

실부하 적용을 통한 농용 트랙터 변속기 해석

김정길*, 박진선*, 최규정*, 이동근*, 신민석**, 오주영**, 남주석***,#

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

Analysis of Agricultural Tractor Transmission using Actual Farm Workload

Jeong-Gil Kim*, Jin-Sun Park*, Kyu-Jeong Choi*, Dong-Keun Lee*,
Min-Seok Shin**, 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

(Received 27 May 2020; received in revised form 09 June 2020; accepted 10 June 2020)

ABSTRACT

The agricultural tractor is a multi-purpose vehicle, which is frequently used in the agricultural field. It must be highly reliable in terms of human safety. Design and analysis of agricultural tractors must be performed using actual agricultural workload to maintain high reliability. Additionally, the frequency with which various components and systems are used must also be taken into consideration. In this study, a tractor is built to measure its workload in the actual field. Further, the measured load was analyzed for various farming tasks. The range of ratios of consumed power to engine power was measured to be 42.6%–87.2%, 75.1%–97%, 26.5%–59.2% for a plow, rotary, and harvest tasks, respectively. The results were fed into a transmission simulation model to analyze the strength and life of the transmission components. We conclude that a more reliable product can be constructed by incorporating the transmission analyses using the actual load.

Key Words : Life Prediction(수명 예측), Load Spectrum(부하스펙트럼), Safety Factor(안전 계수), Transmission (변속기)

1. 서 론

농용 트랙터는 작업기를 장착하고 주행하면서 농작업을 수행하는 다목적 차량으로 농업 분야에서는

사용 빈도가 높으며, 수행하는 농작업의 특성상 고신뢰성이 요구된다. 높은 신뢰성 조건을 만족시키기 위해서는 부품과 시스템의 설계 단계에서부터 실제 농작업 부하 및 사용빈도를 고려해야 한다. 그러나 실제 농작업 부하 및 사용빈도를 도출하기 위해서는 많은 시간과 비용이 소요되므로 기존 설계 단계에서는 이를 충실하게 반영해 주지 못하고

Corresponding Author : njsg1218@kangwon.ac.kr

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

있는 실정이다.

Gerlach (1966)는 다양한 농작업 상태에서 변속기 입력축의 속도와 토크를 측정하여 농작업별 변속기에 전달되는 엔진의 토크 특성을 확인하였다^[1]. Lee 등 (2014)은 개발품의 설계, 내구 시험 수행을 위한 부하 스펙트럼을 도출하기 위하여 계측형 트랙터를 구축하고 쟁기 작업 시의 부하를 측정하였다^[2]. Kim 등 (1998)은 농작업 시의 작업 조건을 변화시켜 변속기 입력축이 받는 부분 손상합을 구하고 주요 농작업의 상대 가속도를 도출하였다^[3]. Kim과 park (2012)은 전기트랙터용 변속기 설계를 위하여 다양한 농작업 부하를 계측하였으며, 이를 바탕으로 기존 주변속부와 부변속부로 분리된 총 6단 변속기를 2단 변속기로 설계 변경이 가능함을 보였다^[4].

Park 등 (2012)은 시물레이션 모델을 활용하여 유성기어트레인에서 캐리어 지지 구조 변화 및 유연핀 적용에 따른 유성기어열의 수명 변화를 확인하였다^[5]. Kim 등 (2014)과 Park 등 (2014)은 감속기 시물레이션 모델을 활용하여 출력축 베어링의 종류 및 예압량 변화에 따른 베어링의 수명 변화를 확인하였다^[6, 7]. Cho 등 (2015)은 감속기 시물레이션 모델을 활용하여 유성기어트레인의 유성핀에 작용하는 하중을 계산하고, 이 하중을 활용하여 유성캐리어의 수명을 예측하였다^[8].

