

로타리 경운작업 시 트랙터 PTO 가혹도 평가

김용주 정선옥 최창현 이대현

Evaluation of Tractor PTO Severeness during Rotary Tillage Operation

Y. J. Kim S. O. Chung C. H. Choi D. H. Lee

Abstract

Analysis of load on major parts of the tractor power drive line is critical for efficient and optimum design of a tractor. The purpose of this study was to evaluate severeness of the tractor PTO driving axle during rotary tillage operation. First, S-N (stress vs. number of cycle) curve of a PTO driving gear was obtained through the fatigue life test using a PTO dynamometer. Second, PTO severeness was evaluated during rotary tillage operation. Torque measurement system was constructed with strain-gauge sensors to measure torque of a PTO axle, an I/O interface to acquire the sensor signals, and an embedded system to calculate severeness. The severeness of PTO was analyzed using measured torque data during rotary tillage. In the PTO gear life fatigue test, breakage time and bending stress of the gear were measured by tooth widths and torque change during the fatigue life test. The S-N curve showed a good linear relationship between bending stress and number of cycle (life) with a coefficient of determination of 0.97. For PTO severeness evaluation, rotary tillage operations were conducted at two PTO rotational speeds (level-1, level-2) under different paddy and upland field sites with different soil conditions. Results of averaged relative severeness for PTO level-1 and PTO level-2 were 1.96 and 3.34, respectively, at paddy field sites, and they were 1.36 and 2.51, respectively, at upland field sites. The results showed that the PTO driving axle experienced more severe load during rotary tillage at paddy fields than at upland sites, and relative severeness was greater at the higher PTO rotational speed under all of the soil conditions.

Keywords : Tractor, Rotary tillage, PTO driving gear, Fatigue life test, S-N curve, Relative severeness

1. 서론

트랙터는 국내 주요 농작업기계(트랙터, 이앙기, 콤바인) 중 보유대수 86%(234,531대), 가동률 71.8%로 다른 기종에 비해 사용 빈도가 매우 높으며, 그 비중은 계속적으로 증가하고 있다. 또한 트랙터의 유류 사용량은 농업용 면세유 사용량의 약 19%(395,200 kL)로 난방기 다음으로 가장 큰 비중을 차지하고 있어 국내의 토양 및 작업 조건에 적합한 고효율의 트랙터 개발의 필요성이 대두되고 있다(KAMICO and

KSAM, 2010).

고효율 트랙터 개발을 위해서는 동력 전달계에 대한 최적 설계가 가장 중요하며, 이를 위해서는 다양한 농작업에 따른 트랙터 주요 요소의 부하 가혹도 분석이 필요하다(Han et al., 1999). 특히 변속기는 트랙터 전체 비용 중 약 30%를 차지하기 때문에 대부분의 부하 가혹도 분석에 관한 연구는 변속기를 대상으로 수행되었다(Kim, 1998). Kim 등(1998)은 트랙터 주요 포장작업인 플라우 경운작업, 로타리 경운작업, 운반작업을 대상으로 변속기 입력축과 최종 구동축의 부하를 측

This work was supported by the Technology Innovation Program funded by the Ministry of Knowledge Economy. The article was submitted for publication on 2011-06-01, reviewed on 2011-06-08, and approved for publication by editorial board of KSAM on 2010-06-14. The authors are Yong Joo Kim, Senior Research Engineer, KSAM member, Dae-Hyun Lee, Research Engineer, LS Mtron LTD., Anyang, Korea, Sun-Ok Chung, Assistant Professor, KSAM member, Dept. of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Korea, and Chang Hyun Choi, Professor, KSAM member, Dept. of Bio-Mechatronic Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea. Corresponding author: S. O. Chung, Assistant Professor, Dept. of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, 220 Gung-Dong, Yuseung-Gu, Daejeon, 305-764, Korea; Fax: +82-42-822-6246; E-mail: <sochung@cnu.ac.kr>.

정한 후 부하 스펙트럼으로 변환하고 손상 합을 계산하여 변속기의 부하 가혹도를 평가하였으며, 그 결과 플라우 경운작업과 운반 작업의 부하 가혹도는 유사하게 나타났으나 로타리 경운작업의 부하 가혹도는 운반 작업의 95배 높게 나타났다고 보고하였다. Gerlach(1996)는 플라우 경운작업 시 변속기 입력축의 부하 스펙트럼을 분석한 결과, 최대 토크는 엔진 정격 토크의 2.5배를 넘지 않는다고 보고하였으며, Grubisic (1994)는 부하 스펙트럼을 이용한 동력라인의 설계 및 시험 방법을 제시하였다. 최근에는 고효율 제품에 대한 수요 증가로 변속기외에 구동축, PTO, 주 유압, 보조 유압 등의 주요 구성요소의 부하 분석에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다 (Kim et al., 2011a). Kim 등(2011b)은 국내 주요 농작업(플라우 경운작업, 로타리 경운작업, 로더 작업, 운반 작업)에 대한 평균 이용 시간을 조사한 결과, 로타리 경운작업이 전체 농작업의 45%로 가장 큰 비중을 차지하고 있으며, 소요동력은 트랙터 정격 출력(30 kW)의 최대 94%, 평균 82%로 농작업 중 가장 큰 동력이 소요된다고 하였다. 또한 최대 PTO 소요동력은 21.7 kW로 대부분의 동력은 PTO에서 사용되고 있어 PTO의 부하 가혹도를 분석하는 것은 매우 중요하다고 보고하였다(Kim et al., 2011b). Park 등(2010)은 부하 가혹도가 큰 로타리 경운 및 무논정지 작업 시 PTO 출력과 연료 소비율을 측정하여 OECD 트랙터 시험코드의 국내 적용 가능성을 제시하였다.

