

실 작업 부하를 이용한 로타베이터 기어박스의 강도 평가와 치면 접촉 패턴 해석

김정길*, 조승제*, 이동근*, 오주영**, 신민석**, 박영준***,****,*****,#

*한국생산기술연구원 지능형농기계연구그룹, **한국생산기술연구원 안전시스템연구그룹, ***서울대학교 바이오시스템공학과, ****서울대학교 농업생명과학연구원, *****서울대학교 융합전공 글로벌 스마트팜

Gear Rating and Contact Pattern Analysis for Rotavator Gearbox Using Actual Working Load

Jeong-Gil Kim*, Seung-Je Cho*, Dong-Keun Lee*, Joo-Young Oh**, Min-Seok Shin**,
Young-Jun Park****,*****,#

*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, Seoul National University

****Research Institute of Agriculture and Life Sciences, Seoul National University

*****Convergence Major in Global Smart Farm, Seoul National University

(Received 21 April 2021; received in revised form 25 April 2021; accepted 27 April 2021)

ABSTRACT

The rotavator is attached to the three-point hitch at the rear of a tractor and uses the power take-off strength of the tractor to perform soil harrowing. During operation, the power transmitted to the gearbox of the rotavator varies with the soil characteristics and depth. These properties influence the reliability of the gearbox. In this study, actual load measurements and analyses were performed using a rotavator. In addition, the safety factor and fatigue life of the gearbox components were determined using the analysis results. Through analysis and tests, the contact pattern of the gear tooth surface was identified. The input power values of the gearbox were minimum and maximum at 54.5% and 84.5% of the tractor power, respectively. Based on the actual load analysis results, the strength and fatigue life of the gearbox components were satisfied. In addition, through the analysis and testing of the gear contact pattern, it was confirmed that a similar contact occurred. Through the analysis, the magnitude of the load acting on the tooth surface of the gear was confirmed.

Key Words : Rotavator(로타베이터), Actual Load(실부하), Tooth Contact(기어 접촉)

1. 서 론

Corresponding Author : yjpark95@snu.ac.kr

Tel: +82-02-880-4602, Fax: +82-02-873-2049

로타베이터는 트랙터 후방의 3점 히치부에 부착되며, 트랙터의 PTO(Power Take Off) 동력을 이용하여 쉘토 작업을 수행하는 부속작업기이다. 쉘토

작업 시 토양 강도, 토성(soil texture), 함수율(moisture content), 경심 등의 영향으로 로타베이터의 기어박스로 전달되는 동력이 변화되며, 이는 기어박스의 기어 강도 및 치면의 하중 분포에 영향을 미친다.

이전 연구에서 Kim 등은 트랙터 변속기의 설계를 위하여 각 작업별 소요 동력을 측정하여 변속기를 구성하는 부품별 소요 동력을 분석하였다¹⁻³⁾. 또한, Kim은 트랙터를 이용한 로타리 작업 시, 작업 속도보다는 PTO의 회전수 변화가 작업 부하에 더 큰 영향을 미치는 것을 시험으로 확인하였다⁴⁾. Kim 등은 트랙터에 쟁기를 장착하고 필드 부하를 계측하여 주변속부의 기어에 작용하는 등가 토크와 최대 토크를 분석하였으며, 이 토크를 이용하여 기어의 강도를 평가하였다. 분석 결과, 엔진의 최대 토크가 실제 작업보다는 높은 토크로 과설계를 유발할 수 있음을 보였다⁵⁾. Back 등은 정유압 기계식 변속기를 구성하는 유성기어트레인 시뮬레이션 모델을 활용하여 엔진의 정격 조건 또는 최대 토크 조건에서 기어의 안전 계수를 확인하였다⁶⁻⁸⁾. 또한, Kim 등은 트랙터 변속기의 필드 부하를 계측하고 분석하여 등가 하중을 도출하였으며, 이 등가 하중으로 변속기를 구성하는 부품의 강도와 수명을 평가하였다⁹⁾.

대부분의 이전 연구들은 트랙터 변속기의 설계 하중을 도출하기 위하여 실부하를 계측하였으며, 계측된 부하 데이터를 이용하여 변속기 기어의 강도와 수명을 평가하였다. 그러나 트랙터에 부착되어 농작업에 이용되는 부속작업기(쟁기, 로타베이터 등)에 대한 실부하 계측 및 이를 이용한 강도 평가 연구는 미비한 실정이다.