선행 연구에서는 필드 부하를 계측하기 위한 계측형 트랙터 구성, 다양한 농작업 조건에서의 부하 계측 및 분석 등을 수행하였으며, 기어박스의 시물레이션 모델을 활용하여 지지 구조 변화에 따른 수명 변화를 연구하였다^[1-8]. 그러나 이러한 연구들에서는 필드에서 계측된 부하를 활용하여 기어박스의 설계, 해석에 직접 적용한 사례는 거의 없었다.

본 연구에서는 실제 필드에서 부하를 계측하기 위한 계측형 트랙터를 구축하고, 다양한 농작업(쟁기, 로터리, 수확)에 대한 부하를 계측 후 이를 분석하였다. 이 결과를 변속기 시물레이션 모델에 적용하여 구성 부품의 강도 및 수명을 해석하였다.

2. 필드 부하 계측 및 분석

2.1 계측형 트랙터 구성

계측형 트랙터는 정격 출력 23.7 kW이며, 크기는 3,010(L)×1,390(W)×2,560(H) mm, 공차 중량은 1,445 kg의 4륜 구동형 트랙터를 사용하였다. 계측형 트랙터에서 엔진의 소요 동력은 토크와 회전수를 CAN 신호를 이용하여 측정하였으며, 차축동력은 구동축인 후차축에 스트레인지지를 부착하여 계측한 토크와 후차축 휠 볼트 근처에 근접센서를 설치하여 측정된 회전수를 이용하여 도출하였다. 작업속도는 트랙터 전방에 레이더 센서를 부착하여 측정하였다. 또한 로터리와 수확 작업 시에는 트랙터의 동력취출축 (Power Take-Off, PTO)에 토크미터를 설치하여 작업기에서 소요되는 토크와 회전수를 측정하였으며, 쟁기 작업 시에는 트랙터의 3점 히치부에 육분력계를 장착하여 작업기에서 소요되는 견인력을 측정하였다. 계측형 트랙터 및 부속 작업기의 상세 제원은 Table 1, 계측형 트랙터의 계측장비 구성은 Fig. 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of tractor and implements

Item	Specification
Tractor	-Model/Company/Nation : C320/Tongyang Moolsan/Korea -Length×Width×Height : 3,010×1,390×2,560 mm -Weight : 1,445 kg -Rated engine power@Speed : 23.7 kW@2,600 rpm -Transmission : Main 4-speed, Sub 3-speed, F/R
Plow	-Model/Company/Nation : YP3-75H-C/YoungjinMachinery/Korea -Length×Width×Height : 1,780×1,000×1,220 mm -Weight : 227 kg
Rotavator	-Model/Company/Nation : YJ140NS/Youngjin Machinery/Korea -Length×Width×Height : 755×1,650×930 mm -Weight : 280 kg
Harvester	-Model/Company/Nation : GWN-1400/Gangwon Agricultural Machinery/Korea -Length×Width×Height : 1,900×1,670×1,150 mm -Weight : 540 kg