따라서 본 연구는 로타리 경운작업 시 트랙터 PTO의 부하 가혹도를 평가하기 위해 수행되었으며, 1) PTO 동력계를 통해 기어의 피로 수명 시험을 실시하여 S-N(stress-number)선도를 작성한 후, 2) 로타리 경운작업 시 PTO 부하를 측정하여 PTO의 가혹도를 분석하는 것을 목적으로 한다.

2. 재료 및 방법

가. 트랙터 제원

본 연구에서는 표 1과 같이 크기 3,359(L) × 1,100(W) × 2,415(H) mm, 무게 1,584 kg의 30 kW급 4륜 구동 트랙터를 사용하였다. 엔진의 정격토크는 회전수 2,600 rpm에서 110.2 N·m이며, 이때 PTO의 정격토크는 회전수 585 rpm에서 457.3 N·m이다. 또한 PTO는 3개의 변속단수를 가지며, 각

각의 회전속도는 1단 585 rpm, 2단 756 rpm, 3단 1,110 rpm이다.

나. PTO 피로 수명 시험

피로 수명 시험 장치는 그림 1과 같이 트랙터 엔진, PTO 동력계(dynamometer), 테스트 기어가 포함된 PTO 기어박스로 구성하였다. 엔진은 시험용 트랙터와 동일한 30 kW를 사용하였으며, PTO 동력계(MGS-130, Schenk, Germany)는 110 kW의 EC(Eddy Current) 동력계를 사용하였다. PTO 기어의 S-N 선도는 재료의 열처리 상태, 특징, 재질 등의 차이가 있어 기존 문헌의 S-N 선도를 시험 트랙터 PTO에 적용할 수 없으므로 별도의 피로 수명 시험을 수행하였다. 시험에 사용된 PTO 기어는 그림 2와 같이 PTO 변속 단수에 상관없이 항상 작동하는 PTO 최종축의 구동기어를 이용하였다. PTO 최종축의 구동기어는 평기어(spur gear)로 재료의 재질은 SCM 420H이며(Litvin and Fuentes, 2004), 열처리 사양은 침탄 담금질이다. 시험 기어는 PTO 최종축의 구동기어를 수

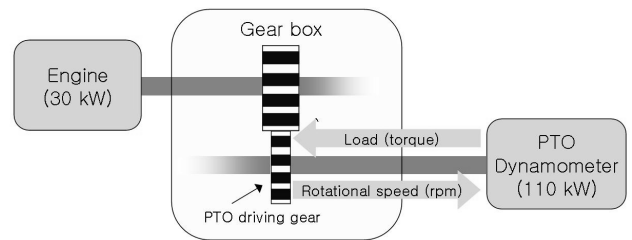


Fig. 1 Schematic diagram of the fatigue life test with PTO dynamometer.

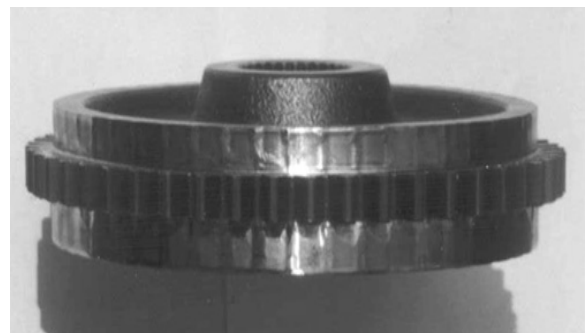


Fig. 2 PTO driving gear used in the fatigue life test.

Table 1 Specifications of the tractor used in the study

Item		Specification
Length × Width × Height (mm)		3,359 × 1,100 × 2,415
Weight (kg)		1,584
Engine	Rated power (kW)/ torque (N·m)	30/110.2 @2600 rpm
PTO	Rated power (kW)/ torque (N·m)	28/457.3 @585 rpm
	Gear (rotational speed)	1 (585 rpm), 2 (756 rpm), 3 (1,110 rpm)

정 없이 사용하는 것이 좋으나 시험 시간이 오래 걸리고 PTO 변속기를 구성하는 다른 기어가 먼저 파손되는 경우도 발생하므로 PTO 최종 구동축과 시험용 기어를 연결하는 별도의 기어박스를 제작하여 사용하였다.

