

필드 부하를 활용한 정유압기계식 변속시스템의 기어 해석

김정길*, 이동근*, 오주영**, 남주석***,****, #

*한국생산기술연구원 지능형농기계연구그룹, **한국생산기술연구원 안전시스템연구그룹, ***강원대학교
바이오시스템기계공학전공, ****강원대학교스마트농업융합학과

Gear Analysis of Hydro-Mechanical Transmission System using Field Load Data

Jeong-Gil Kim*, Dong-Keun Lee*, Joo-Young Oh**, Ju-Seok Nam***,****, #

*Smart Agricultural Machinery R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology

**Safety System R&D Group, Korea Institute of Industrial Technology

***Department of Biosystems Engineering, Kangwon National University

****Interdisciplinary Program in Smart Agriculture, Kangwon National University

(Received 15 March 2021; received in revised form 01 April 2021; accepted 07 April 2021)

ABSTRACT

A tractor is an agricultural machine that performs farm work, such as cultivation, soil preparation, loading, bailing, and transporting, through attached working implements. Farm work must be carried out on time per the growing season of crops. As a result, the reliability of a tractor's transmission is vital. Ideally, the transmission's design should reflect the actual load during agricultural work; however, configuring such a measurement system is time- and cost-intensive. The design and analysis of a transmission are, therefore, mainly performed by empirical methods. In this study, a tractor with a measurement system was used to measure the actual working load in the field. Its hydro-mechanical transmission was then analyzed using the measured load. It was found that the velocity factor, load distribution factor, lubrication factor, roughness factor, relative notch sensitivity factor, and life factor affect the gear strength of the transmission. Also, loading conditions have a significant influence on the reliability of the transmission. It is believed that transmission reliability can be enhanced by analyzing the actual load on the transmission, as performed in this study.

Key Words : Field Load(필드 부하), Rated Load(정격 부하), Safety Factor(안전 계수), Hydro Mechanical Transmission System(정유압 기계식 변속시스템)

1. 서 론

트랙터는 다양한 작업기를 부착하여 경운, 정지, 로

더, 베일러, 운반 작업과 같은 농작업을 수행할 수 있는 농기계로써 농작물의 생육 시기에 맞추어 적기에 작업을 수행하는 것이 중요하다. 특히, 원활한 농작업을 위해서는 트랙터 부품 중 변속기의 신뢰성 확보가 필수적인 요소이다. 변속기는 엔진의 고속 저토크 동력을 농작업에 적합한 저속 고토크 동

Corresponding Author : njsg1218@kangwon.ac.kr

Tel: +82-33-250-6497, Fax: +82-33-259-5561

력으로 변환시켜주는 핵심 동력전달요소이다. 엔진 동력은 변속기를 거쳐서 바퀴 및 PTO(Power Take-Off)로 전달되어 운전자가 원하는 작업 속도를 맞춰주고 로터베이터, 베일러 등의 작업기에 적합한 회전동력을 공급해준다.

작업환경이 불균일하며 큰 변동부하를 받는 농작업의 특성상 변속기 내부의 동력 흐름 및 소요 동력의 변화가 크며 이는 변속기의 소음 진동^[1] 및 수명에 영향을 미친다. 특히 작업 부하는 토양조건에 큰 영향을 받으므로^[2] 신뢰성 있는 변속기 설계를 위해서는 다양한 조건에서 실제 농작업 부하를 계측하고 그를 반영하여야 한다. 그러나 부하 계측을 위한 시스템 구성에 많은 시간과 비용이 소요되므로 주로 경험적으로 부하수준을 가정하여 변속기의 설계 및 해석을 수행하고 있는 실정이다.

부하 계측 및 분석 연구에서 Kim 등 (2012)은 엔진식 트랙터를 전기식 트랙터로 변경하기 위하여 다양한 농작업 조건에서 엔진식 트랙터의 작업 부하 특성을 분석하고 결과를 토대로 전기식 트랙터에서는 2단 감속기 장착이 유리함을 보였다^[3]. Kim 등 (2011)은 하이브리드 트랙터 개발을 위하여 트랙터의 주작업을 선정하고 30kW급 계측형 트랙터 시스템을 구축하여 동력전달요소와 유압장치의 부하 및 소요 동력을 분석하였다^[4]. 계측 결과, 작업 부하는 플라우 경운 작업에서 가장 컸고 로타리 경운 작업, 로더 작업이 뒤를 이었으며 소요 동력은 차축(39%)에서 가장 컸고 PTO(37.5%), 주 유압장치(16.4%), 보조유압 장치(7.1%)가 뒤를 이었다.