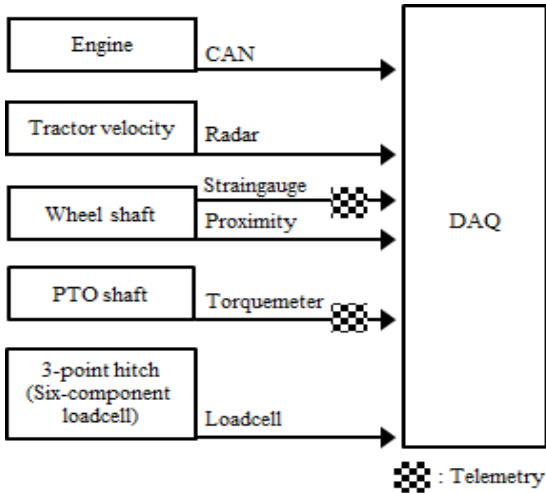


Fig. 1 Measuring equipments of the tractor

2.2 농작업 부하 계측 및 분석

필드 부하 계측은 강원도 춘천시 서면 신매리의 감자재배 포장에서 수행하였다. 작업 조건은 현지 농민이 쟁기, 로터리, 수확 작업 시 주로 사용하는 변속 단수와 PTO 단수를 고려하여 선정하였다. 쟁기 작업은 변속 단수 L4, M1, M2, M3 조건에서, 로터리 작업은 변속 단수 L4, M1에서는 PTO 단수 1, 2, 3으로 하고 변속 단수 M2에서는 PTO 단수 1, 2로 하였으며, 수확 작업은 변속 단수 M1, M2에서 PTO 단수 1, 2로 설정하여 시험을 수행하였다. Fig. 2는 필드 부하 계측 시의 실제 쟁기, 로터리, 수확 작업 모습을 보여주며, Fig. 3은 로터리 작업 시 변속 단수 M1, PTO 단수 1에서의 엔진 토크 부하 측정 결과 그래프이다.

필드 부하 분석은 대상 부품에 따라 분석 방법이 다르다. 즉, 유성캐리어, 하우징과 같은 구조물은 하중, 사이클, 진폭 데이터를 이용하여 설계하며, 레인플로우 카운팅 방법을 사용하여 부하 데이터를 도출한다. 기어, 베어링과 같은 회전수에 영향을 받는 부품은 하중, 회전수, 시간 데이터를 이용하여 설계하며, 하중 지속 분포(Load Duration Distribution) 방법을 사용하여 부하 데이터를 도출한다[9, 10]. 본 연구에서는 변속기 구성 부품 중 기어, 베어링 등을 해석하기 위한 목적이므로 하중 지속 분포 방법을 활용하여 부하 분석을 수행하였



(a) Plow operation



(b) Rotary tillage operation



(c) Harvesting operation

Fig. 2 A view of actual field experiment

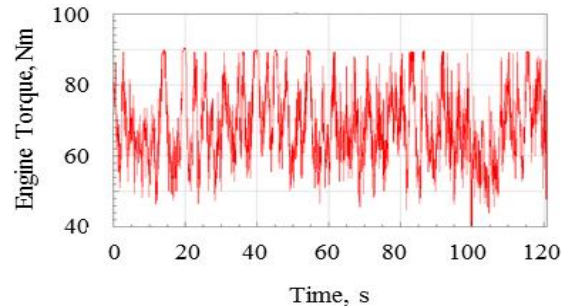


Fig. 3 Measured engine torque during rotary tillage operation at transmission gear stage M1 and PTO stage 1