S-N 선도는 재료가 반복적인 힘을 받아 N 사이클에서 피로 파괴가 발생했을 때, 반복되는 응력(stress)과 수명(number)의 관계를 나타낸 곡선으로 피로수명을 예측할 때 사용되는 가장 기본적인 곡선이다. 기어의 수명은 크게 이의 파괴와 잇면의 파괴로 나뉘며, 잇면의 파괴는 피치점 부근에서 발생하는 접부식(pitting)으로 정확한 시점을 파악하기가 어려우므로 일반적으로 S-N 선도는 기어 이에 작용하는 굽힘 응력을 이용하여 작성한다(Kim et al., 2005). 본 연구에서 S-N 선도는 파단 시간과 PTO 최종축 구동기어의 회전수를 곱한 수명과 계산된 굽힘 응력을 상용대수로 변경하는 ASTM E739-80(ASTM, 1981) 방법을 이용하여 선형적으로 작성하였다. 기어의 굽힘 응력 계산을 위해 식 (1)과 같이 일반적으로 변속기 기어의 굽힘 응력 계산에 사용되는 Lewis식의 변형인 Almen-Straub식을 이용하였다(Almen and Straub, 1937).

$$S_b(MPa) = \frac{3 \times \pi \times T}{N \times Z_a \times F \times X} \quad (1)$$

where, T = Driving torque (N·m)
 N = Number of teeth
 Z_a = Line of action (mm)
 F = Face width (mm)
 X = Tooth form factor (mm)

피로 수명 시험은 EC 동력계의 작용토크가 최대 800 N·m 인 점을 고려하여 PTO 최종 구동기어의 치폭을 줄이는 방법으로 굽힘응력을 증가시켰으며(Lee and Hur, 1990), 실제 기

어의 허용 굽힘응력 범위내에서 치폭 3 수준(10 mm, 11 mm, 12 mm), 작용 토크 3 수준(578 N·m, 676 N·m, 774 N·m)의 총 9 수준으로 기어에 전달되는 굽힘 응력을 변화시키면서 기어가 파손될 때까지의 시간과 회전속도를 PTO 동력계를 이용하여 측정하였다.

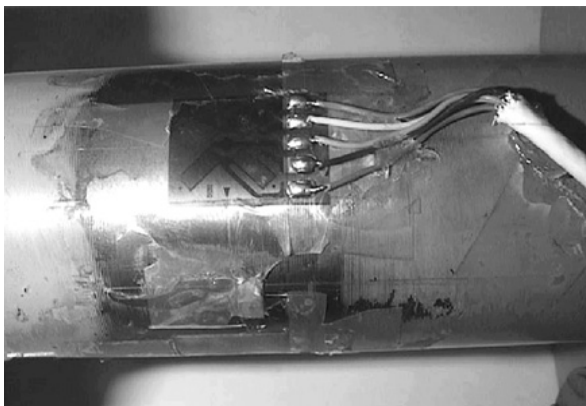
다. 로타리 경운작업 시 PTO 부하 측정 및 가혹도 평가

1) 로타리 경운작업 시 PTO 부하 측정

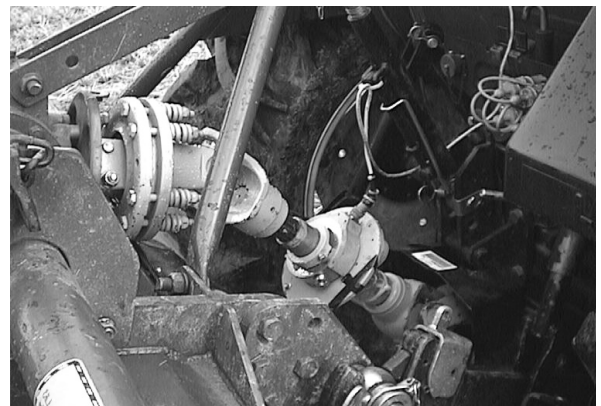
PTO 부하는 그림 3과 같이 PTO축에서 작업기로 동력을 전달하는 PTO 중간축에 작용하는 토크를 이용하여 측정하였다. 토크 신호는 그림 3(a)와 같이 굽힘 모멘트의 영향을 최소화시키기 위해 Four element full-bridge 스트레인게이지(CEA-06-250US-350, Micro Measurement Co., USA)를 축 방향에 대해 45°로 부착하고(Nahmgung, 2001) 그림 3(b)와 같이 원형의 중공이 있어 PTO 중간축 안으로 삽입이 가능한 슬립링(B6-2, MI-Scientific Co., USA)을 사용하여 측정하였다.

트랙터 PTO의 부하 계측 시스템은 최대 19.2 kHz의 샘플링 속도와 24 bit의 분해능을 가지며, 자체적으로 고속의 잡음제거 필터가 내장된 FPGA(Field Programmable Gate Array)와 아날로그 데이터 수집장치(MGC, HBM, Germany)를 이용하였다. 측정된 센서 신호는 파이어와이어(firewire) 통신으로 실험용 노트북에 전송하였으며, 계측 프로그램은 신호 처리 및 측정이 용이한 Labview(version 2009, National Instrument, USA)를 이용하여 개발하였다.

