

다목적 농작업 기계 변속기 부변속 안전을 분석 Safety Factor Analysis of Range-Shift on Multi-Purpose Agricultural Implement Machinery

문석표¹, 백승민², 이남규¹, 박성운³, 최영수⁴, 최창현⁵, 김용주^{1,2*}
 Seok Pyo Moon¹, Seung Min Baek², Nam Gyu Lee¹, Seong Un Park³,
 Young Soo Choi⁴, Chang Hyun Choi⁵, Yong Joo Kim^{1,2*}

Received: 02 Nov. 2020, Accepted: 13 Nov. 2020

Key Words : Safety Factor(안전율), Range Shift(부변속), Simulation Model(시뮬레이션 모델), Multi-Purpose Agricultural Implement Machinery(다목적 농작업 기계)

Abstract: The aim of this study was to analyze the safety factor of range-shift gear pairs on multi-purpose agricultural implement machinery for an optimal design of a transmission system. Gear-strengths such as bending and contact stress and safety factors were analyzed under three load conditions: an equivalent engine torque at plow tillage, a rated engine torque, and the maximum engine torque. Root and contact safety factor were calculated to be 3.88, 5.14, 2.24, 2.11, 2.21, 0.99 and 0.78, 0.94, 0.65, 0.68, 0.84, 0.85, respectively, under equivalent engine torque condition at the plow tillage. The root and contact safety factor were calculated to be 1.91, 2.53, 1.10, 1.04, 1.07, 0.48 and 0.55, 0.66, 0.46, 0.48, 0.59, 0.59, respectively, under rated engine torque condition. The root and contact safety factor were calculated to be 1.60, 2.11, 0.92, 0.87, 0.90, 0.40 and 0.51, 0.61, 0.42, 0.44, 0.54, 0.54, respectively, under the maximum engine torque condition. The multi-purpose agricultural implement machinery could be conducted under plow tillage operation. However, gear specifications for tooth surface need modification because the gear surface would be broken at all driving conditions as safety factors are lower than 1.

기호 설명

b : face width (mm)

$d_{1,2}$: reference diameter of pinion (or wheel) (mm)

f_i : ratio (number of frequencies of the engine torque at the i^{th} load level/total number of frequencies of the engine torque)

h_i : number of frequencies of rotation speed at the i^{th} load level/total number of frequencies of rotation speed)

m_n : normal module (mm)

n_{ei} : engine rotation speed (rpm)

n_i : engine rotation speed at the i^{th} load level (rpm)

u : gear ratio

F_t : transverse tangential load at reference cylinder per mesh (N)

K_A : application factor

$K_{F\alpha}$: transverse load factor (root stress)

$K_{F\beta}$: face load factor (root stress)

* Corresponding author: babina@cnu.ac.kr

1 Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

2 Department of Smart Agriculture System, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

3 Reliability Test Team, TYM ICT Co. Ltd., Gongju 32530, Korea

4 Department of Rural and Biosystems Engineering, Chonnam National University, Gwangju 61186, Korea

5 Department of Bio-Mechatronics Engineering, Sungkyunkwan University, Suwon 16419, Korea

Copyright © 2020, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

- $K_{H\alpha}$: transverse load factor (contact stress)
- $K_{H\beta}$: face load factor (contact stress)
- K_V : dynamic factor
- P_{ei} : equivalent engine torque according to plow tillage operation (Nm)
- P_i : engine torque at the i^{th} load level (Nm)
- S_F : safety factor for tooth breakage
- S_H : safety factor for pitting
- $T_{1,2}$: nominal torque at the pinion(or wheel) (Nm)
- Y_B : rim thickness factor
- Y_{DT} : deep tooth factor
- Y_F : tooth form factor
- Y_{NT} : life factor for tooth root stress
- Y_{RelT} : relative roughness factor
- Y_S : stress correction factor
- Y_X : size factor
- Y_β : helix angle factor (tooth root)
- $Y_{\delta rel T}$: relative notch sensitivity factor
- Z_B : single pair tooth contact factor for driving gear
- Z_D : single pair tooth contact factor for driven gear
- Z_E : elasticity factor ((N/mm)^{1/2})
- Z_H : zone factor
- Z_L : lubricant factor
- Z_{NT} : life factor for contact stress for reference test
- Z_R : roughness factor affecting surface durability
- Z_X : size factor (pitting)
- Z_V : velocity factor
- Z_W : work hardening factor
- Z_β : helix angle factor
- Z_ϵ : contact ratio factor
- λ : fatigue damage exponent
- σ_F : tooth root stress (Mpa)
- σ_{F0} : nominal tooth root stress (Mpa)
- σ_{FE} : allowable stress number (Mpa)
- σ_{FG} : tooth root stress limit (Mpa)
- σ_H : contact stress (Mpa)
- σ_{H0} : nominal contact stress (Mpa)
- σ_{H1} : contact stress of driving gear (Mpa)
- σ_{H2} : contact stress of driven gear (Mpa)
- σ_{HG} : pitting stress limit (Mpa)
- σ_{Hlim} : allowable stress number (Mpa) conditions

1. 서론

변속기는 엔진의 동력을 차축에 전달하기 위한 동력전달의 핵심장치로 단순하게 동력을 전달하는데 그치지 않고 엔진의 동력특성을 차량이 요구하는 구동력 특성에 맞게 변환하는 중요한 기능을 수행하며, 작동방식에 따라 크게 수동변속기, 자동변속기 그리고 무단변속기로 나눌 수 있다.¹⁾ 특히 구동에 큰 토크가 필요한 농작업 차량²⁾은 승용차와 달리 농작업을 목적으로 하는 작업차량이므로 엔진에서 작업기로 동력을 전달하는 변속기의 중요도가 매우 크다.³⁾ 변속기는 국내 주요 농작업 차량(트랙터, 이앙기, 콤파인)중 보유 대수(290,258대), 가동률 (98.7) %로 다른 기종에 비해 사용 빈도가 높은 농업용 트랙터⁴⁾의 전체 비용 중 약 30 %를 차지한다.⁵⁾ 따라서 변속기의 신뢰성 향상은 농업용 차량의 신뢰성 확보를 위해 필요한 실정이다.

