을 설계 및 제작한 부품으로 교체 조립하여 실험을 수행하였다. 실험장치는 설계된 유압장치에 유압을 측정하기 위한 유압 센서, 유량을 측정하기 위한 유량 센서, 작업부의 동작을 측정하기 위한 로타리 포텐쇼미터, 실린더의 동작을 측정하기 위한 리니어 포텐쇼미터로 구성하였다. 이러한 센서로부터의 신호를 기록하기 위한 아날로그 데이터 레코더(Kyowa, Model: RTP-600B) 등으로 구성하였다. 실험에서 사용된 전원은 시작기에 장착된 발전기에서 공급하였다.

라. 방법

1) 실험조건

승용이앙기 차체의 구성(L사, 1996)을 고려하여 표 2에서 보는바와 같이 4가지의 경우에 대하여 비교 분석하였고, 4가

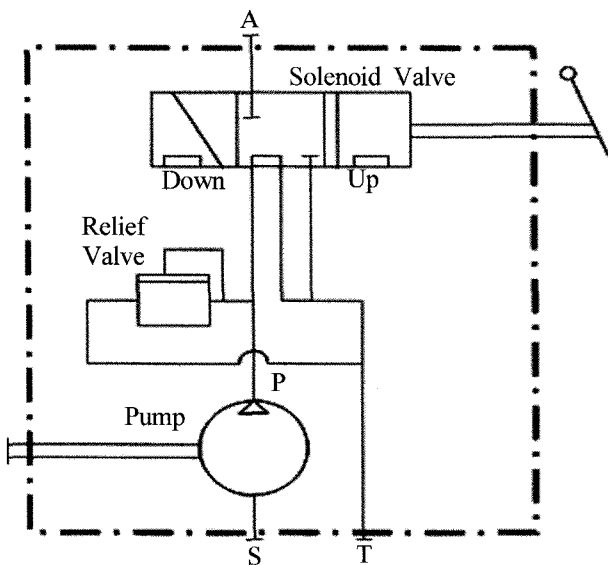


Fig. 6 Circuit of the hydraulic system.

지의 실험조건 외에는 모든 제원을 동일하게 하여 수행하였다. 실험조건 2, 3, 4에서 유압 실린더는 길이를 20 mm 이상으로 한 경우에는 기구적인 간섭이 발생하였기 때문에 최대 길이 20 mm로 하였다. 실험조건 3에서 상부링크 길이를 100 mm 이상으로 할 경우에는 차체의 하중 이동 등의 문제로 인한 시스템 변경이 필요하므로 최대 길이 100 mm로 하였다.

2) 작업부 위치 및 작용 압력 실험

유압 실린더 및 상부 링크의 적정 제원 선정 및 작용 압력을 점검하기 위한 상승 및 하강 실험에서는 차체를 최하단 위

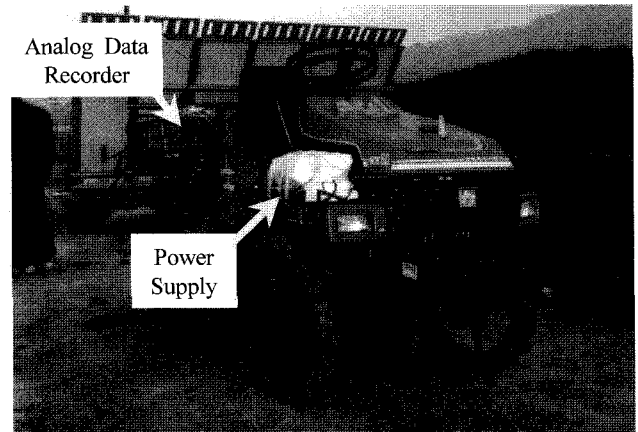


Fig. 7 Rice transplanter for riding.