시스템 설계 및 해석 연구에서 Park 등 (2016)은 정유압 유닛(HSU: Hydrostatic unit)의 사판각 변화에 따라 무단변속기의 동력 흐름을 확인하기 위하여 네트워크 해석 기법을 활용하여 각 구성 부품(기어, 펌프, 모터 등)에 인가되는 토크 및 회전수를 확인하였으며, 상용 해석프로그램을 이용하여 검증하였다^[5]. Park 등 (2018)은 정유압기계식 변속기(HMT: Hydro-mechanical transmission) 시뮬레이션 모델을 활용하여 유성기어트레인의 캐리어 핀홀 위치 오차를 변화시키면서 유성기어간의 하중 분할을 해석하였다^[6]. 이를 통해 캐리어의 핀홀 위치 오차 감소, 입력 토크 증가가 유성기어간의 하중 분할 특성을 향상시킴을 보였다. Baek 등 (2019)은 정유

압기계식 변속시스템의 유성기어트레인 모델을 활용하여 정격 부하 및 속도 조건에서 유성기어트레인의 강도를 해석하였다^[7]. Lee 등 (2020)은 소형 전 기자동차용 감속기를 설계하기 위하여 기어의 모듈과 잇수를 변화시키면서 기어의 구조 해석을 수행하였다^[8]. 이를 통해 기어의 안전계수를 만족시키는 최적의 기어제원을 선정하였다. Han 등 (2014)은 복합유성기어의 시뮬레이션 모델을 활용하여 기어 소재, 치폭을 변화시키면서 극한 조건과 관련 규격^[9]에 표기된 정격의 88% 조건에서 기어 강도를 해석하였다^[10]. 이를 통해 기어 소재 변경보다는 기어의 치폭 변화가 기어 손상을 해결하는데 효과적임을 보였다. 이상의 설계 및 해석 연구들에서는 주로 변속기의 정격 부하를 입력 부하로 사용하였다.

기존 연구들에서는 계측과 설계/해석이 연계되지 않고 별도로 수행되었다. 즉, 계측 연구는 트랙터를 이용한 농작업시 부하 및 소요 동력 수준을 데이터베이스화 하기 위한 목적으로 주로 수행되었으며, 설계 및 해석은 실제 계측된 부하를 사용하기보다는 정격 부하를 입력 부하로 활용하여 다양한 설계 인자들의 영향을 살펴보았다. 특히, 계측된 실제 농작업 부하 및 가속수명시험을 고려하여 해석을 수행한 사례는 미미한 실정이다.

본 연구에서는 계측용 트랙터를 활용하여 필드에서 실제 농작업을 수행할 때의 부하를 계측하고, 그를 활용하여 정유압기계식 변속시스템의 기어 해석을 수행하였다. 이러한 방식을 통해 신뢰성 있는 변속시스템 설계 및 해석이 가능할 것으로 판단된다.

2. 시스템 해석을 위한 부하 분석

2.1 부하 계측 시스템

트랙터 변속시스템의 실부하 계측을 위해 트랙터에 부하 계측 시스템을 장착하여 계측형 트랙터를 구성하였다. 계측형 트랙터는 동양물산의 S07모델로써 4륜 구동형이며 정격동력은 78.3 kW, 공차 중량은 3,985 kg, 크기는 4,225×2,140×2,830 mm (L×W×H)이다. 계측형 트랙터 전방에는 로더가 장착되어 있으며 엔진 출력축의 토크와 회전수는 ECU (Engine Control Units)로부터 CAN (Controller

Table 1 Specifications of measuring sensors

Item	Specification
Wheel torque meter	- Model/Company/Nation : MW_20kNm_Fu_PCM16/MANNER - Sensortelemetrie/Germany - Nominal load: 20 kN·m - Measuring range: -20 ~ 20 kN·m - Accuracy: 0.1%
Proximity sensor	- Model/Company/Nation : PRDCML30-25DN/Autonics/Korea - Response frequency: 100 Hz - Sensing distance: 25 mm
PTO torque meter	- Model/Company/Nation : MW_B_5kNm_PCM16//MANNER - Sensortelemetrie/Germany - Nominal load: 5kN·m - Measuring range: -5~5 kN·m - Maximum speed: 2,000 rpm - Accuracy: 0.1%

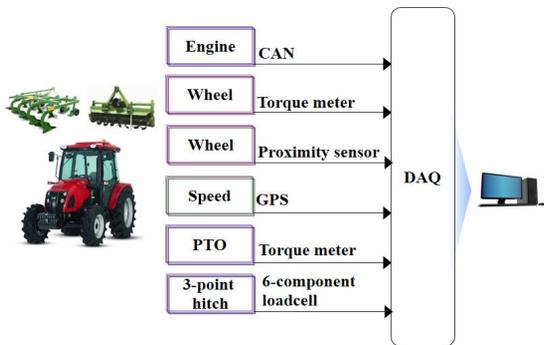


Fig. 1 Field load measurement system



Fig. 2 6-component loadcell mounted on the tractor

Area Network) 통신을 이용하여 계측하였으며, 차축의 토크와 회전수는 액슬 플랜지와 휠 사이에 토크 미터와 근접 센서를 부착하여 계측하였다. 또한 PTO축에 토크미터를 부착하여 로타리 작업 시 PTO축에 소요되는 토크와 회전수를 계측하였다. 주요 계측용 센서들의 제원은 Table 1에 나타내었다.

트랙터 후방의 3점 히치부에 육분력계^[11]를 설치하여 쟁기 작업 시 소요되는 견인력을 측정하였다. 또한 트랙터의 작업속도는 GPS (Global Positioning System)를 통하여 계측하였다. Fig. 1은 계측형 트랙터의 전체 계측시스템 구성을 나타낸 것이며, Fig. 2는 육분력계의 장착 모습을 나타낸 것이다.