로타리 경운작업에 따른 가혹도 시험은 엔진 회전수 2,600 rpm에서 주행 속도를 3 km/h(주변속 2단, 부변속 2단)로 설정하고(Nahmgung, 2001) 각각 10개의 논과 밭에서 5회 반복 실험하였다. 이때 PTO 변속 단수는 1, 2단의 2수준에 대해 실시하였다. 시험 포장의 토양 조건은 10개의 논과 밭 각각에 대해 임의의 네 곳을 선정하여 토성, 수분 함량, 원추 관



(a) Strain-gage



(b) Slip ring

Fig. 3 Installation of strain-gage and slip ring for torque measurement of PTO axle.

Table 2 Site description for field experiments

Field	Site	Soil Type	Water content (wb, %)	Cone Index (kPa) by depth					
				0cm	5cm	10cm	15cm	20cm	25cm
Paddy	1	Sandy loam	15.7	850	948	1,894	1,470	1,208	1,208
	2	Loam	22.6	262	326	588	718	980	1,241
	3	Sandy loam	28.4	588	784	1,666	2,450	-	-
	4	Loam	24.5	980	1,099	2,275	2,438	-	-
	5	Loam	21.3	1,796	2,124	2,285	2,445	2,451	-
	6	Loam	26.5	718	752	850	1,992	-	-
	7	Loam	17.7	167	392	1,992	1,992	-	-
	8	Loam	27.3	588	816	1,208	2,026	-	-
	9	Sandy loam	22.9	849	1,153	2,406	-	-	-
	10	Sandy loam	23.0	1,502	1,470	1,666	-	-	-
Upland	1	Sandy loam	17.6	81	392	1,242	1,862	2,188	-
	2	Loam	18.8	948	1,600	1,732	1,992	2,451	-
	3	Loam	17.5	718	1,306	1,666	1,928	2,286	2,384
	4	Loam	13.6	620	816	176	1,666	1,666	1,830
	6	Sandy loam	14.0	654	1,078	1,306	1,502	1,698	2,058
	6	Sandy loam	15.9	980	1,403	2,090	2,323	2,450	-
	7	Sandy loam	16.2	167	588	1,176	1,568	-	-
	8	Sandy loam	17.2	620	1,012	1,862	2,329	2,406	-
	9	Loam	17.3	164	1,242	1,046	1,242	1,242	1,340
	10	Loam	17.9	196	228	948	1,085	1,208	-

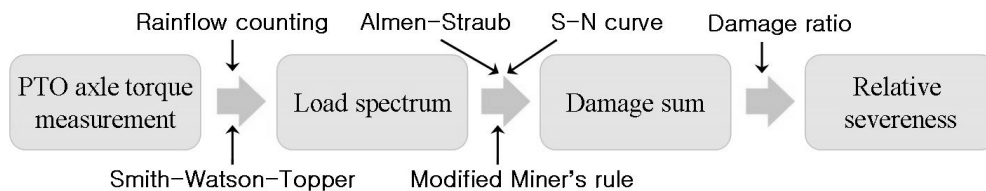


Fig. 4 Block diagram explaining procedure for severeness evaluation of tractor PTO during rotary tillage operation.

입지수를 3반복 측정하였다(Park and Lee, 2003). 토성은 전북 농업기술원에 의뢰하여 미농무성(USDA)법에 따라 분석하였고 원추 관입지수는 soil compaction meter(SC900, Spectrum Technology, E Plainfield, USA)를 이용하여 0 ~ 25 cm 범위에서 5 cm 간격으로 측정하였으며 수분 함량 측정은 토양 채취관을 이용하여 토양을 채취한 후 오븐 건조법을 이용하였다. 시험 포장의 토성은 사양토(이천, 완주)와 양토(수원)로 수분 함량과 원추 관입지수는 표 2와 같이 높은 각각 15.7 ~ 28.4%, 167 ~ 2,451 kPa 받은 각각 13.6 ~ 18.8%, 81 ~ 2,451 kPa의 다양한 범위로 나타났다. 로타리 경운 실험은 해당 지역에서 숙련된 작업자를 추천받아 2010년 4월과 12월에 실시하였으며, 경심을 20 cm로 유지하도록 3점치를 하강한 후에 직진 작업 경로(Seo et al., 2007)에 대해 PTO의 부하를 측정하였다. 이때 작업기는 폭이 175 cm이고

L형 칼날을 탑재한 경폭 로타리(R175MG, LS Machinery Co., Korea)를 사용하였다.