본 연구의 목적은 계측된 실부하를 이용하여 로타베이터 기어박스 구성품의 안전계수와 수명을 예측하는 것이다. 로타베이터에 입력되는 토크와 회전수를 확보하기 위하여 트랙터에 PTO 토크미터를 설치하였으며, 계측된 데이터를 이용하여 기어박스 구성품의 안전계수와 수명을 평가하였다. 또한, 시험과 해석을 이용하여 기어 치면의 접촉 패턴을 확인하였다.

2. 로타베이터의 실부하 계측 및 분석

2.1 실부하 계측 시스템 구성

로타베이터의 실부하 계측을 위한 트랙터로 동양물산의 TX58모델을 사용하였으며, 이 트랙터는 엔진의 정격 출력은 42kW, 정격 회전수는 2,200rpm, 본체의 크기는 3,695×1,840×2,560mm(L×W×H), 공차중량은 2,615kg, 로터와 로타베이터를 장착한 상태의 중량은 3,754kg이며, PTO는 3단(엔진의 정격 회전수에서 단수별 회전수는 1단 540rpm, 2단 750rpm, 3단 1,000rpm)으로 구성되어 있다. 트랙터의 전방에는 로터를 장착하였으며, 로터를 장착한 상태에서의 트랙터 중량은 3,294kg이었다. 트랙터의 후방에는 로타베이터의 실부하를 계측하기 위한 PTO 토크미터를 PTO축에 설치하였다. PTO 토크미터는 로타베이터의 기어박스에 인가되는 토크 및 회전수를 측정하는 센서로, 독일 MANNER사 제품으로 모델명은 MW B-5kN·m-PCMI6, 토크 측정 범위는 정방향 5kN·m, 역방향 -5kN·m, 최대 회전수는 2,000rpm이다. PTO 토크미터의 후방에는 로타베이터가 위치한다. 로타베이터는 그린맥스사 제품으로 모델명은 NA 185이며, 작업기의 크기는 900×2,050×1,060mm(L×W×H), 중량은 460kg, 경운폭은 1,800mm이다. 트랙터의 캐빈 내부 운전석 후방에는 실시간 데이터를 저장하기 위한 계측 시스템(DAS:Data Acquisition System)을 설치하였으며, 오스트리아 Gantner instrumnts사 제품으로 모델명은 Q. brixx이다. Fig. 1은 로타베이터의 실부하 계측을 위한 시스템 구성을 나타낸 것이다.

2.2 실부하 분석

로타베이터의 실부하 계측을 위한 시험 포장의 위치는 전북 김제로, 시험 포장의 면적은 약 3,385m²이다. 로타베이터의 실부하 계측을 위한 시험 조건은 트랙터 변속기의 변속 단수와 현지 농민의 농작업 속도(작업속도 2~5 km/h)를 기준으로 선정하였다. 선정된 작업 단수는 변속기의 주/부 변속을 기준으로 L3, L4, M1, M2이며, L3와 L4에서는 PTO 1, 2, 3단, M1과 M2에서는 PTO 1, 2단 조합으

로 구성하였다. 시험 조건은 총 10세트이며, 2회 반복 시험을 수행하였다. Fig. 2는 로타베이터를 이용하여 실제 농작업을 수행하는 모습을 나타내었다.

로타베이터의 실부하 분석은 LDD(load duration distribution) 방법을 이용하였으며, 관련 수식은 (1), (2)에 나타내었다⁹⁾. 또한, LDD에는 2회 반복 시험 결과에 대한 평균값을 이용하였다.

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

$$N_{eq} = \frac{1}{P_{eq}^p} \sum h_i n_i P_i^p \quad (2)$$

여기서, P_{eq} 는 계측 데이터의 등가 하중, P_i 는 i 번째 하중의 크기, n_i 는 i 번째 회전수, N 은 회전수의 총합, p 는 피로손상지수, N_{eq} 는 계측 데이터의 등가 회전수, h_i 는 i 번째 하중의 작용시간이다.