2.2 부하 분석

트랙터의 실부하를 계측하기 위한 시험 포장지는 충남 서산과 청양에 위치한 밭토양으로 포장지 면적은 각각 97×55 m², 100×40 m²이다. 두 포장지의 토성은 양질사토 (Loamy sand)로 동일하며 원추관 입기를 이용하여 측정된 결과 지면으로부터 20 cm 깊이에서의 토양강도는 서산 지역 1199 kPa, 청양 지역 2682 kPa로 나타났다.

부하 분석은 트랙터를 이용한 농작업에서 가장 큰 부하가 소요되는 경운 작업을 대상으로 하였다. 경운 작업의 순서에 따라 쟁기 작업을 먼저 수행하고 그 이후 로타리 작업을 수행하였으며 쟁기는 웅진기계의 WJSP-8모델을, 로타리는 첼리의 E260 모델을 사용하였다. 사용된 쟁기와 로타리의 제원은 Table 2에 나타내었다.

트랙터의 부하 계측 시험 조건은 현지 농민이 주로 작업하는 단수를 기준으로 설정하였다. 변속 단수는 쟁기 작업은 M2-high와 M3-low를, 로타리 작업은 L3-low와 L3-high를 적용하였다. PTO를 사용하는 로타리 작업의 경우 PTO 단수는 1단과 2단을 적용하였다. Fig. 3은 로타리 작업을 수행하는 모습을 보여준다. 트랙터 전방의 로더는 가장 높은 위치까지 들어올린 상태에서 시험을 수행하였다. 각 단수별 시험은 동일한 조건에서 3회 실시하였으며 평균을 대푯값으로 사용하였다. 계측 데이터의 샘플링 주파수는 100 Hz로 설정하였다. Fig. 4는 청양에서 로타리 작업 시 계측 데이터들의 형태를 그래프로 나타낸 것이다.

Table 2 Specifications of tillage implements

Item	Specification
Plow	- Model/Company/Nation : WJSP-8/Woongjin Agriculture Machinery/Korea
	- Length×Width×Height : 2,180×2,800×1,285 mm
	- Weight : 495 kg
	- Applicable power : 110~150 hp
	- Working width : 2,800 mm
Rotavator	- Model/Company/Nation : E260/Celli/Italy
	- Length×Width×Height : 860×2,760×700 mm
	- Weight : 715 kg
	- Applicable power : 95~120 hp
	- Working width : 2,580 m



Fig. 3 Field experiment of rotary tillage

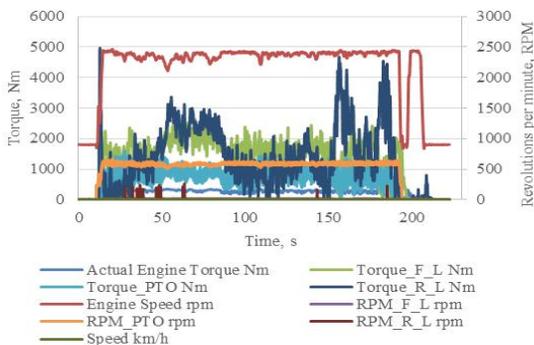


Fig. 4 Measurement data during rotary tillage

차축 및 PTO에 대한 부하 분석은 계측된 부하 데이터를 하중기간분포 (LDD : Load Duration Distribution) 방법을 사용하여 분석하였다^[12-14]. 하중 기간분포는 작용하는 하중의 크기별 빈도수 또는 작용시간분포를 나타낸 것으로 식 (1)을 이용하여 등가하중 및 등가회전수를 도출할 수 있다^[14].

$$P_{eq} = \sqrt{\frac{\sum P_i^p \times n_i}{N}} \quad N_{eq} = \frac{1}{P_{eq}^p} \sum h_i n_i P_i^p \quad (1)$$

여기서, P_{eq} 는 여러 하중이 작용하는 것과 동일한 수명을 가지게 하는 하나의 등가하중, P_i 는 계측된 i 번째 하중의 크기, n_i 는 i 번째 하중의 빈도수 또는 작용시간, N 은 작용하는 하중들의 빈도수의 총합 또는 작용시간의 총합, p 는 피로손상지수, h_i 는 총 작용시간 또는 빈도수에 대한 i 번째 하중의 작용시간비 또는 빈도수비이다.

쟁기작업의 견인동력은 육분력계에서 계측된 견인부하와 작업속도를 이용하여 식 (2)로써 산출하였다^[11].

$$H_d = P_h \times S \times \left(\frac{9.81}{3600} \right) \quad (2)$$

여기서, H_d 는 견인동력 [kW], P_h 는 육분력계에서 계측된 견인하중 [kgf], S 는 작업속도 [km/h]이다.

Table 3은 식 (1)과 (2)를 활용하여 실제 농작업시 계측된 트랙터의 소요동력을 나타낸 것으로 지역 (서산 지역 S표기, 청양 지역 C표기)과 작업 종류 (쟁기작업 Plow표기, 로타리작업 Rotary표기), 동력 전달요소별 소요동력을 나타낸 것이다. 여기서, PTO와 차축 소요동력은 하중 기간 분포로부터 도출된 등가토크와 등가회전수를 곱하여 결정하였다^[15].