다양한 형태의 작업을 수행하는 농업용 차량의 변속기에 대한 신뢰성을 확보하기 위해서는 효율, 내환경, 수명시험 등 다양한 시험이 요구되며,⁶⁾ 신뢰성 시험 및 소요 동력 시험 등의 시험결과를 반영하여 최적설계를 실시해야 한다. 국내 농업용 차량 변속기의 신뢰성 및 소요 동력 시험을 통한 최적 설계에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. Kim and Kang (2009)은 농업용 트랙터 변속기의 수명시험 시간 단축을 위한 가속 수명시험 방법을 개발하기 위해 시험을 통해 주요 파라미터를 추출하고 가속 시험 시간 계산 방법을 제시하였다.⁶⁾ 또한 Kim (1998)등은 농업용 트랙터 변속기가 농작업과 운반 작업 수행시 변속기 입력축에 작용하는 부하의 특성과 가속도를 분석하였으며, 로타리 작업이 트랙터 변속기에 가장 가혹하다고 보고하였다.⁷⁾ Kim (2019)등은 78 kW급 대형 농업용 트랙터의 동력전달시스템의 최적 설계를 위해 농작업시 차축, 유압 펌프, PTO 부의 소요 동력을 계측하였으며, 계측한 소요 동력을 통해 농업용 트랙터 동력전달시스템의 최적 설계에 반영이 가능함을 보고하였다.⁸⁾

농작업 차량은 농작업기의 구동 방식 및 작업 조건에 따라 각각 다른 특성을 가지며,⁹⁾ 논, 밭 등 다양한 농작업을 수행하기 때문에 농작업에 알맞은 단수 변속이 필요하기 때문에 수동식 기계변속기가 많이 사용된다.^{5,10)} 특히 기계식 변속기 중 기어는 다른 요소에 비해 전동성능이 확실하고 부품수가 적어 변속기 내 공간과 비용 면에서 월등히 유리하다.¹¹⁾ 이

때 기어는 기어식 수동 변속기의 신뢰성을 결정하는 중요한 요소이며,¹²⁾ 기계식 변속기 내 기어 파손시 윤활 시스템 오염 및 변속기 파손으로 이어질 수 있기 때문에 신뢰도 하락과 직결된다. 기어 설계는 기어가 운전 중 파손이 발생하지 않고 구동하기 위해 실시되어야 하며, 간섭, 안전계수, 부하용량 등을 고려한 굽힘 강도와 면압 강도 등을 고려해야 한다.¹⁰⁾

시뮬레이션 소프트웨어를 이용한 변속기의 해석은 시간과 비용을 절약하면서 설계자가 원하는 기어의 특성을 예측 및 개선할 수 있는 장점이 있다.¹¹⁾ Kim (2019) 등은 82 kW급 농업용 트랙터의 주변속 기어의 수명을 굽힘 안전율, 접촉 안전율과 시뮬레이션 모델을 통해 분석하였으며, 결과를 통해 설계 보완방법을 제시함으로써 트랙터 변속기 주변속의 신뢰성 향상 가능성을 제시하였다.¹²⁾ Baek (2020) 등은 55 kW급 농업용 트랙터용 정유압 기계식 변속기 설계에 대한 이론을 제시하며, 시뮬레이션 모델 개발과 검증과정을 통해 시뮬레이션 소프트웨어를 통한 정유압 기계식 변속기 설계가 가능함을 보고하였다.¹³⁾ Jang (2016) 등은 농업용 트랙터 PTO 기어쌍의 굽힘 강도, 면압 강도와 시뮬레이션 모델을 통해 수명 평가를 실시하였으며, 치폭 변화에 따른 안전율 변화를 통해 시뮬레이션을 통한 기어 설계가 가능함을 보고하였다.¹⁴⁾ 트랙터 등의 농작업 차량의 동력전달시스템 설계는 주로 경험적인 방법에 의존하며²⁾, 사용 빈도가 높은 트랙터⁴⁾를 제외한 농작업 차량의 변속기에 대한 연구는 부족한 실정이다. 따라서 국내 고효율 농작업 차량의 개발 및 동력전달시스템 최적 설계가 필요한 실정이다.¹⁵⁾

따라서 본 연구는 95.6 kW급 다목적 농작업 기계의 최적 설계를 위한 기초 연구로써 수행되었으며, 구체적인 목표는 1) 농작업시 다목적 농작업 기계 엔진 부하의 계측 및 문헌 연구를 통해 시뮬레이션 입력 조건을 선정하고, 2) 다목적 농작업 기계 변속부의 부변속부의 시뮬레이션 모델을 개발하며, 3) 시뮬레이션 모델을 통한 다목적 농작업 기계 부변속부 안전율을 분석하는 것이다.

2. 다목적 농작업 기계 변속기

2.1 다목적 농작업 기계

본 연구에서 안전율 분석을 실시한 다목적 농작업 기계는 Fig. 1과 같으며, 기존의 농업용 트랙터와 달리 본체에 장착된 암과 작업기를 통해 부가적인 작



Fig. 1 A photo of multi-purpose agricultural Implement machinery

Table 1 Specification of multi-purpose agricultural implement machinery

Item		Specifications
Length × width × height (mm)		4,080 × 2,345 × 2,810
Engine	Rated power(kW)	95.6 @ 2,250 rpm
PTO	Rated power(kW)	82.2 @ 2,250 rpm
Weight (kg)		4,790
Transmission		Mechanical

업(굴삭, 인양, 이송 등)의 수행이 가능하다. 다목적 농작업 기계의 크기는 4,080(L)×2,345(W)×2,810(H) mm 이며 무게 4,790 kg 의 다목적 농작업 기계(RT 135, Daehov Co. Ltd., Korea)를 사용하였다. 다목적 농작업 기계의 엔진 정격 출력은 2,250 rpm에서 95.6 kW이며, 이 때 PTO 출력은 82.2 kW 이다.