Table 1 Specifications of rice transplanter for riding

Items		Specifications
Feature	Length	2,950 mm
	Width	2,100 mm
	Height	1,660 mm
Weight		4,920 N
Power Train		4-Wheel Driven
Engine	Name	GX240L
	Output	8 PS (Max)
	Velocity	1,800 rpm
Transplanting Equipment Velocity		0.6, 0.8 m/sec

Table 2 Experimental conditions

No.	Condition	
1	Cylinder stroke	0 ~ 160 mm
	Upper link	505 mm
2	Cylinder stroke	0 ~ 180 mm
	Upper link	505 mm
3	Cylinder stroke	0 ~ 160 mm
	Upper link	605 mm
4	Cylinder stroke	0 ~ 180 mm
	Upper link	605 mm

치에서 최상단 및 최상단 위치에서 최하단 위치 수동 조작으로 작동시켜, 이때의 유압 실린더의 변위, 작용 압력, 유량 및 작업부의 위치를 데이터 레코드에 기록하였다.

3) 포장시험

승용이양기의 작업부를 제어하는 유압 실린더의 응답성은 최고속도에서 작업을 할 때 작업부의 파손 및 작업 효율을 저하 시키는 요인이 된다. 그러므로 승용이양기의 유압 실린더의 응답성을 알기 위하여 최고속도 0.8 m/sec 상태에서 포장 시험을 수행하였다. 포장시험은 2 ha의 포장에 모심기 작업을 하면서 상승 및 하강 위치 조작으로 작동시켜, 이때의 유압 실린더의 변위, 압력 및 유량을 데이터레코드에 기록하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 메커니즘 설계

승용이양기 작업부의 기구 메커니즘은 위치 및 차체의 균형 등을 고려하여 그림 1의 치수를 표 3과 같은 제원으로 설계하였다. 여기서 무게(W)는 800 N이지만, 작업부 베드에 모판을 최대 900 N까지 탑재할 수 있으므로 최대 1,700 N으로 하여 시뮬레이션 하였다. 상부 링크는 시스템 구성을 고려하여 최소 505 mm 및 최대 605 mm로 하였다. 유압 실린더의 전체 변위는 최소 160 mm 및 최대 180 mm로 하였다.

나. 작업부 위치 시뮬레이션 및 검증 실험

그림 8, 9에서는 실험조건 1, 2, 3, 4의 모든 경우의 작업부의 위치 변화에 대한 시뮬레이션 및 실험 결과를 보여주고 있다. 본 연구에서는 시뮬레이션과 실험의 결과가 동일하게 나타났다. 그림 8은 작업부의 전후진(X)방향의 실험 결과를 보여주고 있다. 실험조건 1과 2의 경우에는 실험조건 2에서의

실린더 변위가 실험조건 1보다 유압 실린더 스트로크가 20 mm 크므로, 이것 차이만큼 이동 동작이 더 크다는 것을 알 수가 있었다. 실험조건 3과 4의 경우에도 실험조건 4는 실험조건 3보다 유압 실린더 스트로크가 20 mm 크므로, 차이만큼 더 움직였다. 또한 실험조건 3과 4는 실험조건 1, 2보다 상부링크가 100 mm 크므로 상부링크가 큰 만큼 차체에서 멀리 떨어져 있음을 알 수가 있다. 그림 9는 작업부의 상승(Y) 방향의 실험 결과를 보여주고 있다. 실험조건 1과 2의 경우에는 실험조건 2에서의 상부링크가 실험조건 1보다 100 mm 크므로, 이것 차이만큼 이동 동작이 더 크다는 것을 알 수가 있었다. 실험조건 3과 4의 경우에도 실험조건 4가 실험조건 3보다 유압 실린더 스트로크가 20 mm 크므로, 차이만큼 더 움직였다. 또한 상승이 시작되는 시점은 상부링크가 긴 실험조건 3과 4의 경우가 실험조건 1, 2보다 작업부가 낮게 시작하여 보다 더 높게 나타남을 알 수가 있었다.

전후진(X) 방향에서 중요한 설계요인은 최대 궤적의 범위이고, 이를 평가할 수 있는 것은 작업부의 상대적 이동변위이다. 상대적 이동변위는 작업부가 움직이는 전체 궤적의 최대값과 최소값을 뺀 차이이다. 승용이양기의 차체와 작업자에게 어떠한 영향을 미치지 않는 범위에서 최대의 궤적을 보이는 것이 가장 좋다고 할 수 있다. 그림 10에서 보는바와 같이 상대적 이동변위가 가장 큰 것은 실험조건 4의 실험조건이다.