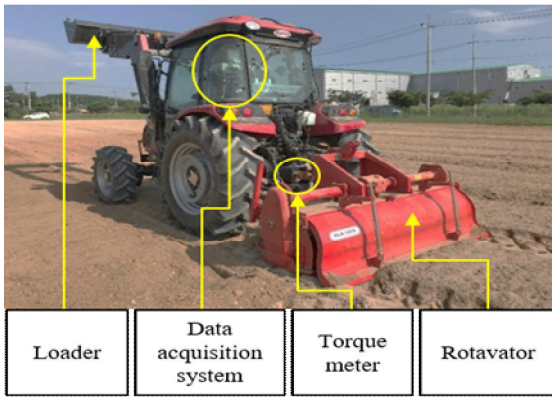


Fig. 1 System configuration for actual load measurement



Fig. 2 Actual work using rotavator

LDD를 이용한 실부하 분석 결과는 Fig. 3과 Table 1에 나타내었다. 분석 결과에서 등가 토크는 376~511Nm로 나타났으며, 변속 단수 기준으로 M2-PTO 2에서 가장 높은 평균 토크가 계측되었다. 변속 단수 L3, L4에서는 PTO 단수가 증가하여도 토크는 일정한 경향성을 보이며, 변속 단수 M1, M2에서는 PTO 단수가 증가함에 따라 토크가 증가하는 경향성을 보였다. 또한 엔진의 회전수가 감소함에 따라 엔진의 토크는 증가하는 경향성을 보였다. 이는 실부하 계측 시 큰 부하에 의해 엔진의 최대 회전수가 떨어지면서 엔진의 성능 곡선에서 최대 토크가 발생하는 구간에 근접하여 토크가 증가하는 것으로 판단된다. PTO축의 회전수는 PTO 1에서 553~556 rpm, PTO 2에서 721~723 rpm, PTO 3에서 822~829 rpm으로 나타났다. 엔진의 정격 회전수 2,200 rpm 기준으로 보았을 때 PTO 1에서 540 rpm, PTO 2에서 750 rpm, PTO 3에서 1,000 rpm이 기준 회전수이며, 실부하 계측 시에는 PTO 1에서 엔진 정격회전수보다 높은 회전수에서 로타리 작업이 수행되었다. 이를 통해 PTO 2, 3에서는 엔진의 정격회전수보다 낮은 회전수에서 작업이 수행되었음을 알 수 있었다.

트랙터 엔진의 정격 동력 대비 로타베이터 기어박스에 입력되는 동력의 비율은 54.5~84.5%로

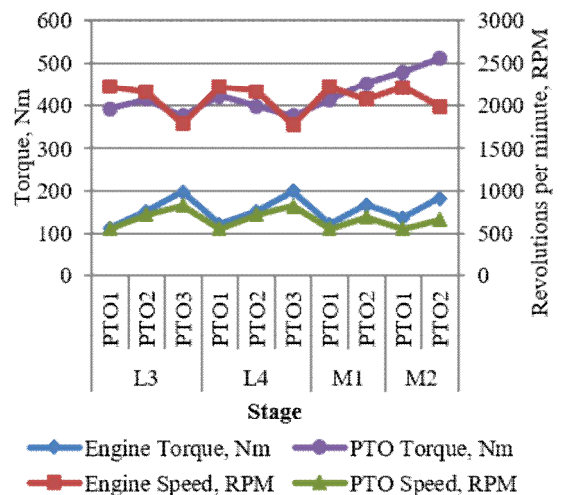


Fig. 3 Actual load measurement result graph using rotavator

Table 1 Actual load analysis result of rotary tillage

Stage		Torque, N·m	Speed, rpm	Power, kW
L3	PTO1	393	557	22.9
	PTO2	415	721	31.3
	PTO3	376	829	32.7
L4	PTO1	423	556	24.6
	PTO2	399	723	30.2
	PTO3	376	822	32.4
M1	PTO1	414	556	24.1
	PTO2	453	691	32.8
M2	PTO1	480	553	27.8
	PTO2	511	664 </td <td>35.5</td>	35.5

분석되었다. 로타베이터의 기어박스 해석은 본 분석 결과에서 PTO에 인가되는 최대 동력을 활용하여 수행하였다.

3. 로타베이터의 기어박스 해석

3.1 시뮬레이션 모델 구성

로타베이터의 기어박스는 트랙터의 PTO축으로부터 입력된 동력이 S1축의 베벨 피니언과 S2축의 베벨 기어의 물림을 통하여 S2축으로 전달되며, S2축의 피니언, S3축의 아이들 기어 및 S4축의 기어 물림을 통하여 경운축으로 전달되는 구조이다. Fig. 4는 로타베이터의 기어박스 형상으로 S는 축을, b는 베어링을, 숫자는 축 및 베어링의 번호로 표기하였다.