2) PTO 가혹도 분석

로타리 경운작업에 따른 PTO의 상대 가혹도(severeness)는 그림 4와 같이 부하 신호의 측정, 부하 스펙트럼 작성, S-N 선도에 의한 손상 합(damage sum) 계산의 과정을 거쳐 분석하였다. 트랙터 PTO에 작용하는 부하는 포장 및 작업 조건 등에 따라 변화되는 변동하중이므로(Han et al, 1999), 이를 부하의 크기와 빈도수의 규칙적인 신호로 단순화하기 위하여 측정된 부하의 최대, 최소값을 기준으로 32 등분한 후, 낙수계수법(rainflow counting)을 이용하여 부하 스펙트럼을 작성하였다(Kim et al., 2004). 이때 부하 스펙트럼은 평균부하를 고려하여야 하므로 식 (2)의 SWT(Smith-Watson-

Topper)법을 이용하여 공칭토크를 계산한 후(Bannantine et al, 1990), PTO 정격 토크에 대한 측정된 토크의 비로 나타내었다.

손상 합은 식 (1)을 이용하여 굽힘 응력으로 변환한 후에 피로한도 이하의 응력 고려가 가능한 누적 손상 법칙인 식 (3)의 수정 마이너 법칙(modified Miner rule)을 이용하였으며, 가속도는 논과 밭의 시험 포장에 대해 각각의 손상 합이 가장 작은 지역에 대한 상대적인 비율인 상대 가속도로 나타내었다.

$$T_e = \sqrt{(t_a + t_m)t_a} \quad (2)$$

where, T_e = equivalent torque (N·m)
 t_a = amplitude of torque (N·m)
 t_m = mean of torque (N·m)

$$\sum_{i=1}^k \frac{n_i}{N_i} = D_t \quad (3)$$

where, D_t = Damage sum
 n_i = Number of cycles
 N_i = Fatigue life (cycles)

3. 결과 및 고찰

가. PTO 피로 수명

피로 수명 시험 결과, PTO 최종축 구동기어는 파단되는 순간 큰 굉음과 함께 회전수가 급격히 증가하고 토크가 감소하였으며, 이때 기어의 형상은 그림 5와 같이 하나의 기어치가 파손되면서 기어간의 물림이 어긋남에 따라 연속적으로 파손된 형태를 보여주었다. PTO 최종축 구동기어의 피로 수명 시험 결과는 표 3과 같이 식 (1)을 이용하여 치폭과 작용 토크에 따른 굽힘 응력을 계산하였으며, 기어의 파단 시간과

회전속도를 곱하여 피로 수명을 나타내었다. 피로 수명은 치폭의 감소 혹은 작용 토크의 증가에 따라 기어에 작용되는 굽힘 응력이 감소하여 치폭과 작용 토크가 각각 10 mm와 774 N·m인 경우에 218,418회로 가장 작게 나타났으며, 각각 12 mm와 578 N·m인 경우에는 2,857,500회로 가장 크게 나타났다.

PTO 최종축 구동기어의 S-N 선도는 계산된 굽힘 응력과 피로 수명 측정 결과를 이용하여 그림 6과 같이 작성하였다.



Fig. 5 Photo of the broken PTO driving gear by the fatigue life test.

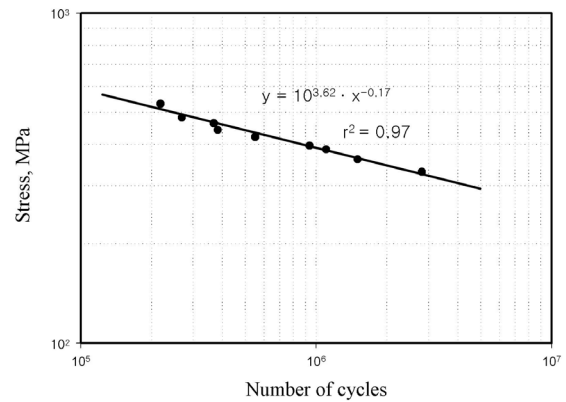


Fig. 6 S-N curve of PTO driving gear by fatigue life test.

Table 3 Results of fatigue life test of PTO driving gear

Test	Tooth width (mm)	Torque (N·m)	Bending stress (MPa)	Rotational speed (rpm)	Breakage time (minute)	Fatigue life (cycle)
1	10	578	396	635	1,500	952,000
2	10	676	464	612	600	367,148
3	10	774	531	490	445	218,418
4	11	578	360	635	2,400	1,524,000
5	11	676	421	612	900	550,800
6	11	774	483	490	549	269,010
7	12	578	330	635	4,500	2,857,500
8	12	676	386	612	1,800	1,101,600
9	12	774	442	490	1,800	882,200

S-N 선도의 응력과 수명과의 관계는 선형적으로 나타났으며, 결정계수(r^2)는 0.97로 작성된 S-N 선도를 이용하여 PTO 최종축 구동기어의 피로 수명 예측이 가능함을 알 수 있다.