2.2 다목적 농작업 기계 변속기 및 부변속부

다목적 농작업 기계 변속기는 Fig. 2와 같이 기계식 변속기가 사용되며, 주변속 및 부변속, PTO, 전차축 및 후차축으로 구성된다. 기계식 변속기는 다목적 농작업 기계에서 엔진의 동력을 주변속부, 부변속부를 통해 전차축 및 후차축으로 전달하는 역할을 수행한다. 본 연구에서 안전율 분석은 주변속부에 비해 작용하는 부하가 큰 부변속부에 대해 수행되었으며, 전·후진 변속부, 저·고속 변속부, 최종 감속부로 구성된다. 전·후진 변속부의 전진부는 26T-28T로 구성된 기어쌍으로 동력을 1:0.93으로 감속하는 역할을 수행하며, 후진 변속부는 14T-20T-14T로 구성된 기어쌍으로 동력의 크기는 변화하지 않고 회전방향을 역전하는 역할을 수행한다. 저·고속 변속부의 저속 변속부는 14T-37T 로 구성된 기어쌍으로 동력을 1:0.38로 감속하는 역할을 수행하며, 고속 변속부는 1:1.33 으

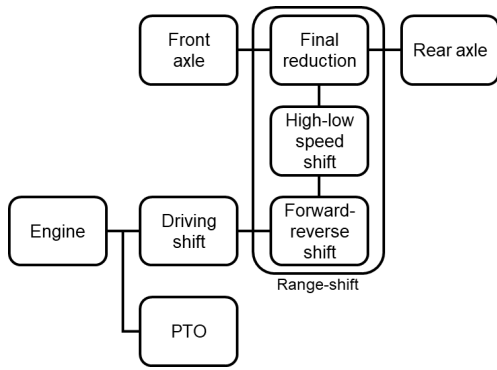


Fig. 2 Transmission system of multi-purpose agricultural implement machinery

로 증속하는 역할을 수행한다. 최종 감속부는 41T-61T로 구성된 기어쌍으로 전차축 및 후차축으로 전달되는 동력을 1:0.67 만큼 감속하는 역할을 수행한다. 본 연구에서 부변속부 안전을 분석은 농작업 중 가장 부하 수준이 높은 쟁기 작업, 엔진 정격 토크, 최대 엔진 토크를 고려해 실시되었으며, 전진 기어쌍, 저속 기어쌍, 최종 감속 기어쌍 3쌍에 대해 실시하였다.

2.3 다목적 농작업 기계 엔진 부하 계측

다목적 농작업 기계의 엔진 부하 계측은 안전을 분석 시뮬레이션 입력조건 설정을 위해 수행되었으며, 엔진 토크와 회전 속도에 대해 수행되었다. 엔진 토크와 회전속도는 엔진 CAN 데이터 통신을 통해 계측되었다. 엔진 부하 계측을 위해 실시한 농작업은 쟁기 경운 작업으로 농작물 생산을 위한 전주기 과정 중 가장 높은 작업 부하가 발생하며, 에너지 소비가 가장 많은 작업 중 하나이다.^{2,16)} 쟁기 작업은 Fig. 3과 같이 충북 옥천군 동이면 적하리 1151(36°16'28.9"N 127°37'39.7"E)에서 수행되었으며, 부하 계측 시험을 수행한 필드의 크기는 30 m × 40 m이다.



Fig. 3 Field site to measure engine load data



Fig. 4 Plow tillage of multi-purpose agricultural implement machinery

쟁기 경운 작업 단수는 주요 농작업인 쟁기 작업이 국내에서 5-7 km/h의 속도로 사용되기 때문에¹²⁾ 약 5.89 km/h의 주행 속도인 저속 4단을 선택하여 Fig. 4와 같이 작업을 수행하였다.

쟁기 작업은 선행연구를 참고¹⁷⁾하여 Fig. 5와 같이 전진 작업, 작업기 상승 및 선회, 작업기 하강 및 전진 작업, 작업기 상승 및 선회 순으로 실시하였다.

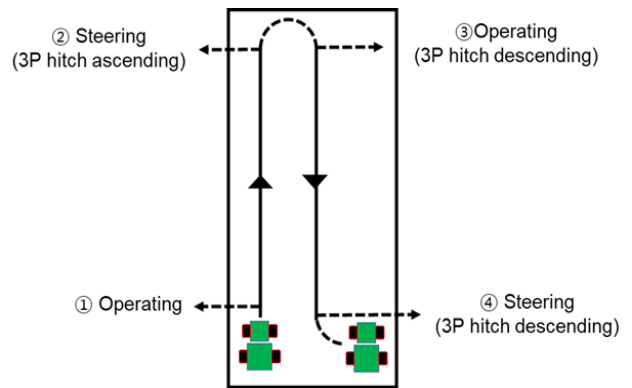


Fig. 5 Plow tillage operation method

농작업 시험을 통해 수집된 엔진 토크와 회전속도는 시뮬레이션 모델에 적용하기 위해 농작업을 대표할 수 있는 하나의 등가 부하로 산출하는 것이 필요하다.¹⁷⁾ 본 연구에서 등가 부하 산출은 다음 Fig. 6과 같이 수행되었다. 농작업 시 발생하는 작업 부하(P_i^A)는 불규칙하고 연속적인 형태로 나타나며, 식 (1), (2)를 통해 불규칙한 부하가 작용하는 것과 동일한 영향을 작용하게 하는 등가 토크(P_{ei})와 회전속도(n_{ei})로 계산하였다. 본 연구에서 피로 손상 지수의 값은 ISO 6336-6규격¹⁸⁾에서 제시하는 기어 열처리시 사용되는 침탄 기준인 8.738로 선정하였다.