3.2 기어박스 해석

기어박스는 설계 수명 B₁₀ 1,000시간, 베벨 기어의 재질은 SNCM220, 스퍼기어의 재질은 SCM420H, 기어 정밀도 등급은 베벨기어의 경우 ISO 17485 규격^[10]기준 8등급, 스퍼기어의 경우 ISO 1328 규격^[11]기준 9등급이며, 오일은 ISO VG 150의 특성을 가진 SAE 80W90이다. 실하중 조건을 고려하였으므로 적용 계수는 1을 사용하였다.

기어박스의 기어에 대한 안전 계수 평가는 베벨기어의 경우 ISO 10300^[12]을, 스퍼기어의 경우 ISO 6336^[13]을 이용하였다. 또한, 베어링과 축은

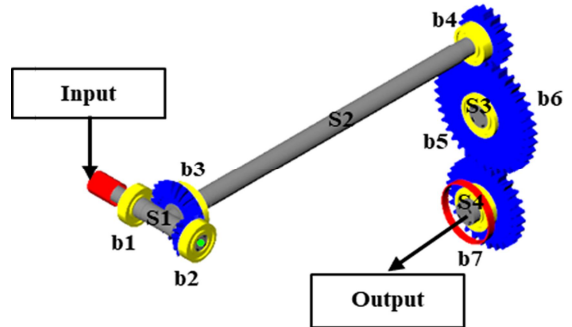


Fig. 4 Configuration of the rotorvator gearbox

각각 ISO 281^[14]과 DIN 743^[15]을 이용하여 수명과 안전 계수를 평가하였다. 식 (3)~(7)은 기어의 굽힘에 의한 안전 계수, 면압에 의한 안전 계수, 베어링의 수명, 축의 정적 하중과 피로 하중에 의한 안전 계수를 계산하기 위한 식이다^[10-15].

$$S_F = \frac{\sigma_{Flim} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X}{\sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha}} = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F} \quad (3)$$

$$S_H = \frac{\sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X}{\sigma_{H0} Z_{B,D} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}} = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \quad (4)$$

여기서, S_F 는 기어 이뿌리의 굽힘에 의한 안전 계수, σ_{Flim} 는 허용 응력, Y_{ST} 는 응력 수정 계수, Y_{NT} 는 수명 계수, $Y_{\delta relT}$ 는 상대 노치 민감도 계수, Y_{RrelT} 는 상대 치면 상태 계수, Y_X 는 치수 효과 계수, 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 계수, $K_{F\alpha}$ 는 이뿌리 응력에 대한 정면 하중 계수, σ_{FG} 는 이뿌리 응력 한도, σ_F 는 이뿌리 응력이다. 또한, S_H 는 기어 치면의 접촉에 의한 안전 계수, σ_{Hlim} 는 허용 응력, Z_{NT} 는 수명 계수, Z_L 는 윤활 계수, Z_V 는 속도 계수, Z_R 는 거칠기 계수, Z_W 는 가공 경화 계수, Z_X 는 치수 효과 계수, σ_{H0} 는 공칭 접촉 응력, $Z_{B,D}$ 는 기어 물림 계수, $K_{H\beta}$ 는 접촉 응력에 대한 치면 하중 계수, $K_{H\alpha}$ 는 접촉 응력에 대한 정면 하중 계수, σ_{HG} 는 접촉 응력 한도, σ_H 는 접촉 응력이다.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (5)$$

여기서, C 는 기본 정격 하중, P 는 동등가 하중, p 는 베어링의 피로손상지수(볼베어링 3.0, 롤러베어링 3.3)이다.

$$S_D = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zda}}{\sigma_{zADK}} + \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} \quad (6)$$

$$S_S = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{zmax}}{\sigma_{zFK}} + \frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} \quad (7)$$

여기서, S_D 는 피로 하중에 의한 안전 계수, σ_{zda} , σ_{ba} , τ_{ta} 는 외력에 의해 발생하는 응력의 진폭(인장/압축, 굽힘, 비틀림), σ_{zADK} , σ_{bADK} , τ_{tADK} 는 내구 한도의 응력 진폭(인장/압축, 굽힘, 비틀림)이며, S_S 는 정적 하중에 의한 안전 계수, σ_{zmax} , σ_{bmax} , τ_{tmax} 는 외력에 의해 발생하는 최대 응력(인장/압축, 굽힘, 비틀림), σ_{zFK} , σ_{bFK} , τ_{tFK} 는 항복 응력(인장/압축, 굽힘, 비틀림)이다.