서산 지역의 쟁기 작업에서의 엔진 소요동력은 정격동력 대비 69.2%로 나타났다. 엔진 소요동력 대비 전차축 동력은 30.35%, 후차축 동력은 40.63%, 견인동력은 23.54%로 나타났다. 로타리 작업에서 엔진 소요동력은 정격동력 대비 81.25%로 나타났다. 엔진의 소요동력 대비 전차축 동력은 6.31%, 후차축 동력은 6.13%, PTO 동력은 80.2%로 나타났다.

또한 청양 지역의 쟁기 작업에서의 엔진 소요동

력은 정격동력 대비 63.96%로 나타났다. 엔진 소요 동력 대비 전차축 동력은 21.35%, 후차축 동력은 41.79%, 견인동력은 34.65%로 나타났다. 로타리 작업에서의 엔진 소요동력은 정격동력 대비 80.91%로 나타났다. 엔진 소요동력 대비 전차축 동력은 6.09%, 후차축 동력은 6.77%, PTO 동력은 74.67%로 나타났다. 쟁기 작업에서는 차축 소요동력이 작업 기 견인에 소요되는 동력보다 높은 것으로 나타났다. 또한 토양강도가 높은 청양 지역이 서산 지역에 비해 작업기 견인에 더 많은 동력이 소요되는 것으로 나타났다.

엔진 소요동력 대비 로타리 작업의 동력 비율은 서산 지역에서는 PTO가 80.2%, 차축이 12.44%를, 청양 지역에서 PTO가 74.67%, 차축이 12.86%를 차지해 로타리 작업에서는 PTO의 소요동력이 차축 소요동력보다 높은 것으로 나타났다. 이는 쟁기 작업에서는 쟁기날이 토양 속으로 삽입된 상태에서 끌고 가는 방식으로 토양을 경운하므로 쟁기를 견인해 주기 위한 차축 동력이 많이 소요되는 반면, 로타리 작업의 경우 PTO축의 회전을 통해 경운날

을 회전시켜 토양을 경운하므로 PTO 동력이 많이 소요되는 것으로 판단된다.

엔진 소요 동력 대비 전차축과 후차축의 소요동력 차이는 쟁기 작업의 경우 지역에 따라 10.28%, 20.44%, 로타리 작업의 경우 지역에 따라 0.18%, 0.68%로 나타나 쟁기 작업에서 전차축과 후차축의 소요동력의 차이가 상대적으로 큰 것으로 나타났다. 또한, 엔진 소요 동력은 쟁기 작업보다 로타리 작업에서 더 높은 것으로 나타났으며 이는 기존의 연구 결과와 일치한다^[14].

트랙터의 정격 동력 78.3 kW 기준으로 변속시스템에서 소요되는 실동력인 후차축, PTO, 견인동력을 활용하여 변속시스템의 해석을 수행하였다.

3. 정유압기계식 변속시스템 해석

3.1 시뮬레이션 모델

해석 대상은 정유압기계식 변속시스템으로 가변형 유압펌프와 고정형 유압모터로 구성된 유압 구동부 (Pump-Motor part), 유성기어트레인으로 구성된 기계 구동부 (PGT part), 전진 3단 후진 1단의 기어열로 구성된 부변속부 (Sub. shift part) 및 구동부인 차축 (Rear axle part)으로 이루어져 있다. 대상 시스템의 형상은 Fig. 5에 나타내었다.

Fig. 6은 정유압기계식 변속시스템의 동력 흐름을 보여준다. 엔진 동력과 유압 구동부의 동력을 이용하여 작동하며, 유압 구동부에서 기계 구동부로 전달된 동력은 유성기어트레인과 기어를 통하여 부변속부로 전달되고, 부변속부로 전달된 동력은 부변속부 기어열을 통하여 최종적으로 차축으로 전달된다. 그림에서 z는 스피어 기어나 헬리컬기어, b는 베벨기어, 하첨자 s, p, r은 유성기어트레인의 선기어, 유성기어, 링기어를 의미하며, 하첨자 숫자는 기어의 번호를 나타낸 것이다.

Fig. 7은 기계 구동부의 유성기어트레인 구조를 보여준다. 엔진 동력은 가변형 유압펌프와 기어를 통해 유성기어트레인의 1단 링기어(z_{r1})로 전달되며, 동시에 고정형 유압모터와 기어를 통해 유성기어트레인의 1단 선기어(z_{s1})로 동력이 전달된다. 유성기어트레인은 1단 유성기어트레인의 유성기어(z_{p1})와

Table 3 Field load measurement result

		S Plow	S Rotary	C Plow	C Rotary
Engine	Torque, N·m	308.1	275.8	249.6	281.6
	Speed, RPM	1679.4	2202.5	1915.9	2148.4
	Power, kW	54.2	63.6	50.1	63.4
Front axle	Torque, N·m	3625.3	1817.1	2188.0	1807.8
	Speed, RPM	21.7	10.6	23.3	10.2
	Power, kW	16.4	4.0	10.7	3.9
Rear axle	Torque, N·m	6808.3	2483.5	5964.1	2549.9
	Speed, RPM	15.4	7.5	16.8	16.1
	Power, kW	22.0	3.9	20.9	4.3
PTO shaft	Torque, N·m	-	941.7	-	950.3
	Speed, RPM	-	517.4	-	475.4
	Power, kW	-	51.0	-	47.3
Traction	Load, kgf	1294.1	-	1615.1	-
	speed, km/h	3.6	2.2	3.9	2.0
	Power, kW	12.8	-	17.4	-

2단 유성기어(z_{p2})가 동축상에 위치하며, 2단 유성기어(z_{p2})는 위상 차이에 의해 아이들 유성기어(z_{p2i})와 맞물린다. 이 때 아이들 유성기어(z_{p2i})와 동축상에 위치한 3단 유성기어트레인의 유성기어(z_{p3})로 동력이 전달된다. 내부 클러치를 제어하여 3단 유성기어트레인의 유성기어는 링기어(z_{r3})와 물리는 경우 부변속부 1단에, 선기어(z_{s3})와 물리는 경우 부변속부 2단에, 유성캐리어(c)와 물리는 경우 부변속부 3단에 동력을 전달된다.