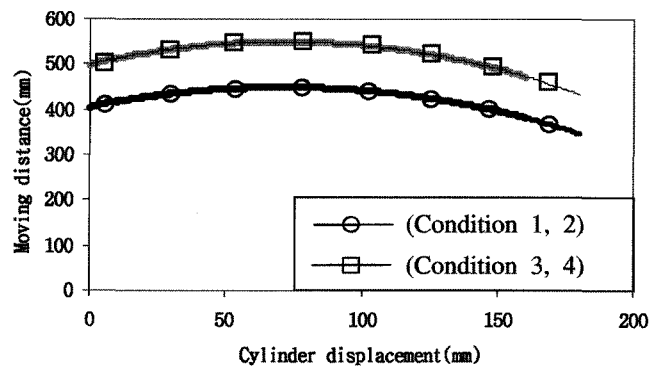


Fig. 8 Moving trace of forward(X) direction.

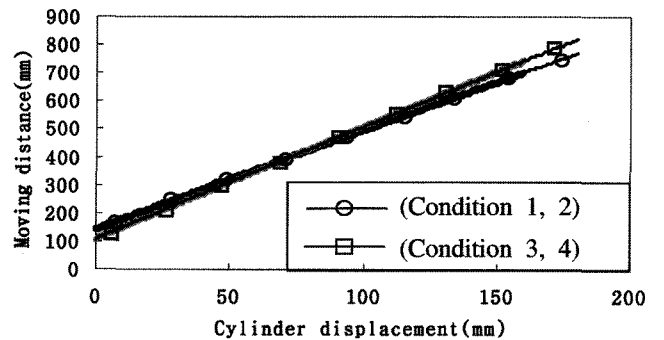


Fig. 9 Moving trace of upward(Y) direction.

Table 3 Data of basic design

Symbol	Constant	Symbol	Constant
a	261.5 mm	i	100 mm
b	230 mm	j	100 mm
c	200 mm	k	250 mm
d	505 mm 605 mm	l	500 mm
e	357 mm	s	374 mm
f	200 mm	gl	210.2 mm
g	150 mm	w	1,700 N
h	350 mm	Δs	0~160 mm 0~180 mm

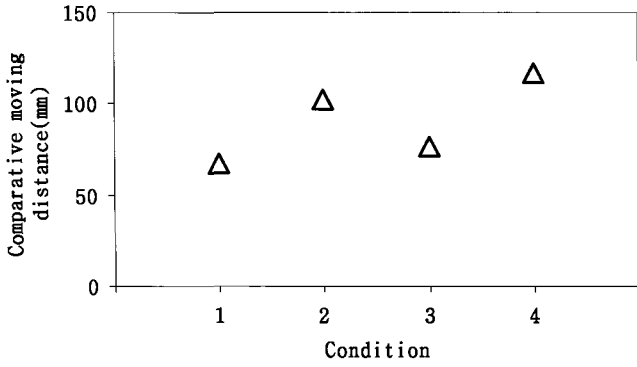


Fig. 10 Comparative moving distance of forward(X) direction.

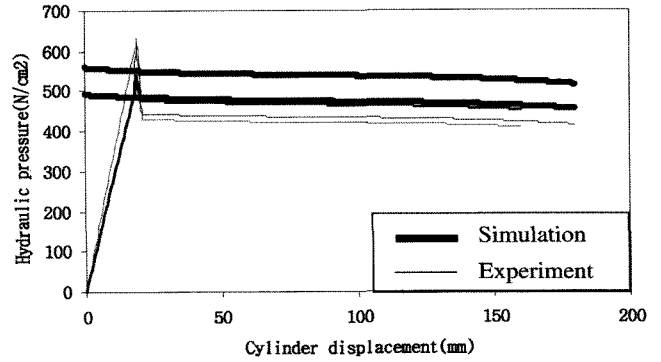


Fig. 12 Hydraulic pressure at rising working equipment.