Table 2~4는 기어박스를 구성하는 주요 부품에 대한 안전계수 및 수명을 나타낸 것이다. 기어의 굽힘에 의한 최소 안전 계수는 1.499로 S1축의 베벨 피니언, 면압에 의한 최소 안전 계수는 1.013으로 S2축의 피니언에서 나타났다. 이는 부하 분석 결과의 최대 동력을 이용하여 설계 수명 동안 기어가 작동된다는 가정 하에 보수적으로 기어 안전 계수를 예측함으로써 발생되었으며, 로타베이터의 실제 운용 기간 동안 최대 동력으로 사용되지 않으므로 문제가 없을 것으로 판단된다. 베어링의 최소 수명은 S3축의 b6베어링에서 1,343시간이 도출되었다. 이는 S2축에서 전달된 토크가 기어 잇수에 의해 감소됨으로 토크가 증가하여 베어링에 큰 하중이 전달되어 발생하였다. 그러나 로타베이터의 설계 수명을 만족하므로 실사용 조건에서는 문제가 되지 않을 것으로 판단된다. 축의 피로에 의한 최소 안전 계수는 S1축에서 1.17, 극한 하중에 의한 최소 정적 안전 계수는 1.65로 나타났다.

Table 2 Safety factor of gears

Position		Root safety factor	Flank safety factor
S1	Bevel pinion	1.499	1.018
S2	Bevel gear	1.556	1.037
	Pinion	2.499	1.013
S3	Idel gear	1.753	1.150
S4	Gear	2.508	1.302

Table 3 Fatigue life of bearings

Position		Service life, hr
S1	b1	7,210
	b2	5,925
S2	b3	44,551
	b4	16,327
S3	b5	3,228
	b6	1,343
S4	b7	13,280

Table 4 Safety factor of shafts

Position	Fatigue safety factor	Static safety factor
S1	1.17	2.02
S2	1.45	1.82
S3	∞	∞
S4	1.54	1.65

로타베이터의 기어박스 해석 결과, 최대 동력에서 구성 부품의 안전 계수 및 수명에 문제가 없음을 확인하였다.

4. 기어의 접촉 패턴

기어의 접촉 패턴은 설계 공차, 제작 및 조립에 의한 오차, 요소 부품에 작용하는 하중에 의한 변형 등에 의해 기어의 치폭 방향으로 불균일한 기어 물림이 발생하는지를 확인하는 과정으로 해석 및 시험을 통하여 확인하였다^[13].

기어 접촉 패턴 확인을 위한 해석 조건은 실무 하 분석 결과의 최대 동력을 기준으로 수행하였다. 이는 실무하 계측 시 변동 하중이 발생하며, 변동 하중에 의해 접촉 패턴이 변화되지만 최대

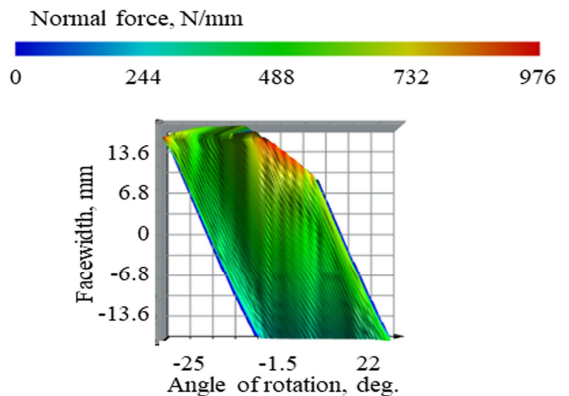
동력을 기준으로 해석을 수행하면, 요소 부품에 작용하는 최대 하중을 기준으로 최대 변형량과 최대 기어 정렬오차가 고려되기 때문에 이 조건으로 선정하였다. 또한 실부하 계측 전, 기어 치면에 염료를 도포한 후 부하 계측 완료 후에 로타베이터의 기어박스 분해를 통하여 기어의 접촉 패턴을 확인하였다. Fig. 5~7에 로타베이터 기어박스의 기어 접촉 패턴에 대하여 해석과 시험 결과를 비교하여 나타내었다. 해석 결과에서 x축은 회전각, y축은 치폭으로 나타내었다. Fig. 4에서 피니언과 기어는 총 5개이며, 기어 물림은 베벨 피니언과 베벨 기어의 물림, 평행축 피니언과 아이들 기어의 물림, 아이들 기어와 평행축 기어의 물림으로 총 3번 발생한다. 이로 인해 Fig. 5에서는 베벨 피니언, Fig. 6에서는 평행축 피니언, Fig. 7에서는 아이들 기어의 접촉 패턴을 나타내었다.