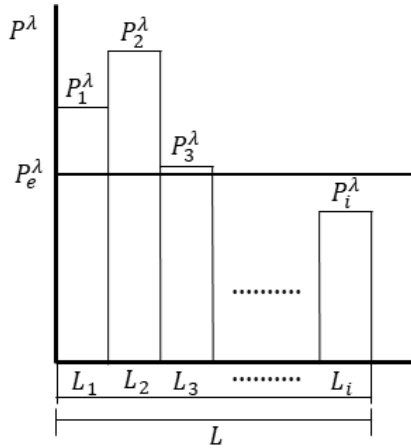


Fig. 6 Calculation of equivalent load using load-cycle diagram

$$P_{ei} = \left(\sum f_i P_i^\lambda \right)^{\frac{1}{\lambda}} \quad (1)$$

여기서 P_{ei} 는 등가 엔진 토크, f_i 는 전체 엔진 토크 데이터 개수와 i^{th} 의 부하 수준에서의 엔진 토크 데이터 개수의 비, P_i 는 i^{th} 의 부하 수준에서의 엔진 토크, λ 는 피로 손상 지수이다.

$$n_{ei} = \frac{1}{P_{ei}^\lambda} \sum h_i f_i P_i^\lambda \quad (2)$$

여기서 n_{ei} 는 등가 엔진 회전속도, h_i 는 전체 엔진 회전속도 데이터 개수와 i^{th} 의 부하 수준에서의 엔진 회전속도 데이터 개수의 비, P_i 는 i^{th} 의 부하 수준에서의 엔진 회전속도이다.

3. 안전을 분석

3.1 시뮬레이션 모델 개발

본 연구에서 다목적 농작업 기계 부변속부의 안전을 분석은 시뮬레이션 소프트웨어를 통해 실시되었으며, 시뮬레이션 소프트웨어는 KISSsoft(Version 2017, KISSsoft AG, Switzerland)를 사용하여 Fig. 7과 같은 시뮬레이션 모델을 개발하였다.

3.2 안전을 시뮬레이션 조건

본 연구에서 시뮬레이션 해석 시간은 국내에서 농작업을 수행하는 대표적인 농업기계인 트랙터의 연간 평균 농작업 시간 342 시간¹⁹⁾과 트랙터의 내구 연수 8년⁴⁾을 이용하여 2,736시간으로 설정하였다. 시뮬

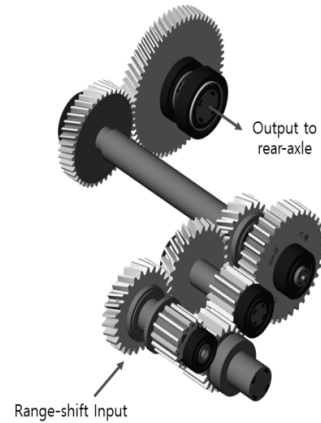


Fig. 7 A photo of simulation model of range-shift

레이션 입력 조건은 쟁기 작업시 엔진 등가 토크, 엔진 정격 토크, 엔진 최대 토크로 설정하여 안전을 분석하였으며, 이때 엔진의 최대 토크는 선행연구를 참고해 엔진 정격 토크의 1.2배를 실시하였다.⁶⁾

3.3 안전을 계산 방법

본 연구에서 부변속부 기어쌍의 안전을 분석은 굽힘 강도와 면압 강도로 수행되었으며, 부변속부 기어쌍이 헬리컬 기어와 스퍼기어임을 고려해 ISO 6336 Method B 규격²⁰⁾ 방식을 이용하여 실시되었다. 굽힘 안전율(S_F)과 접촉 안전율(S_H)은 굽힘 강도와 면압 강도의 지표로써, 식(7), (12)로 정의되는 굽힘 안전율(S_F)과 접촉 안전율(S_H)이 1 이하일 경우 각각 이뿌리 파손²¹⁾과 치면의 마모²²⁾가 발생할 가능성이 있음을 의미한다.¹²⁾

3.3.1 굽힘 안전을 계산 방법

시뮬레이션에 입력된 동력은 다음 식(3), (4), (5), (6)으로 정의되는 공칭 접선 부하(F_t), 공칭 이뿌리 굽힘 응력(σ_{F0}), 이뿌리 굽힘 응력(σ_F), 이뿌리 굽힘 응력한도(σ_{FG})로 계산된다.²³⁾

$$F_t = \frac{2,000 T_{1,2}}{d_{1,2}} \quad (3)$$

여기서 F_t 는 물림당 공칭 축직각 접선부하, $T_{1,2}$ 는 피니언(또는 휠)의 공칭 토크, $d_{1,2}$ 피니언(또는 휠)의 기준원 지름이다.

$$\sigma_{F0} = \frac{F_t}{b m_n} Y_F Y_S Y_\beta Y_B Y_{DT} \quad (4)$$

여기서 σ_{F0} 는 공칭 이뿌리 굽힘 응력, b 는 치폭, m_n 은 치직각 모듈, Y_F 는 치형 계수, Y_S 는 응력 수정(집중) 계수, Y_β 는 비틀림각 계수, Y_B 는 림 두께 계수, Y_{DT} 는 고치 계수이다.

$$\sigma_F = \sigma_{F0} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} \quad (5)$$

여기서 σ_F 는 이뿌리 굽힘 응력, σ_{F0} 는 공칭 이뿌리 굽힘 응력, K_A 는 적용 계수, K_V 는 동부하 계수, $K_{F\beta}$ 는 이뿌리 응력에 대한 치면 하중 계수, $K_{F\alpha}$ 는 이뿌리 응력에 대한 정면 하중 계수이다.

$$\sigma_{FG} = \sigma_{FE} Y_{NT} Y_{\delta rel T} Y_{Rrel T} Y_X \quad (6)$$

여기서 σ_{FG} 는 이뿌리 굽힘 응력 한도, σ_{FE} 는 굽힘에 대한 허용응력, Y_{NT} 는 이뿌리 굽힘 응력에 대한 수명 계수, $Y_{\delta rel T}$ 는 상대 노치 민감도 계수, $Y_{Rrel T}$ 는 상대 표면 상태 계수, Y_X 는 이뿌리 강도에 관련된 치수효과 계수이다.

굽힘 안전율은 식 (7)와 같이 이뿌리 굽힘 응력 한도(σ_{FG})와 이뿌리 굽힘 응력(σ_F)에 의해 결정된다.

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

여기서 S_F 는 이의 절손(굽힘강도)에 대한 안전 계수이다.