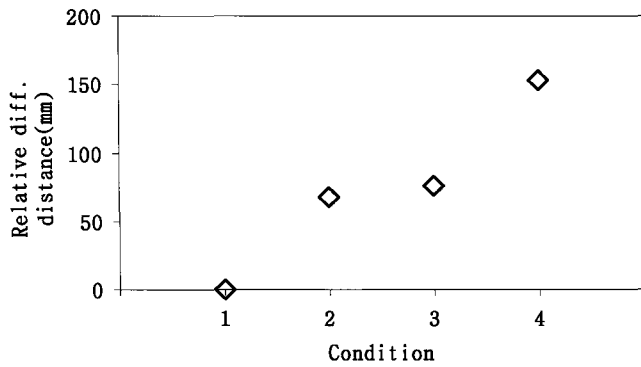


Fig. 11 Relative difference distance of upward(Y) direction.

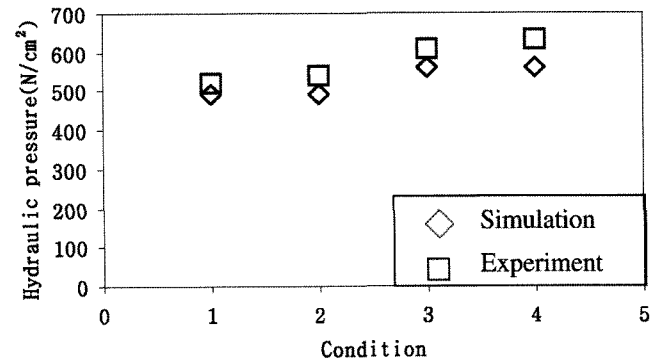


Fig. 13 Hydraulic pressure about conditions.

상승(Y) 방향에서 중요한 설계요인은 작업부의 높이변화에 대한 비교로서 작업자에게 최대한 간섭이 되지 않는 범위에서 최대의 상승높이로 작동하는 것이 가장 좋다고 할 수 있다. 작업부의 높이변화에 대한 비교는 실험조건 1의 경우를 기준인 0로 하여 변화량을 상대 비교하였다. 그림 11에서 보는바와 같이 작업부의 높이 변화가 가장 큰 경우는 실험조건 4의 경우이고, 변화량은 실험조건 1보다 약 152 mm 증가하였음을 알 수가 있었다.

다. 작업부 작용 압력 시뮬레이션 및 검증 실험

그림 12에서는 실험조건 1, 2, 3, 4의 모든 경우의 압력 변화에 대한 시뮬레이션 및 실험 결과를 보여주고 있다. 실험에서는 승용이양기의 작업부가 최하단점인 지면에 밀착되어 있으므로 압력이 0부터 시작하는 것을 보였다. 또한 작동이 시작되면서 갑작스럽게 유압이 약 150 N/cm² 만큼 상승되었다가 일정한 경향을 보였다. 또한 시뮬레이션과 약간의 차이가 나타난 것은 유압의 비선형적인 특성 및 측정에 의한 오차로 사료되어진다.

그림 13은 실험조건에 따른 시뮬레이션과 실험에 대한 최대 작용 압력을 나타내고 있다. 시뮬레이션 결과에서는 실험조건 1, 2는 동일하고 실험조건 3, 4도 동일하게 나타났고, 상

부링크의 차이가 나는 실험조건에서만 압력 차이가 나타났으며 압력의 크기는 실험조건 3, 4일 경우에 실험조건 1, 2보다 작용 압력이 66.97 N/cm²가 증가하는 것을 보이고 있다. 실험 결과에서는 실험 조건 모두가 작용 압력이 다르게 나타났으며 시뮬레이션 결과와 비교하여 작용 압력이 크게 나타났다. 실험에서 측정된 최고작용 압력의 크기는 631.43 N/cm²이다. 하지만 설계된 유압회로의 릴리프 압력이 800 N/cm²이므로, 안전율은 27%이다. 그러므로 설계된 유압회로는 충분히 안전하다고 할 수가 있다.