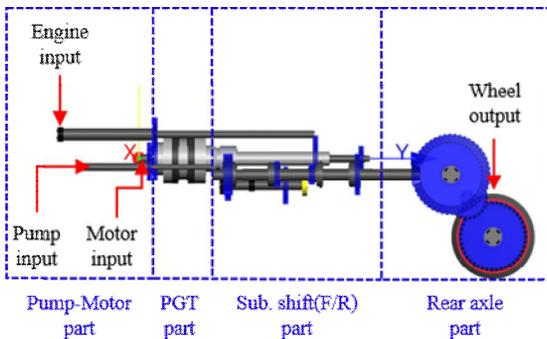


Fig. 5 Configuration of hydro-mechanical transmission

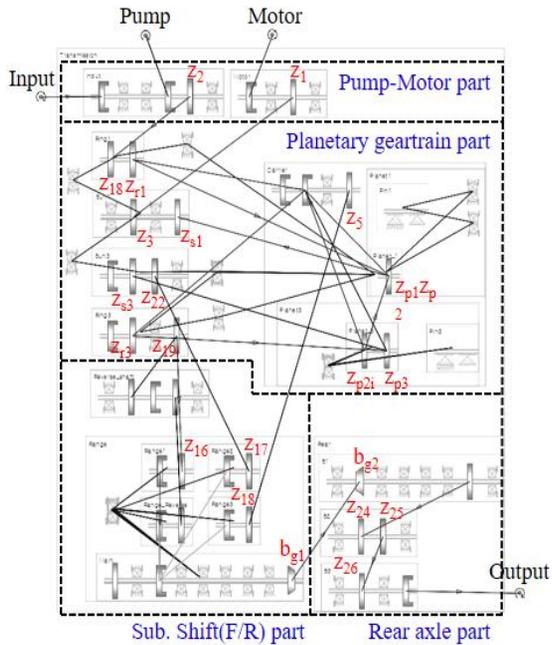


Fig. 6 Power flow of hydro-mechanical transmission

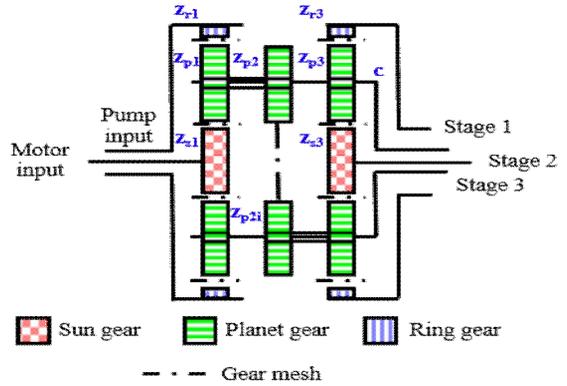


Fig. 7 Structure of planetary geartrain (PGT)

3.2 시스템 해석

정유압기계식 변속시스템 시뮬레이션 모델을 활용하여 예측된 필드 부하와 설계 수명을 반영한 조건 (case 1)과 정격 부하와 가속 계수를 반영한 조건 (case 2)에서 해석을 수행하였다. Table 4와 5에 각 해석 조건을 나타내었다. 정유압기계식 변속시스템의 설계 수명은 B_{10} 5,000시간이며, Table 5에 표기된 가속 계수를 반영한 수명은 변속시스템의 설계 수명, 신뢰 수준, 시료수, 불신뢰도, 형상모수, 가속 지수, 등가토크, 등가회전수를 이용하여 계산하였다^[13, 16]. 이 때 적용된 가속 계수는 45.64이며, 무고장 시험 시간 13,979.2시간을 기준으로 단수별 사용 비율을 고려하였다. 여기서, 사용 비율은 Kim 등 (2011)^[17]의 연구 결과를 참고하여 동급 트랙터의 사용 비율 및 제조업체에서 제공받은 변속시스템의 단수별 사용 비율을 고려하여 결정하였다. 변속시스템의 후진 모드는 사용 비율 및 부하율이 작으므로 후진 모드의 비율을 전진 1단에 수명을 반영하여 해석을 수행하였다. 또한 기존 문헌^[18, 19]에서 변속시스템의 주 고장모드는 기어의 손상으로 나타났으며 이를 고려하기 위하여 기어의 강도를 분석하였다. 기어 강도 평가는 ISO 6336 규격^[13]을 활용하여 기어의 이뿌리 굽힘 응력과 면압 응력에 대한 안전계수를 분석하였으며, 관련 수식은 (3) ~ (8)에 나타내었다.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{FB} K_{F\alpha} \quad (3)$$

$$\sigma_{FG} = \sigma_{Hlim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \quad (4)$$