나. 로타리 경운작업 시 PTO 가혹도 평가

로타리 경운작업에 대한 논 지역의 PTO 부하 스펙트럼 및 가혹도는 그림 7과 같이 나타났다. 부하 스펙트럼은 그림

7(a)와 같이 PTO 단수에 상관없이 모든 논 지역에서 부하의 크기가 작을수록 빈도수가 증가하는 유사한 형태를 보여 주었으며, PTO 2단의 부하 스펙트럼이 1단에 비해 전체적으로 다소 높게 나타났다. 또한 최대 부하는 PTO 1단과 2단이 각각 정격토크의 약 2배와 2.3배로 로타리 경운작업 시 PTO의 회전속도가 증가할수록 더 큰 부하가 작용함을 알 수 있다. 상대 가혹도는 그림 7(c)와 같이 손상 합이 가장 작은 PTO

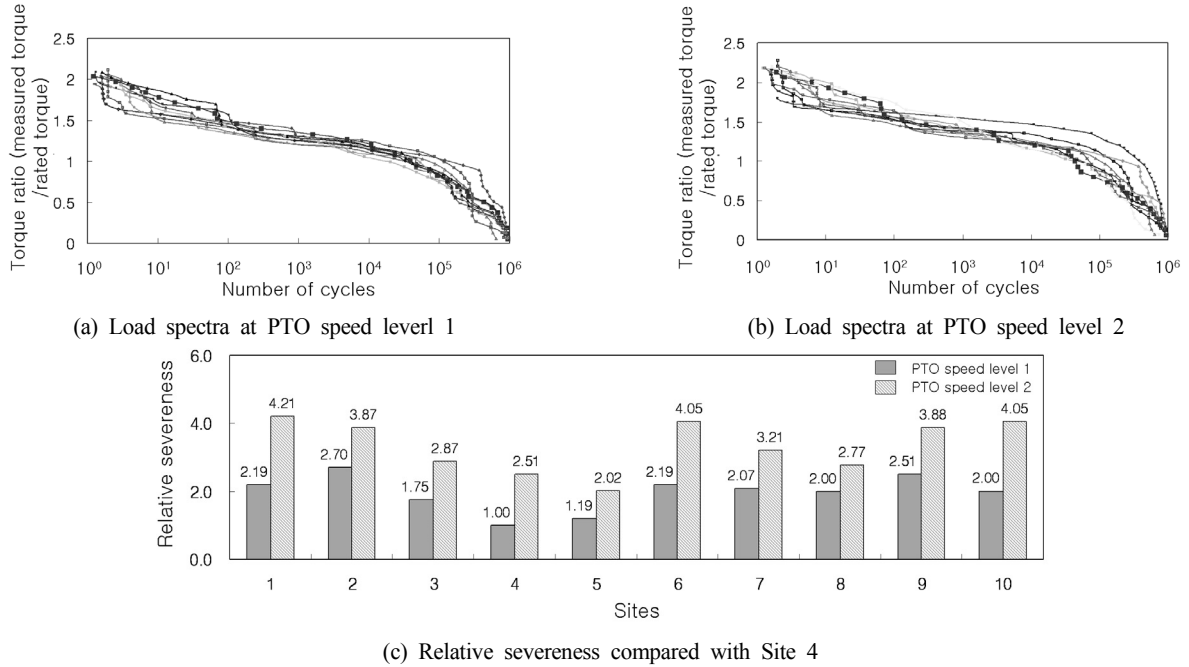


Fig. 7 Results of severeness evaluation of tractor PTO during rotary tillage operation at different PTO speeds and paddy field sites.