라. 포장시험을 통한 유압 응답성 검증

실외 포장시험은 차체의 사용 가능성 여부와 유압 응답성 검증을 위하여 실시하였다. 실험조건 2의 경우, 작업부가 상승할 때 작업부의 위쪽 끝부분이 작업자의 등에 닿기 때문에 위험성을 내포하므로 실린더 길이만을 길게 하는 것은 적용이 불가능함을 알 수가 있었다. 실험조건 3의 경우, 작업자의 등에 닿는 간섭 문제가 발생하지 않았다. 실험조건 4에서는 간섭 문제도 발생하지 않았고, 상승높이는 다른 실험조건에 비하여 최고로 상승하였기 때문에 작업을 위하여 눈에 진입할 때 눈두렁에 부딪히는 경우가 거의 발생하지 않았다.

실험조건 4에서 유압 실린더가 최하단에서 최고 높이까지

움직인 시간 1.32 sec이었다. 그리고 유압 실린더의 응답성은 최고속도 0.8 m/sec 상태의 모든 실험에서 약 40 msec정도로 나타났고, 상승 및 하강 동작에서 원활하게 작동함을 알 수가 있었다.

4. 요약 및 결론

본 연구는 승용이앙기 작업부의 기구해석을 통하여 기구 설계와 유압회로를 개발하고자 하는 연구로서, 설계, 제작된 기구부를 시뮬레이션 및 실험을 통하여 승용이앙기의 유압장치 메커니즘을 제시하고, 이를 바탕으로 유압회로를 개발하였고 그 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 승용이앙기의 작업부를 상승 및 하강시키기 위하여 유압회로 및 복동식 유압 실린더를 설치한 메커니즘을 설계 및 제작하였다.
- (2) 승용이앙기의 차체를 고려한 기구부의 최적 제원을 시뮬레이션 및 실험을 통하여 비교 검증하였고, 이때의 유압 실린더 스트로크는 최대 180 mm며 상부 링크는 605 mm이다.
- (3) 최적 제원 조건하에서의 작동 최대 작용 압력은 시뮬레이션에서는 559.13 N/cm^2 , 실험에서는 631.43 N/cm^2 으로 나타났지만, 유압회로의 릴리프 압력이 800 N/cm^2 이므로 유압회로는 충분히 안전함을 알 수가 있었다.
- (4) 최적 제원 조건하에서는 유압 실린더가 최하단에서 최고 높이까지 움직인 시간 1.32 sec이었다.
- (5) 포장시험에서 유압 실린더의 응답성은 최고속도 0.8 m/sec 상태의 모든 실험에서 약 40 msec정도로 나타났고, 상승 및 하강 동작에서 원활하게 작동하였다.

참고 문헌

1. H. J. Park and K. U. Kim. 1993. Development of A Computer Simulation Program for the Design of High Speed Transplanting Mechanism (I) - Planting Loci and Motion Analysis -. J. KSAM. 18(2):91-99. (In Korean)
2. H. J. Park and K. U. Kim. 1993. Development of A Computer Simulation Program for the Design of High Speed Transplanting Mechanism (II) - Force Analysis -. J. KSAM. 18(3): 230-238. (In Korean)
3. H. J. Park, Y. J. Park and K. U. Kim. 2000. Development of A Cam Type High - speed Transplanting Mechanism. J. KSAM. 25(6):445-466. (In Korean)
4. KSAM and KAMICO. 2005. Agricultural machinery yearbook republic of korea:21. (In Korean)
5. LS Cable Co., Ltd. 1996. Part List of Rice Planting Machine for riding. No. 96110600:56-59. (In Korean)
6. Park W. K. et al. 1998. Korea agricultural machinery, korea society for agricultural machinery:200-204. (In Korean)
7. S. Umeda, N. Honami and V. D. Cmau. 1980. Dynamic characteristics of Rice Transplanting. J. JSAM. 42(1):51-56.(In Japanese)
8. T. Konishi, M. Horio, S. Yoshida and I. Yamakage. 1989. Development of high performance rice transplanter. J. JSAM. 51(6):89-95. (In Japanese)
9. Y. K. Jung, K. U. Kim and B. H. Chong. 2001. Development of Level Control System for High speed Rice Transplanter. Proceeding of the KSAM 2001 Winter Conference. 6(2): 426-431. (In Korean)