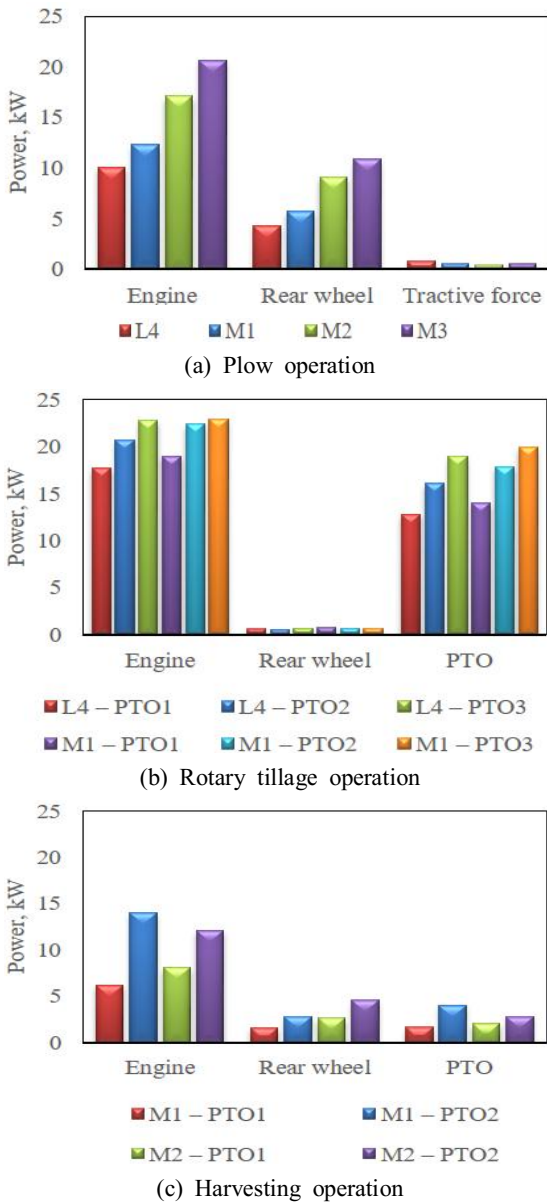


Fig. 4 Load analysis result according to farm work

다. 쟁기, 로터리, 수확 작업에 대한 부하 분석 시 사용한 수식은 아래와 같다.

$$T_{eq} = \sqrt[N]{\sum T_i^p \times n_i} \quad N_{eq} = \frac{1}{T_{eq}^p} \sum h_i n_i T_i^p \quad (1)$$

여기서, T_{eq} 는 등가 토크, N_{eq} 는 등가 회전수, T_i 는 부품에 작용하는 i 번째 토크, h_i 는 i 번째 토크의 시간, n_i 는 i 번째 토크의 회전수, N 은 회전수에 대한 총합, p 는 Wohler curve의 기울기(가속지수)이다.

Fig. 4는 농작업에 따른 부하 분석 결과이다. 쟁기 작업은 변속 단수가 증가함에 따라 엔진의 출력, 후차축의 출력이 증가하는 경향성을 보이며, 견인력은 변속 단수 M3를 제외하고 변속 단수가 증가함에 따라 견인력이 소폭 감소하는 경향성을 보였다. 이는 변속 단수가 증가함에 따라 주행 속도가 증가하여 엔진과 후차축의 소요동력이 증가하며, 속도에 따른 바퀴의 슬립도 증가하여 운동저항이 커져서 견인력은 감소되는 것으로 판단된다. 로터리 작업과 수확 작업은 변속 단수와 PTO 단수가 증가함에 따라 엔진 출력, PTO 출력이 증가하는 경향성을 나타내었다. 이는 엔진에서 변속기로 전달되는 토크와 PTO 토크는 유사한 경향성을 보이나, PTO 단수가 증가함에 따라 PTO 축의 회전수가 증가하여 엔진과 PTO 소요동력이 증가하는 것으로 판단된다. 소요 동력 측면에서 로터리 작업의 소요 동력이 가장 컸으며 다음으로는 쟁기, 수확 작업 순으로 나타났다. 엔진동력 대비 각 농작업의 부하율은 쟁기 작업의 경우 최소 42.6%, 최대 87.2%, 로터리 작업의 경우 최소 75.1%, 최대 97%, 수확 작업의 경우 최소 26.5%, 최대 59.2%로 나타났다.

3. 계측된 부하를 적용한 변속기 해석

3.1 변속기 시뮬레이션 모델

해석대상 트랙터 변속기는 주변속 3단, 부변속 2단, 전/후진 변속단으로 구성되어 있다. Fig. 5는 변속기 시뮬레이션 모델로 기어, 축, 베어링 및 변속단수 변화에 따른 동력 흐름의 변화를 반영하기 위하여 가상의 클러치를 고려하여 모형화하였다. 변속기의 설계 요구 수명은 B_{10} 3500시간, 기어 재질은 SCM420, SCM 822H를 고려하였으며, 오일의 점도 지수는 ISO VG-150, 기어 정밀도 등급은 ISO 1328기준으로 9급을 적용하였다^[11]. Fig. 6은 변속기의 부변속 단수 L, 주변속 단수 1의 동력 흐름도와 구성 부품의 해석 시 기어, 축, 베어링의 위치 번호