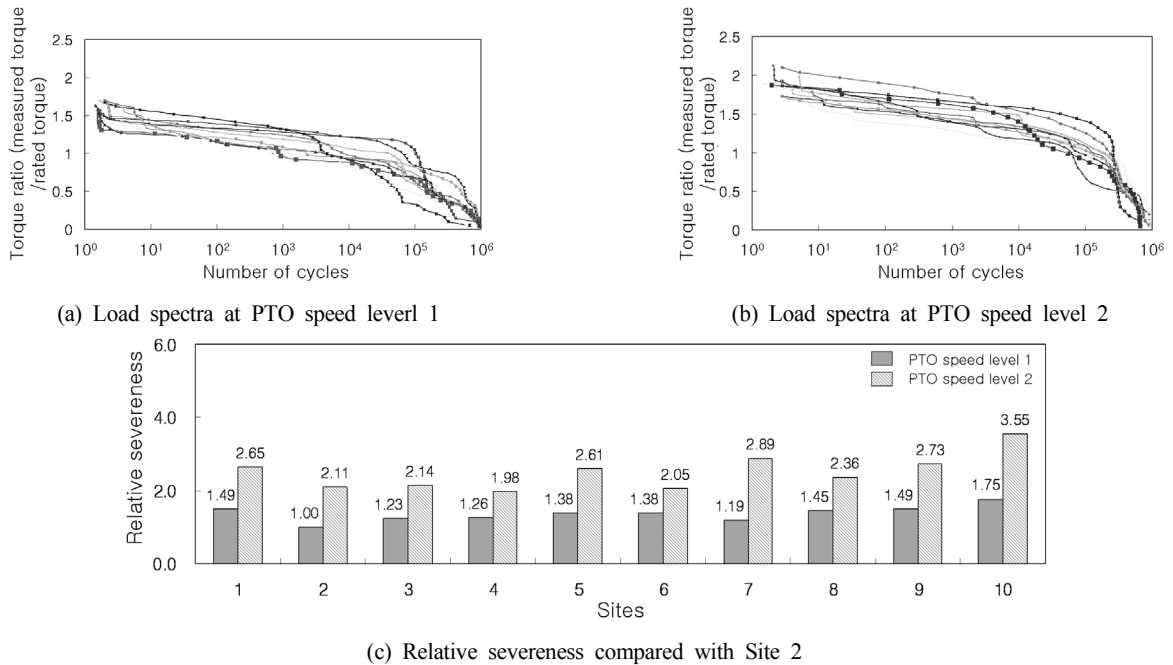


Fig. 8 Results of severeness evaluation of tractor PTO during rotary tillage operation at different PTO speeds and upland field sites.

1단의 논 4지역을 기준으로 나타내었으며, PTO 2단이 1단에 비해 전체적으로 높게 나타났다. 상대 가속도는 PTO 1단에서 평균 1.96으로 1.00 ~ 2.70의 범위를 보여 주었으며, PTO 2단에서는 평균 3.34로 2.02 ~ 4.21의 범위로 나타나 PTO의 회전속도를 30% 증가시켰을 때, 가속도는 평균 175%, 최대 251% 증가함을 알 수 있다. 이것은 Kim(1998)이 실험한 PTO 회전속도 증가에 따른 변속기 부하 가속도인 평균 260%에 보다는 다소 낮은 수치이나 이는 시험 포장과 부하 계측의 위치가 서로 다른 점을 고려할 때 유사한 결과로 판단된다.

로타리 경운작업에 대한 밭 지역의 PTO 부하 스펙트럼 및 가속도는 그림 8과 같이 나타났다. 부하 스펙트럼은 그림 8(a)와 같이 논 지역의 부하 스펙트럼과 유사한 경향을 보이고 있으나 전체적으로 낮게 나타나 실험한 논 지역이 밭 지역 보다 더 큰 부하가 작용함을 알 수 있다. 또한 최대 부하는 PTO 1단과 2단에서 각각 약 1.7배와 2.2배로 논 지역 보다는 낮게 나타났으나 논 지역과 마찬가지로 PTO의 회전속도가 증가할수록 더 큰 부하가 작용하였다.

상대 가속도는 그림 8(c)와 같이 손상 합이 가장 작은 PTO 1단의 밭 2지역을 기준으로 나타냈으며, 논 지역과 마찬가지로 PTO 2단이 1단에 비해 전체적으로 높게 나타났다. 상대 가속도는 PTO 1단에서 평균 1.36으로 1.00 ~ 1.75의 범위를 보여 주었으며, PTO 2단에서는 평균 2.51로 1.98 ~ 3.55의 범위로 나타나 PTO의 회전속도를 30% 증가시켰을 때, 가속도는 논 지역보다 다소 높은 평균 185%, 최대 243% 증가함을 알 수 있다.

로타리 경운작업에 따른 부하는 시험 포장의 조건에 따라 차이가 있었으나 전체적으로 밭 지역에 비해 논 지역이 더 높은 것으로 나타났으며, 가속도는 PTO 2단이 1단에 비해 현저히 높게 나타나 PTO의 회전을 저속하여 작업하는 것이 PTO 기어의 수명에 더 유리한 것을 알 수 있다.

4. 요약 및 결론

본 연구에서는 PTO의 가속도를 분석하기 위해 PTO 최종 축 구동기어의 피로시험을 수행하여 S-N 선도를 작성하고, 로타리 경운작업 시 PTO 변속 단수에 따른 부하 신호를 측정하고 PTO 상대 가속도를 평가했으며, 그 주요 결과는 다음과 같다.

- (1) PTO 최종축 구동기어의 치폭과 작용 토크를 각각 3 수준으로 변화시키며 피로수명 시험을 수행한 결과, 피로 수명은 치폭의 감소 혹은 작용 토크의 증가에 따라 감소하여 치폭과 작용 토크가 각각 12 mm와 578 N·m인 경우에는 2,857,500회로 가장 크게 나타났다.

이때, PTO 최종축 구동기어의 S-N 선도 결정계수는 0.97로 선형적으로 나타나 작성된 S-N 선도를 이용하여 PTO 최종축 구동기어의 피로 수명 예측이 가능하였다.