3.3.2 접촉 안전율 계산 방법

시뮬레이션에 입력된 동력은 다음 식 (8), (9), (10), (11)으로 정의되는 피치점에서의 공칭 접촉 응력(σ_{H0}), 구동 기어 치면 접촉 응력(σ_{H1}), 피동 기어 치면 접촉 응력(σ_{H2}), 피팅 응력 한도(σ_{HG})로 계산된다.²⁴⁾

$$\sigma_{H0} = Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{d_1 b} \frac{u+1}{u}} \quad (8)$$

여기서 σ_{H0} 는 피치점에서의 공칭 접촉 응력, Z_H 는 영역 계수, Z_E 는 탄성정수 계수, Z_ϵ 는 물림률 계수, Z_β 는 비틀림각 계수, d_1 는 피니언의 기준원 지름, u 는 기어비이다.

$$\sigma_{H1} = Z_B \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (9)$$

여기서 σ_{H1} 는 구동 기어 치면 접촉 응력, Z_B 는 구동 기어 한쌍 이물림 계수, $K_{H\beta}$ 는 치면 접촉 응력에 대한 치면 하중 계수, $K_{H\alpha}$ 는 치면 접촉 응력에 대한 정면 하중 계수이다.

$$\sigma_{H2} = Z_D \sigma_{H0} \sqrt{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (10)$$

여기서 σ_{H2} 는 피동 기어 치면 접촉 응력, Z_D 는 피동 기어 한쌍 이물림 계수이다.

$$\sigma_{HG} = \sigma_{Hlim} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \quad (11)$$

σ_{HG} 는 피팅 응력 한도, σ_{Hlim} 은 (접촉)응력에 대한 허용 응력값, Z_{NT} 는 접촉 응력의 수명 계수, Z_L 은 윤활제 계수, Z_V 는 속도 계수, Z_R 은 거칠기 계수, Z_W 는 가공정화 계수, Z_X 는 접촉 응력의 치수 효과 계수이다.

접촉 안전율은 식 (12)과 같이 피팅 응력 한도(σ_{HG})와 치면 접촉 응력(σ_{H1} , σ_{H2})에 의해 결정된다.

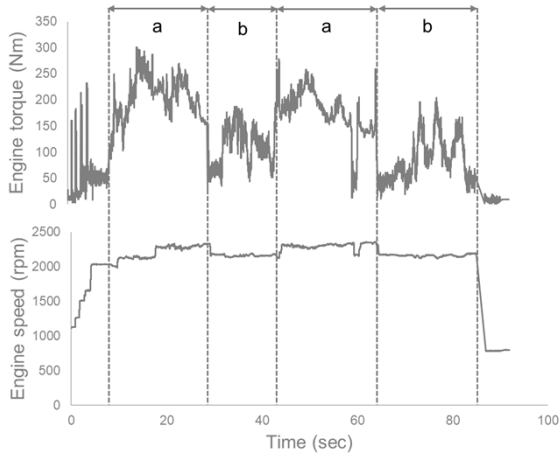
$$S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H} \quad (12)$$

여기서 S_H 는 피팅(면압강도)에 대한 안전 계수, σ_H 는 치면 접촉 응력이다.

4. 시뮬레이션 결과

4.1 시뮬레이션 입력 조건 설정

다목적 농작업 기계의 쟁기 작업은 약 93초간 수행되었으며, 엔진 부하 예측 결과는 Fig. 8 과 같이 나타났다. 엔진 토크의 최댓값, 최솟값, 평균값은 각각 301.2 Nm, 2.2 Nm, 131.5 Nm로 나타났으며, 엔진 회전속도의 최댓값, 최솟값, 평균값은 각각 2,359 rpm, 780 rpm, 2,093 rpm으로 나타났다. 이때 등가 엔진 토크와 회전속도는 각각 197.0 Nm, 2,092 rpm 으로 계산되었다. 시뮬레이션에 입력한 다목적 농작업 기계의 엔진 토크와 회전속도는 주변속 4단의 변속비 1:0.59를 통해 변환되어 안전율 분석 시뮬레이션 모델에 적용되었다. 쟁기 작업시 등가 엔진 토크, 회전속도, 엔진 정격 토크 및 회전속도와 최대 엔진 토크 및 회전속도는 각각 197.0 Nm, 2,092 rpm, 405.7 Nm, 2,250 rpm, 486.8 Nm, 2,250 rpm 으로 각각



a : Plow tillage operation b : 3p hitch ascending & steering

Fig. 8 The result of engine torque and rotation speed during plow tillage

Table 2 Engine load to analyze safety factor on simulation model

Item	Engine load	Simulation model input condition
Equivalent torque of plow tillage	197.9 Nm	333.9 Nm
	2,092 rpm	1,234 rpm
Rated engine torque	405.7 Nm	687.6 Nm
	2,250 rpm	1,328 rpm
Maximum engine torque	486.8 Nm	825.2 Nm
	2,250 rpm	1,328 rpm

333.9 Nm, 1,234 rpm, 687.6 Nm, 1,328 rpm 825.15 Nm, 1,328 rpm으로 계산되어 시뮬레이션 입력 조건으로 사용되었다.

4.2 응력 해석 결과

쟁기 작업 시 엔진 등가 토크를 통한 응력해석 결과는 Fig. 9와 같이 계산되었다. 전진 변속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(26T)와 피동 기어(28T) 각각 209.3 MPa, 228.6 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 1,867.8 MPa로 동일하게 나타났다. 저속 변속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(14T)와 피동 기어(37T) 각각 363.8 MPa, 383.5 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 각각 2,217.4 MPa, 2,099.8 MPa로 나타났다. 최종 감속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(41T)와 피동기어(61T) 각각 366.9 MPa, 818.5 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 1,714.8 MPa로 동일하게 나타났다.