여기서, σ_F 는 기어의 이뿌리 응력, σ_{F0} 는 공칭 이뿌리 응력, K_A 는 적용 계수, K_V 는 동하중 계수, $K_{F\beta}$ 는 이뿌리 응력에 대한 치면 하중 분포 계수, K_{Fa} 는 이뿌리 응력에 대한 정면 하중 분포 계수이다. σ_{FG} 는 기어의 이뿌리 응력 한도, σ_{Hlim} 는 공칭 굽힘 응력, Y_{ST} 는 응력 수정 계수, Y_{NT} 는 이뿌리 응력에 대한 수명 계수, $Y_{\delta relT}$ 는 재료의 상대 노치 민감도 계수, Y_{RrelT} 는 표면 거칠기의 상대 노치 민감도 계수, Y_X 는 치수 효과 계수이다.

$$\sigma_H = Z_{B,D} \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

(5)

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (6)$$

여기서, σ_H 는 기어의 접촉 응력, $Z_{B,D}$ 는 기어 물림 계수, σ_{H0} 는 피치점에서의 공칭 접촉 응력, $K_{H\beta}$ 는 접촉 응력에 대한 치면 하중 분포 계수, $K_{H\alpha}$ 는 접촉 응력에 대한 정면 하중 분포 계수이다. σ_{HG} 는 기어의 접촉 응력 한도, σ_{Hlim} 는 접촉에 대한 허용 응력, Z_{NT} 는 접촉 응력에 대한 수명 계수, Z_L 는 윤활 계수, Z_V 는 피치 선속도 계수, Z_R 는 표면 거칠기 계수, Z_W 는 가공 경화 계수, Z_X 는 치수 효과 계수이다.

$$S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (7)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$$

(8)

여기서, S_F 는 기어 이뿌리 굽힘 응력에 대한 안전 계수, S_H 는 기어 면압 응력에 대한 안전계수이다.

Table 6과 7은 기어 해석 결과로, 여기서, ‘∞’로 표기된 부분은 토크에 의한 기어의 전달 하중이 작아 안전계수가 매우 크다는 것을 의미한다. 분석 결과, case 1과 case 2에서 이뿌리 굽힘 응력에 대한 안전계수의 경우 각각 z_{25} 와 z_{26} , b_{g1} 과 b_{g2} 의 맞물림에서, 기어의 면압 응력에 대한 안전계수의 경

우 z_{23} 과 z_{24} 의 맞물림에서 가장 작은 것으로 나타났다. case 1과 case 2를 비교하였을 때 이뿌리 굽힘 응력에 대한 안전계수는 case 2, 면압 응력에 대한 안전계수는 case 1에서 더 낮게 나타났다. 이뿌리 굽힘 응력에 대한 안전계수의 최소값은 1.572, 면압 응력에 대한 안전계수의 최소값은 0.872로 나타났다. 면압 응력에 대한 안전계수가 최소인 z_{23} 과 z_{24} 기어를 기준으로 1-2단 조건에서 강도 평가 식에 표기된 계수들을 분석하여 Table 8에 나타내었다. 기어 강도 평가 시 입력 회전수의 차이에 의한 속도 계수 (Z_v), 입력 토크 차이에 의한 하중 분포 계수 ($K_{F\beta}$, K_{Fa} , $K_{H\beta}$, $K_{H\alpha}$), 선속도로 인한 치면의 온도 변화 및 윤활유 점도 변화에 의한 윤활 계수 (Z_L), 유막으로 인한 치면 거칠기 변화에 따른 거칠기 계수 (Z_R)와 상대 노치 민감도 계수 ($Y_{\delta relT}$, Y_{RrelT}), 입력 토크의 차이에 의한 수명 계수 (Y_{NT} , Z_{NT}) 등의 영향으로 인해 두 해석 조건에서 차이가 발생하였다. 또한 2개의 해석 조건을 비교하였을 때 수명 계수 (Y_{NT} , Z_{NT})가 기어 강도 평가 결과에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다.

Table 4 Analysis conditions reflecting field load and design life (Case 1)

Stage	Input speed, RPM	Input torque, Nm	Test time, hrs
1-1	1,905	37.2	1,639.3
1-2		57.9	2,102.4
2		100.8	905.8
3		100.8	352.5
Sum			5,000

Table 5 Analysis conditions reflecting rated load and acceleration factor (Case 2)

Stage	Input speed, RPM	Input torque, Nm	Test time, hrs
1-1	2,200	65	100.4
1-2		101	128.8
2		176	55.5
3		176	21.6
Sum			306.3

Table 6 Analysis results reflecting field load and design life (Case 1)