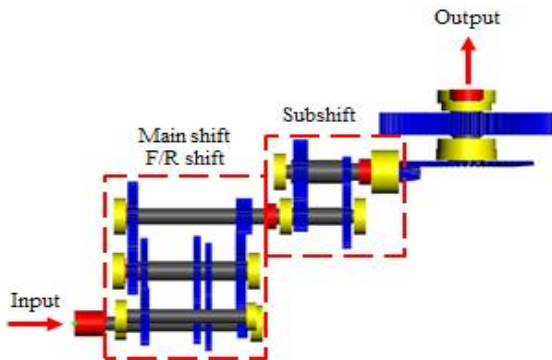


Fig. 5 Simulation model of the target transmission

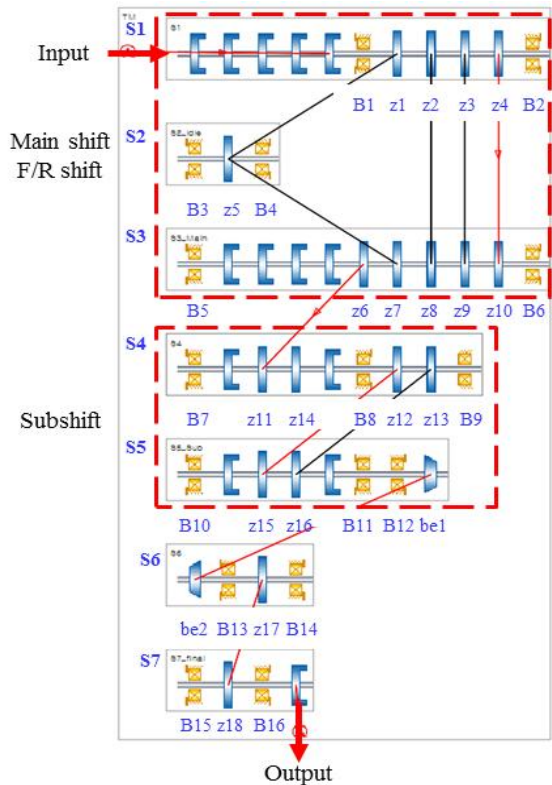


Fig. 6 Position and numbering of transmission components

를 나타낸 것이다. 여기서, S1~7은 축, z1~18은 스피어 또는 헬리컬 기어, be1~2는 베벨기어, B1~16은 베어링을 의미한다. L1단의 동력 흐름은 엔진(Input)에서 전달된 동력이 S1축의 z4기어, S3축의 z10기

어, z6기어, S4축의 z11기어, z12기어, S5축의 z15기어, be1기어, S6축의 be2기어, z17기어, S7축의 z18기어를 통하여 바퀴(Output)로 전달된다.

3.2 변속기 강도 및 수명 해석

필드 부하 분석 결과와 해석대상 트랙터 엔진의 성능 곡선 데이터를 활용하여 변속기 각 단별 설계하중을 산출하였으며, 문헌 조사를 통해 조사된 작업별 사용빈도와 속도별 사용빈도 자료를 활용하여 단수별 사용 빈도(시간)를 도출하였다^[12]. 이를 통해 도출된 해석 조건은 Table 2에 나타내었다. 변속기의 후진(R) 조건에서의 부하는 작업 시 (전진 조건)의 부하에 비해 상대적으로 작고, 사용 빈도도 낮으므로 본 해석 시에는 후진 조건은 고려하지 않고 전진 조건만을 기준으로 설계 요구 수명 B_{10} 3500 시간을 만족하는지 확인하였다.

변속기 구성 부품의 해석은 관련 규격을 활용하여 스피어 기어와 헬리컬 기어는 ISO 6336의 Method B, 베벨 기어는 ISO 10300의 Method B, 축은 DIN 743, 베어링은 ISO/TS 16281에 따라 강도 및 수명 해석을 수행하였다^[10, 13-15].