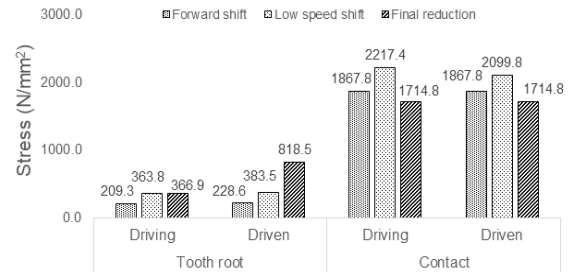


Fig. 9 Results of tooth root and contact stresses to range shift during plow tillage

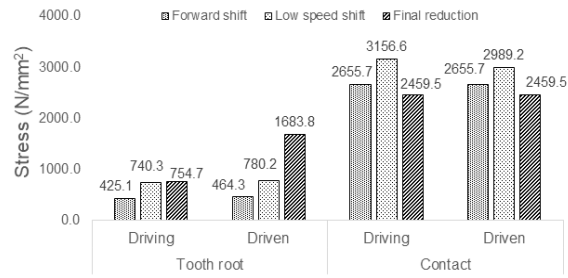


Fig. 10 Results of tooth root and contact stresses to range shift at engine rated load

엔진 정격 토크를 이용한 응력해석 결과는 Fig. 10과 같이 계산되었다. 전진 변속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(26T)와 피동 기어(28T) 각각 425.1 MPa, 464.3 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 2,655.7 MPa으로 동일하게 나타났다. 저속 변속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(14T)와 피동 기어(37T) 각각 740.3 MPa, 780.2 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 각각 3,156.6 MPa, 2,989.2 MPa로 나타났다. 최종 감속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(41T)와 피동기어(61T) 각각 754.7 MPa, 1,638.8 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 2,459.5 MPa로 동일하게 나타났다.

최대 엔진 토크를 이용한 응력해석 결과는 Fig. 11과 같이 계산되었다. 전진 변속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(26T)와 피동 기어(28T) 각각 506.9 MPa, 556.6 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 2,907.7 MPa로 동일하게 나타났다. 저속 변속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(14T)와 피동 기어(37T) 각각 888.1 MPa, 936.0 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 각각 3,457.5 MPa, 3,274.1 MPa로 나타났다. 최종 감속부에서 이뿌리 굽힘 응력은 구동기어(41T)와 피동기어(61T) 각각 905.6 MPa, 2,020.4 MPa로 나타났으며, 치면 접촉 응력은 2694.3 MPa로 동일하게 나타났다.

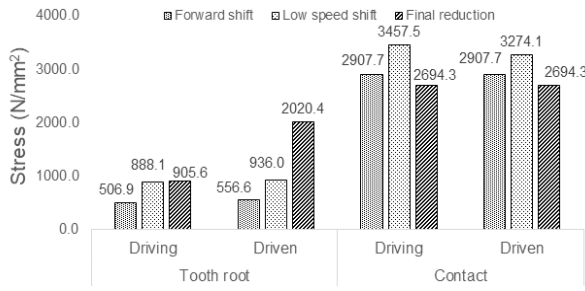


Fig. 11 Results of tooth root and contact stresses to range shift at engine maximum load

4.3 안전율 분석 결과

쟁기 작업 시 엔진 등가 토크를 통한 안전율 결과는 Fig. 12와 같이 나타났다. 전진 변속부 구동기어(26T)와 피동 기어(28T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 3.88, 5.14, 0.78, 0.94로 나타났다. 저속 변속부 구동기어(14T)와 피동 기어(37T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 2.24, 2.11, 0.65, 0.68로 나타났다. 최종 감속부 구동기어(41T)와 피동기어(61T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 2.21, 0.99, 0.84, 0.85로 나타났다.

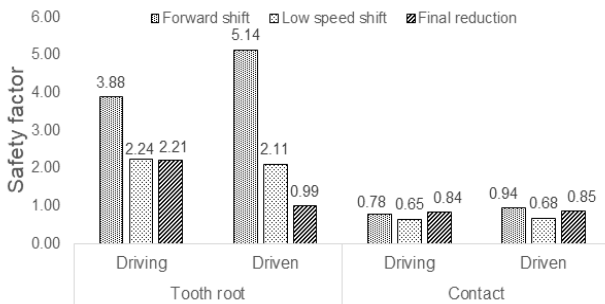


Fig. 12 Results of safety factor for tooth root and contact breakage to range shift during plow tillage

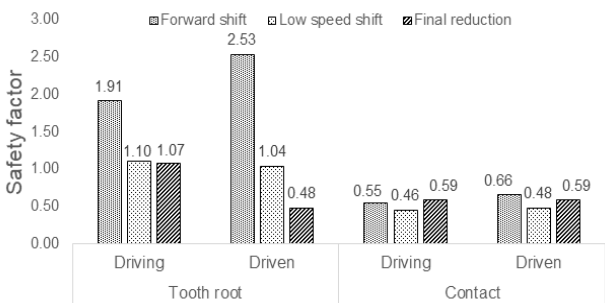


Fig. 13 Results of safety factor for tooth root and contact breakage to range shift at engine rated load

엔진 정격 토크를 이용한 안전율 분석 결과는 Fig. 13과 같이 계산되었다. 전진 변속부 구동기어(26T)와 피동 기어(28T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 1.91, 2.53, 0.55, 0.66로 나타났다. 저속 변속부 구동기어(14T)와 피동 기어(37T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 1.10, 1.04, 0.46, 0.48로 나타났다. 최종 감속부 구동기어(41T)와 피동기어(61T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 1.07, 0.48, 0.59, 0.59로 나타났다.

최대 엔진 토크를 이용한 안전율 분석 결과는 Fig. 14와 같이 계산되었다. 전진 변속부 구동기어(26T)와 피동 기어(28T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 1.60, 2.11, 0.51, 0.61로 나타났다. 저속 변속부 구동기어(14T)와 피동 기어(37T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 0.92, 0.87, 0.42, 0.44로 나타났다. 최종 감속부 구동기어(41T)와 피동기어(61T)의 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 각각 0.90, 0.40, 0.54, 0.54로 나타났다.