Stage	Position	Safety factor	
		Root	Flank
1-1	zp1_zr1	6.974	1.965
	zs1_zp1	6.773	1.480
	zp2_zp2i	6.044	1.305
	zp3_zr3	9.794	2.400
	zs3_zp3	∞	∞
	z23_z24	1.935	0.905
	z25_z26	1.534	1.056
	z19_z16	3.637	1.454
	z1_z3	5.152	1.683
	z22_z17	∞	∞
	z2_z18	4.957	1.720
	z5_z18	∞	∞
	bg1_bg2	1.566	1.358
	1-2	zp1_zr1	7.625
zs1_zp1		7.196	1.505
zp2_zp2i		6.703	1.352
zp3_zr3		10.586	2.445
zs3_zp3		∞	∞
z23_z24		2.098	0.872
z25_z26		1.552	1.021
z19_z16		3.735	1.464
z1_z3		5.236	1.644
z22_z17		∞	∞
z2_z18		5.301	1.764
z5_z18		∞	∞
bg1_bg2		1.660	1.394
2		zp1_zr1	4.821
	zs1_zp1	-	-
	zp2_zp2i	3.799	1.066
	zp3_zr3	∞	∞
	zs3_zp3	8.368	1.609
	z23_z24	2.274	0.917
	z25_z26	1.703	1.075
	z19_z16	∞	∞
	z1_z3	-	-
	z22_z17	2.820	1.270
	z2_z18	3.213	1.414
	z5_z18	∞	∞
	bg1_bg2	1.745	1.481
	3	zp1_zr1	4.912
zs1_zp1		-	-
zp2_zp2i		∞	∞

zp3_zr3	∞	∞
zs3_zp3	∞	∞
z23_z24	3.396	1.134
z25_z26	2.686	1.351
z19_z16	∞	∞
z1_z3	-	-
z22_z17	∞	∞
z2_z18	3.274	1.474
z5_z18	2.902	1.205
bg1_bg2	2.299	1.990

Table 7 Analysis results reflecting rated load and acceleration factor (Case 2)

Stage	Position	Safety factor	
		Root	Flank
1-1	zp1_zr1	5.291	2.010
	zs1_zp1	4.823	1.570
	zp2_zp2i	4.578	1.323
	zp3_zr3	7.117	2.688
	zs3_zp3	∞	∞
	z23_z24	1.572	0.962
	z25_z26	1.321	1.119
	z19_z16	2.929	1.595
	z1_z3	3.725	1.838
	z22_z17	∞	∞
	z2_z18	3.683	1.735
	z5_z18	∞	∞
	bg1_bg2	1.181	1.316
	1-2	zp1_zr1	5.935
zs1_zp1		5.167	1.510
zp2_zp2i		5.150	1.384
zp3_zr3		7.810	2.728
zs3_zp3		∞	∞
z23_z24		1.636	0.943
z25_z26		1.356	1.089
z19_z16		2.880	1.517
z1_z3		3.685	1.737
z22_z17		∞	∞
z2_z18		3.982	1.762
z5_z18		∞	∞
bg1_bg2		1.240	1.306
2		zp1_zr1	3.642
	zs1_zp1	-	-
	zp2_zp2i	2.977	1.105
	zp3_zr3	∞	∞

3	zs3_zp3	5.665	1.494
	z23_z24	1.807	0.996
	z25_z26	1.505	1.151
	z19_z16	∞	∞
	z1_z3	-	-
	z22_z17	2.331	1.356
	z2_z18	2.684	1.513
	z5_z18	∞	∞
	bg1_bg2	1.327	1.377
	zp1_zr1	3.711	1.976
	zs1_zp1	-	-
	zp2_zp2i	∞	∞
	zp3_zr3	∞	∞
	zs3_zp3	∞	∞
	z23_z24	2.984	1.284
	z25_z26	2.566	1.507
	z19_z16	∞	∞
	z1_z3	-	-
	z22_z17	∞	∞
z2_z18	2.823	1.649	
z5_z18	2.527	1.364	
bg1_bg2	1.898	1.899	

1. 엔진동력이 각 요소로 전달될 때 쟁기 작업에서는 차축에서 소요되는 동력이, 로타리 작업에서는 PTO에서 소요되는 동력이 높은 것으로 나타났다.
2. 두 해석 조건을 비교하였을 때, 기어 강도 평가 시 속도 계수, 하중 분포 계수, 윤활 계수, 거칠기 계수, 상대 노치 민감도 계수, 수명 계수가 영향을 미치는 것으로 나타났다.
3. 두 개의 해석 조건 중 기어의 굽힘 강도는 case 2, 면압 강도는 case 1이 더 가혹한 환경임을 확인하였으며, 이는 기어 강도 평가 시 수명 계수의 영향이 크다는 것을 의미한다. 또한 기어 치면의 강도가 정유압기계식 변속시스템의 내구성에 영향을 미치는 것으로 나타났다.
4. 두 개의 해석 조건이 굽힘 강도와 면압 강도에 서로 다른 영향을 미치므로 신뢰성 있는 변속시스템 설계를 위해서는 실부하와 가속계수를 모두 고려한 조건에서 설계해야 한다.

후 기

본 논문은 뿌리·농기계 밀착형 기술개발지원사업 “부하 분석 및 구조 해석을 통한 토양경운 작업폭 조절 가변쟁기 개발(과제번호: IZ210032)”과제와 농림축산식품부의 재원으로 농림식품기술기획평가원의 농식품기술융합창의인재양성사업의 지원을 받아 연구되었음(과제번호: 3200014).