Fig. 5(a)는 베벨 피니언과 베벨 기어 물림에 의한 해석 결과로서, 최대 하중은 976 N/mm로 나타났으며, 치폭의 중간 부분을 기준으로 13.6 mm 위치에서 물림에 의해 가장 큰 하중이 발생하는 것을 확인하였다. 또한 그림에서 눈금으로 표시된 부분은 기어 치폭에서 나선각에 의해 물림이 발생하지 않는 부분이다. Fig. 5(b)는 실부하 시험을 통해 도출된 결과로 기어 치면에 작용한 하중의 크기는 확인 할 수 없으나 기어의 접촉 패턴의 형상을 확인할 수 있었다. 그림의 좌측에서 베벨 피니언의 치폭을 기준으로 빨간색 부분은 나선각에 의해 기어 물림이 발생하지 않은 부분이며, 은색 부분은 베벨 기어와 물림에 의해 염료가 제거된 상태이다. 또한 그림의 우측에서 반달 모양으로 은색 부분이 보이는데 이는 로타리 작업 중 토양 하부에 돌 또는 큰 흙덩어리에 의해 순간적으로 로타리 회전이 원활하지 못하거나, 로타리 작업 후 트랙터의 감속에 의해 로타베이터 기어박스의 감속이 발생하여 로타리 작업 시 기어 물림이 발생한 치면의 반대 치면에서 기어 물림이 발생한 것으로 판단된다.

Fig. 6(a)는 평행축 피니언과 아이들 기어 물림에 의한 해석 결과로서, 최대 하중은 842 N/mm로 나타났으며, 회전각의 -3.5° 위치에서 발생하였다. 회전각 -3.5° 근처에 빨간색으로 표기된 부분은

한 쌍의 기어 물림만이 발생하는 부분이며, 빨간색을 기준으로 좌/우측의 연두색 부분은 두 쌍의 기어 물림이 발생하는 부분이다. Fig. 6(b)는 시험 결과로 그림의 우측에 은색으로 표기된 부분이 로타리 작업 시에 피니언과 아이들 기어의 물림이 발생한 치면으로 기어의 치폭 방향에서 양쪽 끝 부분에는 기어와의 물림에 의한 유효 치폭으로 인해 물림이 발생하지 않았다. 또한 로타리 작업 후에 트랙터 감속 시 역부하에 의해 로타리 작업 중 기어 물림이 발생하는 반대 치면에서도 물림이 발생했음을 확인할 수 있었다.

Fig. 7(a)는 아이들 기어와 평행축 기어의 물림에 의한 해석 결과로서, 최대 하중은 788 N/mm로 나타났으며, 회전각의 -2.5° 위치에서 발생하였다.