쟁기 작업시 엔진 등가 토크와 엔진 정격 토크에서의 안전율 결과, 2,736 시간 내에 이뿌리 파손은 Fig.15와 같이 최종 감속부의 피동 기어에서 발생 가능성이 있을 것으로 판단되며, 치면 파손은 Fig. 16과

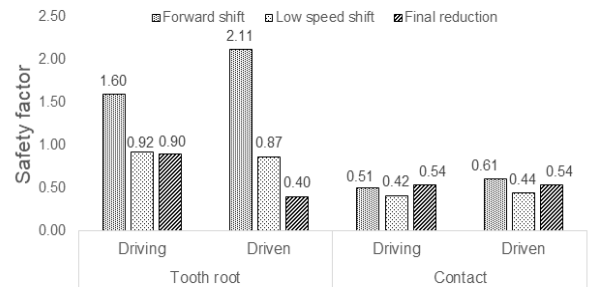


Fig. 14 Results of safety factor for tooth root and contact breakage to range shift at engine maximum load

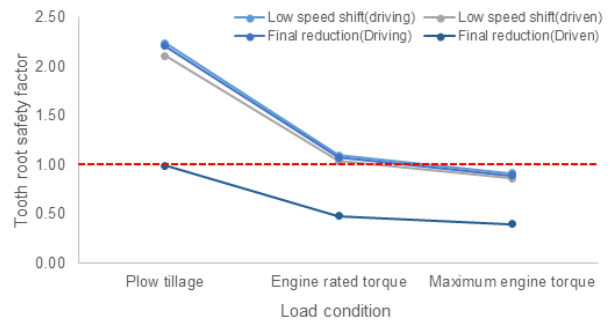


Fig. 15 Tooth root safety factor according to load condition

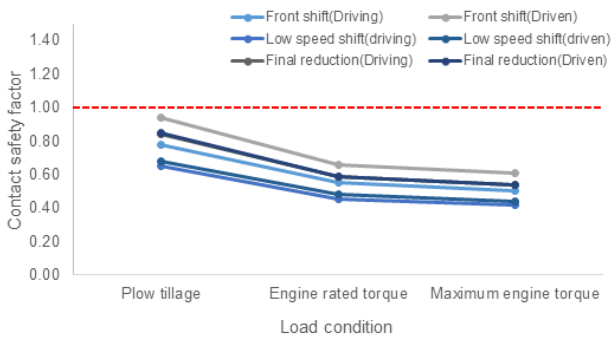


Fig. 16 Contact safety factor according to load condition

같이 부변속부 모든 기어쌍에서 발생 가능성이 있을 것으로 판단된다. 엔진 최대 토크시 안전율 결과 2,736 시간 내에 이뿌리 파손은 Fig. 15 저속 변속부와 최종 감속부의 기어쌍에서 발생 가능성이 있을 것으로 판단되며, 치면 파손은 Fig. 16과 같이 부변속부 모든 기어쌍에서 발생 가능성이 있을 것으로 판단된다.

전진 변속부에 비해 저속 변속부와 최종 감속부에서 이뿌리 파손이 발생하는 이유는 최종 감속부와 저속 변속부가 전진 변속부에 비해 큰 토크를 전달하기 때문인 것으로 판단된다. 엔진 정격 토크와 최대 토크는 다목적 농작업기계 구동에 상시 작용하지 않기 때문에 엔진 정격 토크와 최대 토크를 기준으로 설계하면 과설계가 될 수 있다. 따라서 본 연구에서는 설계에 사용하기 위해 고부하가 발생하는 쟁기 작업시 부하 계측을 수행하였으며, 이를 통해 안전율 분석을 수행하였다. 그러나 안전율 분석 결과 안전율은 1 미만으로 나타났으며, 향후 이뿌리 및 치면 파손을 방지하기 위해 보완 설계를 수행하고 신뢰성을 확보하는 것이 필요하다. 저속 변속부 및 최종 감속부에서 이뿌리 파손을 방지하기 위해 치폭 변경¹⁴⁾, 재질 변경 등의 수정이 필요할 것으로 판단된다. 부변속부 기어쌍에서의 치면 파손을 방지하기 위해 표면 열처리 가공방법 수정²¹⁾, 재질 변경 등의 수정이 필요할 것으로 판단된다. 향후 본 연구 결과는 다목적 농작업기계 부변속 보완설계에 있어 가이드라인을 제공할 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결론

본 논문은 국내 95 kW급 다목적 농작업 기계의 동력전달시스템 최적 설계를 위한 기초연구로써, 다목

적 농작업 기계 변속기 부변속부의 안전율을 분석하기 위하여 수행되었으며, 주요 결과는 다음과 같다.

1) 다목적 농작업 기계 변속기 부변속부 안전율 분석은 시뮬레이션 모델을 통해 실시되었으며, 시뮬레이션 모델은 상용 시뮬레이션 소프트웨어를 통해 개발되었다. 본 연구에서 부변속부 안전율 분석을 수행한 기어쌍은 다목적 농작업 기계가 전진 주행시 구동하는 3개 기어쌍에 대해 수행하였으며, 각각 전진 변속부, 저속 변속부, 최종 감속부이다.

2) 안전율 분석 조건은 엔진 부하, 시뮬레이션 시간(2,736 시간), 농작업시 작업 단수(저속 4단), 중형 마력급 트랙터의 연간 사용시간(342 시간), 농업용 트랙터의 내구년수(8년) 등을 고려하였다. 엔진 부하는 쟁기 작업시 다목적 농작업 기계 엔진 부하 계측을 통해 등가 부하로 계산된 엔진 부하, 엔진 정격 부하, 최대 엔진 부하로 설정하였다. 이 때 시뮬레이션 모델에 적용한 토크와 회전속도는 각각 333.9 Nm, 1,234 rpm, 687.6 Nm, 1,328 rpm 825.15 Nm, 1,328 rpm 이다.

3) 굽힘 안전율과 접촉 안전율은 안전율 분석을 위해 사용되었으며, ISO 6336 기준을 통해 계산되었다. 안전율 해석 결과 쟁기 작업시 엔진 등가 토크에서 굽힘 안전율은 전진 변속부, 저속 변속부, 최종 감속부 구동, 피동 기어 각각 3.88, 2.24, 2.21, 5.14, 2.11, 0.99으로 나타났으며, 접촉안전율은 각각 0.78, 0.65, 0.84, 0.94, 0.68, 0.85로 나타났다. 엔진 정격 토크에서 굽힘 안전율은 전진 변속부, 저속 변속부, 최종 감속부 구동, 피동 기어 각각 1.91, 1.10, 1.07, 2.53, 1.04, 0.48으로 나타났으며, 접촉안전율은 각각 0.55, 0.46, 0.59, 0.66, 0.48, 0.59로 나타났다. 엔진 최대 토크에서 굽힘 안전율은 전진 변속부, 저속 변속부, 최종 감속부 구동, 피동 기어 각각 1.60, 0.92, 0.90, 2.11, 0.87, 0.40으로 나타났으며, 접촉안전율은 각각 0.51, 0.42, 0.54, 0.61, 0.44, 0.54로 나타났다. 쟁기 작업시 엔진 등가 토크와 엔진 정격 토크에서 이뿌리 파손은 굽힘 안전율이 1 미만으로 나타난 최종 감속부의 피동 기어에서 발생 가능성이 있을 것으로 판단된다. 치면 파손은 접촉 안전율이 1 미만으로 나타난 부변속부 모든 기어쌍에서 발생 가능성이 있을 것으로 판단된다. 엔진 최대 토크에서 이뿌리 파손은 굽힘 안전율이 1 미만으로 나타난 저속 변속부와 최종 감속부의 구동, 피동 기어에서 발생 가능성이 있을 것으로 판단되며, 치면 파손은 접촉 안전율이 1 미만으로 나타난 부변속부 모든 기어쌍에서 발생 가