변속기 구성 부품의 해석 결과는 Tables 3 - 5에 나타내었다. 기어의 굽힘강도와 면압강도에 대한 안전 계수는 be1-be2(베벨 기어 물림)에서 최소였으며, 크기는 각각 1.459, 0.867이다. 축의 피로파괴와 정하중에 대한 안전 계수는 출력축인 S7에서 최소였으며, 크기는 각각 2.011, 1.662이다. 또한 베어링의 피로 수명은 부변속축 S5에 위치한 B11에서 최소였으며, 크기는 1,758시간이다. 기어의 면압강도에 대한 최소 안전 계수가 1.0보다 작으나 실 하중 조건을 고려하였으며, 시스템에 따라서는 설계 기

Table 2 Analysis load conditions of transmission

Input torque, Nm	Input speed, RPM	Frequency, %	Gear stage
6.98	3,000	15.3	L1
14.7	3,000	21.9	L2
25.3	3,000	27.5	L3
35.4	3,000	23.7	H1
62.5	3,000	7.5	H2
62.5	3,000	4.1	H3

Table 3 Safety factor of gears

Position	Safety factor	
	Root	Flank
z2-z8	2.719	1.315
z3-z9	3.006	1.551
z4-z10	3.300	1.375
z6-z11	3.255	1.321
z12-z15	6.613	1.715
z13-z16	2.364	0.980
be1-be2	1.459	0.867
z17-z18	3.082	0.891

Table 4 Safety factor of shafts

Position	Safety factor	
	Fatigue	Static
S1	10.402	7.938
S3	4.484	4.752
S4	5.801	5.242
S5	2.412	3.429
S6	3.637	4.707
S7	2.011	1.662

Table 5 Fatigue life of bearings

Position		Fatigue life, hrs	
		Before	After
S1	B1	248,426	234,560
	B2	26,242	26,458
S3	B5	9,147	9,147
	B6	41,062	41,060
S4	B7	20,591	20,593
	B8	33,501	33,500
	B9	27,584	27,585
S5	B10	80,798	274,202
	B11	1,758	1,000,000
	B12	130,742	11,470
S6	B13	3,646	3,625
	B14	13,105	13,150
S7	B15	215,949	215,949
	B16	24,631	24,631

준 안전 계수가 0.6인 경우도 있으므로^[16] 향후 시험을 통한 검증이 필요할 것으로 판단된다. 베어링 B11의 피로 수명은 변속기의 설계 수명인 3,500시

간보다 작은 것으로 나타나 설계 변경이 요구된다. 설계 변경을 위하여 기존 베어링 (품번 6305)과 유사한 제원을 가지며, 정정격하중과 동정격하중이 기존 베어링보다 높은 베어링을 선정하였다. 반복적인 해석을 통하여 B11과 B12 베어링은 품번 30205로 변경하였으며, 배면 조합으로 구성하였다. 설계변경 후의 해석 결과는 Table 5에 나타나 있으며, 부변속축 S5와 연결된 베어링 B10, B11, B12의 수명 변화가 크게 나타났다. 설계 변경 후의 수명은 B10은 274,202시간, B11은 1,000,000시간, B12는 11,470시간으로 나타났으며, 최소 수명은 축 S6의 베어링 B13에서 3,625시간으로 나타났다. 최소 수명이 3500시간을 초과하므로 설계 요구조건을 만족시킨다.

향후 설계 변경된 모델을 제작하여 피로시험을 통해 내구성을 확인할 예정이다.