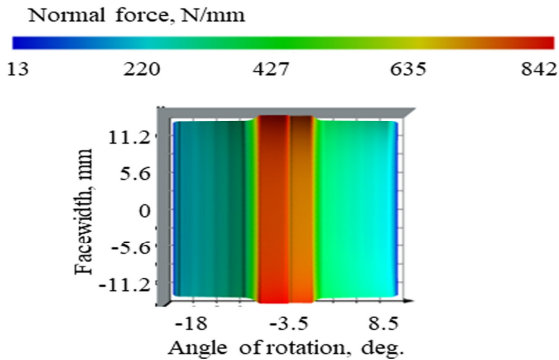


(a) Analysis result by contact of bevel pinion

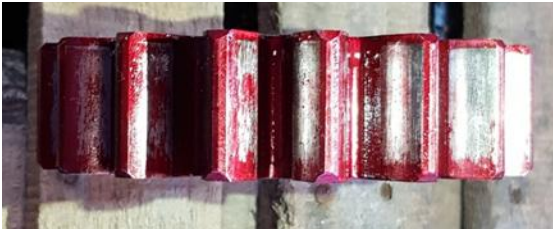


(b) Test result by contact of bevel pinion

Fig. 5 Contact pattern of bevel pinion

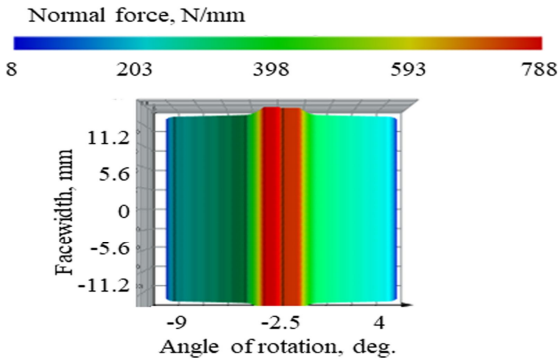


(a) Analysis result by contact of pinion



(b) Test result by contact of pinion

Fig. 6 Contact pattern of pinion



(a) Analysis result by contact of idle gear



(b) Test result by contact of idle gear

Fig. 7 Contact pattern of idle gear

Fig. 7(b)는 시험 결과로 그림의 좌측에 은색으로 표기된 부분이 로타리 작업 시에 아이들 기어와 기어의 물림이 발생한 치면으로 치폭의 중간을 기준으로 한쪽 방향으로 물림이 편중된 것을 확인할 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 농작업 시 주로 활용되는 트랙터 부착형 로타베이터를 이용하여 로타베이터 기어박스에 입력되는 실동력을 계측 및 분석하였으며, 분석 결과를 토대로 기어박스 구성 부품의 강도 및 수명을 해석하였다. 또한 해석과 시험을 통해 기어 치면의 접촉 패턴을 확인하였다. 이를 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 트랙터 엔진의 정격 동력 대비 로타베이터의 기어박스에 입력되는 동력은 최소 54.5%, 최대 84.5%로 나타났다.
2. 실부하 분석 결과를 토대로 로타베이터 기어박스의 구성 부품에 대한 강도 및 수명을 해석하였으며, 안전계수 및 수명이 설계 수명을 만족함을 확인하였다.
3. 기어 접촉 패턴에 대한 해석 결과가 시험 결과와 유사함을 확인함으로써 ISO와 DIN 규격으로 평가한 기어, 베어링 및 축의 안전계수와 수명에 대한 예측값이 신뢰할 수 있음을 확인하였다. 이와 같은 방법을 활용함으로써 보다 신뢰성 높은 기어박스 개발이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

이 논문은 2021년도 한국생산기술연구원의 ‘자율농작업을 위한 트랙터용 자동변속기 국산화 기술개발’ 사업의 지원을 받아 연구되었음. No. KITECH JA-210009

REFERENCES

1. Kim, W. S., Kim, Y. S., Kim, T. J., Park, S. U.,

- Choi, Y., Choi, I. S., Kim, Y. K. and Kim, Y. J., "Analysis of Power Requirement of 78 kW Class Agricultural Tractor According to the Major Field Operation," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers - A, Vol. 43, No. 12, pp. 911~922, 2019.
2. 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.
 3. Kim, J. G., Kim, Y. J., Kim, J. H., Shin, B. S. and Nam, J. S. "Consumed-power and load characteristics of a tillage operation in an upland field in Republic of Korea," Journal of Biosystems Engineering, Vol. 43, No. 2, pp. 83-93, 2018.
 4. Kim, J. H., Kim, K. U., Choi, C. W. and Wu, Y. G., "Severeness of Transmission Loads of Agricultural Tractors," Journal of Biosystems Engineering, Vol. 23, No. 5, pp. 417~426, 1998.
 5. Kim, T. J., Lim, R. G., Choi C. H. and Kim, Y. J., "Analysis of the Driving Gear Strength according to Plowing Operation of 50kW-class Tractor," Proceedings of KSME Autumn Conference, pp. 33~34, 2019.
 6. 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.
 7. 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.
 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. 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.
 10. International Organization for Standardization (ISO), "Bevel gears-ISO system of accuracy," ISO 1328, 1995.
 11. International Organization for Standardization (ISO), "Cylindrical gears-ISO system of accuracy," ISO 1328, 1995.
 12. International Organization for Standardization (ISO), "Calculation of load capacity of bevel gears," ISO 10300, 2001.
 13. International Organization for Standardization (ISO), "Calculation of load capacity of spur and helical gears," ISO 6336, 2007.
 14. International Organization for Standardization (ISO), "Rolling bearings-Dynamic load ratings and rating life," ISO 281, 2007.
 15. German Institute for Standardization(DIN), "Shafts and axles, calculation of load capacity," DIN 743, 2012.