능성이 있을 것으로 판단된다.

4) 향후 본 연구 결과는 농작업 기계 변속기의 최적 설계를 위한 기초 자료로 활용 가능할 것으로 판단되며, 보완 설계에 있어 가이드라인을 제공 할 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 2019년 충남대학교 해외파견 연구비 지원에 의한 결과입니다.

이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

References

- 1) D. J. Kim et al., "Development of HSU and Transmission Control Technology for Continuously Variable transmission of Tractor and Forklift," *Journal of Drive and Control* Vol.15, No.1, pp.51-60, 2018.
- 2) N. G. Lee et al., "A Study on the Improvement of Transmission Error and Tooth Load Distribution using Micro-geometry of Compound Planetary Gear Reducer for Tractor Final Driving Shaft," *Jouanal of Drive Control* Vol.17, No.1, pp.1-12, 2020.
- 3) D. S. Jung et al., "Study of Test for and Evaluation of HMT for a Tractor," *Journal of Applied Reliability* Vol.19, No.3, pp.275-283, 2019
- 4) KAMICO, KSAM, "Agricultural Machinery Yearbook Republic of Korea," *Korea Agricultural Machinery Industry Cooperation*, 2019.
- 5) Y. J. Kim et al., "Evaluation of Tractor PTO Severeness during Rotary Tillage Operation," *Journal of Biosystems Engineering* Vol.36, No.3, pp.163-170, 2011.
- 6) D. C. Kim, Y. S. Kang, "Case Study if Accelerated Life Test Method for Agricultural Tractor Transmission," *Journal of Biosystems Engineering* Vol.34, No.5, pp.326-330, 2009.
- 7) J. H. Kim et al., "Severeness of Transmission Loads of Agricultural Tractor," *Journal of Biosystems Engineering* Vol.23, No.5, pp.417-426, 1999.
- 8) W. S. Kim et al., "Analysis of Power Requirement of 78 kW Class Agricultural Tractor According to the Major Field Operation," *Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers A* Vol.43, No.12, pp.911-922, 2019.
- 9) W. S. Kim et al., "Work Load Analysis for Determination of the Reduction Gear Eatio for a 78 kW all Wheel Drive Electric Tractor Design," *Korean Journal of Agricultural Science* Vol.43, No.3, pp.613-627, 2019.
- 10) Y. J. Kim et al., "Analysis of Power Requirement of Agricultural Tractor during Baler Operation," *Journal of Biosystems Engineering* Vol.36, No.4, pp.243-251, 2011.
- 11) M. G. Kong, C. K. Song, Y. D. Kim, "Strength Design Evaluation of the Multi-range Transmission," *Journal of the Korea Society for Power System Engineering* Vol.15, No.3, pp.12-17, 2011.
- 12) T. J. Kim et al., "Strength Analysis of Mechanical Transmission using Equivalent Torque of Plow Tillage of an 82 kW-class tractor," *Korean Journal of Agricultural Science* Vol.46, No.4, pp.723-735, 2019.
- 13) S. M. Baek et al., "Design of the Hydro-Mechanical Transmission for a 55 kW-Class Agricultural Tractor," *Journal of Drive and Control* Vol.17, No.2, pp.19-27, 2020.
- 14) J. H. Jang et al., "Effects of PTO Gear Face Width on Safety Factors," *Korean Journal of Agricultural Science* Vol.43, No.4, pp.650-655, 2016.
- 15) S. J. Hong et al., "Analysis of the Axle Load of an Agricultural Tractor during Plow Tillage and Harrowing," *Korean Journal of Agricultural Science* Vol.43, No.4, pp.665-669, 2016.
- 16) J. M. Serrano et al., "Tractor Energy Requirements in disc Harrow Systems," *Biosystems Engineering* Vol.98, pp.286-296, 2007.
- 17) S. U. Park, "Fatigue Life Evaluation of Spiral Bevel Gear of Transmission using Agricultural Workload of Tractor," *Ph.D, Dissertation, Chungnam National University, Korea*, 2019.
- 18) ISO(International Organization for Standardization), "Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Part 6:Calculation of Service Life under

- Variable Load”, In ISO 6336-6:2010.
- 19) D. H. Lee, “Analysis of Power Requirements of Tractor for Field Operation,” Master, Dissertation, Sungkyunkwan University, Suwon, Korea, 2011.
 - 20) ISO(International Organization for Standardization), “Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Part 1:Basic Principles, Introduction and General Influence Factors”, In ISO 6336-1:2015.
 - 21) P. U. Lee et al., “Load Capacity Simulation of an Agricultural Gear Reducer by Surface Heat Treatment,” Korean Journal of Agricultural Science Vol.43, No. 4, pp.656-664, 2016.
 - 22) U. G. Jeong, “Durability Verification of Gears in the Multi-range Transmission using Cumulative Damage rule,” Ph.D. Dissertation, Gyeongsang National University, Jinju, Korea, 2013.
 - 23) ISO(International Organization for Standardization), “Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Part 3:Calculation of Tooth Bending Strength”, In ISO 6336-3:2015.
 - 24) ISO(International Organization for Standardization), “Calculation of Load Capacity of Spur and Helical Gears - Part 2:Calculation of Surface Durability (pitting)”, In ISO 6336-2:2015.