4. 결론

본 연구에서는 계측형 트랙터를 구성하여 실제 필드에서 다양한 농작업 부하를 계측 및 분석하였다. 계측된 부하를 적용한 시뮬레이션 모델을 통해 변속기 구성 부품의 강도 및 수명을 해석하였다. 이를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 농작업 부하의 크기는 로터리, 쟁기, 수확 작업 순으로 나타났으며, 변속 단수 및 PTO 단수가 증가함에 따라 엔진 부하율이 증가하는 경향성을 보였다.
2. 엔진동력 대비 각 농작업의 부하율은 쟁기 작업의 경우 최소 42.6%, 최대 87.2%, 로터리 작업의 경우 최소 75.1%, 최대 97%, 수확 작업의 경우 최소 26.5%, 최대 59.2%로 나타났다.
3. 부하 데이터를 활용하여 주변속 3단, 부변속 2단으로 구성된 트랙터 변속기의 강도 및 수명을 해석하였으며, 요구조건을 만족시키는 설계 변경을 수행하였다
4. 계측된 부하를 활용하여 변속기를 해석함으로써 보다 신뢰성 있는 변속기 개발이 가능할 것으로 판단되며, 향후 실부하 데이터 축적을 통해 변속기 설계, 성능 및 내구 시험 시의 기초 자료로 활용이 가능할 것으로 판단된다.

후 기

“본 결과물은 농림축산식품부의 재원으로 농림식품기술기획평가원의 농식품기술융합창의인재양성사업(716001-7)과 첨단생산기술개발사업(319041-03)의 지원을 받아 연구되었음.”

REFERENCES

1. Gerlach, A., “Field Measurement of Tractor Transmission Forces,” Transactions of ASAE, Vol. 9, No. 5, pp. 707-712, 1966.
2. Lee, J. S., Yu, H. Y., Lee, G. T. and Kim, D. C., “Analysis of Load Spectrum of 70kW class Tractor for Plowing Operation,” Journal of Agriculture and Life Sciences, Vol. 45, No. 1, pp. 18~22, 2014.
3. 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.
4. 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.
5. Park, Y. J., Lee, G. H., Nam, Y. Y. and Kim J. G., “Influence of Flexible Pin for Planets on Service Life of Wind Turbine Gearboxes,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineerings-A, Vol. 36, No. 9, pp. 953-960, 2012.
6. Kim, J. G., Park, Y. J., Lee, G. H. and Kim, J. H., “Effects of Bearing Characteristic on the Gear Load Distribution in the Slewing Reducer for Excavator,” Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 8-14, 2014.
7. Park, Y. J., Kim, J. G., Lee, G. H., Kim, Y. J. and Oh, J. Y., “Effects of Bearing Characteristic on Load Distribution and Sharing of Pitch Reducer for Wind Turbine,” International Journal of Precision Engineering and Manufacturing-Green Technology, Vol. 3, No. 1, pp. 55-65, 2016.
8. Cho, S. J., Park, Y. J., Han, J. W. and Lee, G. H., “Fatigue Life Prediction of the Carrier of Slewing Reducer for Tower Crane,” Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 3, pp. 131-140, 2015.
9. International Electrotechnical Commission (IEC), “Wind Turbines-Part 4: Design Requirements for Wind Turbine Gearboxes,” IEC 61400-4, 2012.
10. International Organization for Standardization (ISO), “Calculation of load capacity of spur and helical gears,” ISO 6336, 2007.
11. International Organization for Standardization (ISO), “Cylindrical gears - ISO system of accuracy,” ISO 1328, 1995.
12. KIMM, “HST for agricultural tractor transmission,” RS B 0045, 2008.
13. International Organization for Standardization (ISO), “Calculation of Load Capacity of Bevel Gears,” ISO 10300, 2001.
14. German Institute for Standardization(DIN), “Shafts and axles, calculation of load capacity,” DIN 743, 2012.
15. International Organization for Standardization (ISO), “Rolling bearings - Methods for calculating the modified reference rating life for universally loaded bearings,” ISO/TS 16281, 2008.
16. Germanischer Lloyd WindEnergie GmbH(GL), “Guideline for the Certification of Wind Turbines”, GL Wind 2003, 2003.