REFERENCES

1. Kim, B. S., Han, H. W. and Park, Y. J., “Experimental Analysis of Noise Characteristics of Electric Agricultural Utility Terrain Vehicle Gearbox,” Journal of Biosystems Engineering, Vol. 45, No. 4, pp. 432-439, 2020.
2. Okyere, F. G., Qasim, W., Basak, J. K., Khan, F., Lee, Y. J., Park, J. H., Arulmozhi, E., Yoon, Y. C., Kang, D. S. and Kim, H. T., “Analysis of Draft Force Requirement of a Compact Disc Harrow and Model Development for Future

Table 8 Factors affecting the gear safety factor in 1-2 stage conditions

Factor	Case 1	Case 2	Factor	Case 1	Case 2
$K_{F\beta}$	1.113	1.067	$K_{H\beta}$	1.150	1.088
K_{Fa}	1.109	1.001	K_{Ha}	1.109	1.001
Y_{NT}	0.966	1.113	Z_{NT}	1.087	1.328
$Y_{\delta relT}$	0.994	0.973	Z_L	0.943	0.972
Y_{RrelT}	0.957	0.962	Z_V	0.955	0.979
			Z_R	0.966	0.983

4. 결 론

본 연구에서는 필드에서 계측형 트랙터를 활용하여 실부하를 계측하고, 부하 분석을 수행하였다. 부하 분석 결과를 활용하여 변속시스템의 필드 부하와 설계 수명을 반영한 조건 (case 1)과 정격 부하와 가속 계수를 반영한 수명 조건 (case 2)에서 정유압기계식 변속시스템의 해석을 수행하였다. 이를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- Predictions,” *Journal of Biosystems Engineering*, Vol. 44, No. 2, pp. 47~56, 2019.
3. Kim, J. Y. and Park, Y. I., “Analysis of Agricultural Working Load Experiments for Reduction Gear Ratio Design of an Electric Tractor Powertrain,” *Transactions of KSAE*, Vol. 20, No. 5, pp. 138~144, 2012.
 4. Kim, Y. J., Chung, S. O., Park, S. J. and Choi, C. H., “Analysis of Power Requirement of Agricultural Tractor by Major Field Operation,” *Journal of Biosystems Engineering*, Vol. 36, No. 2, pp. 79~88, 2011.
 5. Park, Y. J., Kim, S. C. and Kim, J. G., “Analysis and verification of power transmission characteristics of the hydromechanical transmission for agricultural tractors,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 30, No. 11, pp. 5063~5072, 2016.
 6. Park, Y. J., Kim, J. G. and Lee, G. H., “Characteristic Analysis of Planetary Gear Set of Hydromechanical Transmission System of Agricultural Tractors,” *Journal of Biosystems Engineering*, Vol. 41, No. 3, pp. 145~152, 2016.
 7. Baek, S. M., Kim, T. B., Choi, C. H. and Kim, Y. J., “Development of simulation model for compound planetary gear of hydraulic mechanical transmission,” *Proceedings of KSME Autumn Conference*, pp. 43~44, 2019.
 8. Lee, J. G., Kim, S. H., Han, S. G., Shin, Y. I. and Song, C. K., “Design of a Reducer Gear for Small Electric Vehicles,” *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 19, No. 9, pp. 116~121, 2020.
 9. Agency for Technology and standards, “Track Drive Unit for Mini Excavator,” RS B 0095, 2005.
 10. Han, S. G., Shin, Y. I., Yoon, C. H. and Song, C. K., “Strength and Durability Analysis of the Double Planetary Gears,” *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 13, No. 5, pp. 28~34, 2014.
 11. Koo, Y. M., Hong, J. G., Han, J. W. and Ha, Y. S., “Operating Power and Draft Performance of an Integrated Tractor Implement for Flat Ridge Preparation,” *Journal of Agriculture & Life Science*, Vol. 52, No. 4, pp. 137-150, 2018.
 12. International Electrotechnical Commission (IEC), “Wind Turbines-Part 4: Design Requirements for Wind Turbine Gearboxes,” IEC 61400-4, 2012.
 13. International Organization for Standardization (ISO), “Calculation of load capacity of spur and helical gears,” ISO 6336, 2007.
 14. Kim, J. G., Park, J. S., Choi, K. J., Lee, D. K., Shin, M. S., Oh, J. Y. and Nam, J. S., “Analysis of Agricultural Tractor Transmission using Actual Farm Work Load,” *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers*, Vol. 19, No. 11, pp. 42~48, 2020.
 15. Lim, S. J., Kwon, H. J., Kang, Y. S., Lee, P. U., Kim, T. J., Kim, Y. J. and Kim, Y. S., “Power Analysis of a 3-kW Class Motor-Driven Multipurpose Walking-Type Transplanter,” *Journal of Biosystems Engineering*, Vol. 44, No. 3, pp. 135~145, 2019.
 16. Reliability in Automotive and Mechanical Engineering, Bernd Bertsche, Springer, 2008.
 17. Kim, Y. J., Chung, S. O., Park, S. J., Choi, C. H., “Analysis of Power Requirement of Agricultural Tractor by Major Field Operation,” *Journal of Biosystems Engineering*, Vol. 36, No. 2, pp. 79-88, 2011.
 18. Agency for Technology and standards, “Transmission for Agriculture Tractor,” RS B 0007, 2001.
 19. Agency for Technology and standards, “Hydro Mechanical Transmission for Agriculture Tractor,” RS KIMM 2013 0180, 2013.