- (2) 논과 밭 지역의 부하 스펙트럼은 측정된 토크와 PTO 정격 토크 간의 비(ratio)로 나타내었으며, 논 지역이 밭 지역에 비해 전체적으로 토크 비가 높게 나타났다. 상대 가속도는 논 지역의 경우 PTO 1단에서 범위가 1.00 ~ 2.70, 평균이 1.96으로 계산되었으며, PTO 2단에서 범위 2.02 ~ 4.21, 평균 3.34로 나타났다. 밭 지역의 상대 가속도는 PTO 1단에서 범위가 1.00 ~ 1.75, 평균이 1.36로 계산되었으며, PTO 2단에서 범위 1.98 ~ 3.55, 평균 2.51로 나타났다.
- (3) 상대 가속도는 논 지역의 작업 가속도가 밭 지역에 비해 높게 나타났으며, PTO 변속 단수에 따라서는 논과 밭 지역 모두 1단에 비해 2단에서의 작업이 가속도가 더 높게 나타나 PTO를 저속으로 작업하는 것이 기어의 수명에 더 유리한 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. ASTM. 1981. ASTM standard E739-80: Statistical Analysis of Linear or Linearized Stress-life (S-N) and Strain-life (ϵ -N) Fatigue Data. American Society for Testing and Materials, Pittsburgh, USA.
2. Almen, O., and J. C. Straub. 1937. Factors Influencing the Durability of Automobile Transmission Gears. *Automotive Industries* 77(13):426-432.
3. Bannantine, J. A., J. J. Corner, and J. L. Handrock. 1990. *Fundamentals of Metal Fatigue Analysis*. Prentice Hall, New Jersey, USA.
4. Gerlach, A. 1966. Field measurement of tractor transmission forces. *Transactions of the ASAE* 9(5):707-12.
5. Grubisic, V. 1994. Determination of load spectra for design and testing. *International Journal of Vehicle Design* 15(1): 8-26.
6. Korea Agricultural Machinery Industry Cooperative (KAMICO) and Korean Society for Agricultural Machinery (KSAM). 2010. *Agricultural Machinery Yearbook in Republic of Korea*. Korean Society for Agricultural Machinery, Suwon, Korea. (In Korean)
7. Han, K. H., K. U. Kim, and Y. G. Wu. 1999. Severeness of transmission loads of agricultural tractor for rotary operations in poorly drained paddy field. *Journal of Biosystems Engineering* 24(4):293-300. (In Korean)
8. Kim, D. H., G. G. Kim, J. H. Kim, and B. W. Ahn. 2005.

- Fatigue test and analysis of automotive bevel gear. Proceedings of the KSME 2005 Spring Conference pp. 736-741. (In Korean)
9. Kim, H. I., B. K. Bae, J. S. Park, C. S. Seok, and J. Y. Mo. 2004. Fatigue life evaluation of an actual structure under the irregular loading using an acceleration test. Proceedings of the KSPE 2004 Autumn Conference pp. 71-74. (In Korean)
 10. Kim, J. H. 1998. Analysis of Mission and Transmission Loads of Agricultural Tractors. Unpublished MS thesis, Seoul National University, Seoul, Korea. (In Korean)
 11. Kim, J. H., K. U. Kim, C. W. Choi, and Y. G. Wu. 1998. Severeness of transmission loads of agricultural tractors. *Journal of Biosystems Engineering* 23(5):417-426. (In Korean)
 12. Kim, Y. J., J. W. Choi, S. O. Chung, S. J. Park, and C. H. Choi. 2011a. Development of power requirement measurement system of agricultural tractor. Proceedings of the KSAM 2011 Winter Conference 16(1):124-131. (In Korean)
 13. Kim, Y. J., S. O. Chung, S. J. Park, and C. H. Choi. 2011b. Analysis of power requirement of agricultural tractor by major field operation. *Journal of Biosystems Engineering* 36(2): 79-88. (In Korean)
 14. Lee, W. H., and Y. M. Hur. 1990. An experimental study of bending fatigue life (S-N curve) of the helical gear for the automotive transmission. *Transactions of the KSAE* 12(6):11-17. (In Korean)
 15. Litvin, F. L., and A. Fuentes. 2004. *Gear Geometry and Applied Theory*. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom.
 16. Nahmgung, M. J. 2001. Load Analysis of Driving Axles and Life Evaluation of Driving Gear of PTO on Tractors. Ph.D. Dissertation, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea. (In Korean)
 17. Park, S. H., Y. J. Kim, D. H. Im, C. K. Kim, S. C. Jung, H. J. Kim, J. S. Lee, and S. S. Kim. 2010. Characteristics of tractor PTO power and work loads. *Journal of Biosystems Engineering* 35(1):15-20. (In Korean)
 18. Park, W. Y., and K. S. Lee. 2003. Prediction of bulk type trailer capacity in consideration of soil physical properties of paddy field. *Journal of Biosystems Engineering* 28(1):1-10. (In Korean)
 19. Seo, I. H., B. H. Cho, C. S. Kim, J. J. Oh, S. C. Cho, Y. G. Lee, and K. D. Kim. 2007. Formation of working path and development of performance appraising technology for tractor unmanned tillage(3) -develop of a program and algorithm for tractor working path-. Proceedings of the KSAM 2007 Summer Conference 12(2):364-372. (In Korean)