

동하중 모형을 이용한 트랙터 전동라인의 치타음 분석

Analysis of Gear Rattle Using a Dynamic Load Model of Agricultural Tractor Driveline

류일훈
정희원
I. H. Ryu

김경욱
정희원
K. U. Kim

ABSTRACT

The objectives of this study were to analyze gear rattle in a power drive line using its dynamic model and to derive design guidelines to eliminate it. A 72 degrees of freedom model of power driveline of an agricultural tractor was developed and proved to be valid for predicting the collision characteristics of gears in mesh, which may determine whether or not the gear rattle will occur. Using the model the effects on the rattle of drag torque, backlash, mass moment of inertia, transmitting torque were analyzed. Increasing drag torque or decreasing mass moment of inertia reduced gear rattle. The gears transmitting power do not develop rattles. It was also found that a large amount of rattle is likely to be developed by the change gears placed at the end of idle shafts. Increasing the drag torque to such change gears may be the most effective way of reducing the gear rattle in a tractor driveline.

Keywords : Gear rattle, Power driveline. Agricultural tractor.

1. 서 론

엔진의 폭발 행정에 의하여 발생된 토크 변동은 변속기로 전달되어 진동과 소음의 원인이 된다. 유압 변속기의 경우에는 유압 오일에 의하여 엔진의 토크 변동이 어느 정도 흡수될 수 있으나, 기계식 변속기의 경우에는 대부분 변속기로 전달된다. 변동 토크가 기어 또는 스플라인에 작용하면 기어와 기어 사이에는 충돌이 발생하여 소음과 진동을 일으킨다. 이러한 현상을 기어의 치타음(rattle)이라고 한다(Rahnejat, 1998). 치타음이 발생

되는 조건과 원인은 많은 연구에 의하여 구명되어 있다. 토크 변동에 의하여 발생된 전동라인의 각 가속도는 전동라인 상에 있는 무부하 상태의 기어에 관성 토크를 일으킨다. 치타음은 기어에 작용하는 관성 토크가 저항토크(drag)보다 클 때 발생하는 것으로 알려져 있다(Szadkowski, 1991). Weidner(1991)는 각가속도에 따라 소음 수준을 측정하여 치타음의 경계 조건을 구명하였으며, 한쌍의 기어에서 반발계수를 측정하여 기어의 충돌 특성과 기어에 작용하는 저항토크를 결정하였다. Szadkowski(1991)는 공회전에서 치타음의 발생 여

The paper was submitted for publication in May 2002; reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in September 2002. The corresponding author is K. U. Kim, Professor School of Bioresources and Material Engineering Seoul National University Suwon, Korea. e-mail: <kukim@plaza.snu.ac.kr>.

부를 예측할 수 있는 수학적 모형을 개발하고, 기어의 백래시, 클러치 댐퍼의 강성, 이력, 초기 하중 등이 치타음 발생에 미치는 영향을 분석하였다. Fudala(1987)는 전동라인의 토크 변동은 엔진의 출력 토크뿐만 아니라 전동라인의 질량관성모멘트, 탄성계수, 감쇠계수, 감속비 등의 영향을 받기 때문에, 치타음 문제는 적절한 클러치 설계뿐만 아니라 전동라인의 시스템 측면에서 접근해야 한다고 하였다. 박광호(1990)는 유효 관성의 최적화를 통하여 변속기 소음을 줄이기 위한 방법을 연구하였으며, 안병민(1997) 등은 디젤 차량의 치타음 수준을 감소시키기 위한 2단 댐퍼 클러치의 설계 방법을 연구한 바 있다. 이러한 연구는 모두 승용차를 대상으로 수행되었다. 그러나, 트랙터에 대한 치타음 문제는 관심의 대상이 되지 못하였다.

승용차의 치타음은 주로 공회전 상태에서 문제가 된다. 왜냐하면 전동 중에는 치타음 수준이 높지 않기 때문이다. 그러나, 트랙터의 전동 라인에서는 전동 중에도 공회전 상태의 기어가 많기 때문에 공회전에서 뿐만 아니라 전동 상태에서도 치타음 수준이 높다.

본 연구는 트랙터의 전동라인을 구성하는 주요 장치의 운동 특성을 예측할 수 있는 모형을 개발하고, 기어의 충돌 현상을 컴퓨터로 시뮬레이션하여, 전동라인의 주요 변수가 치타음 발생에 미치는 영향을 구명하기 위하여 수행되었다. 또한, 치타음을 방지할 수 있는 전동라인의 설계 방안을 제시하고자 하였다.

2. 트랙터 전동라인의 동적 모형

트랙터의 전동라인을 엔진, 기어, 클러치, 전동축, 차동장치, 구동륜 즉, 6개의 장치로 구성하고 각각의 운동 특성을 예측할 수 있는 모형을 개발하였다. 전동라인은 각각의 모형을 조합하여 모형화하였다.

엔진 모형에서는 정상 출력 토크와 폭발 행정에 의한 토크의 변동 특성을 나누어 모형화하였다(Ryu, 2001). 정상 출력 토크 모형은 엔진의 각변

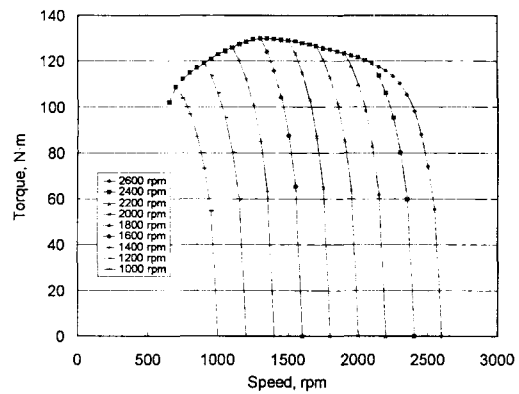


Fig. 1 Engine speed vs. torque by governor control.

위, 각속도, 가속 장치의 설정을 이용하여 1주기의 평균 토크를 구한다. 그림 1은 엔진의 정상 출력 토크 모형으로써 예측한 부분 부하 상태의 속도-토크 선도를 나타낸 것이다. 즉, 조속기의 설정 속도에 따라, 엔진 속도와 토크의 관계를 나타낸 것이다. 부분 부하 토크 곡선은 최대 토크 곡선과 조속기의 속도 조정 폭을 이용하여 구하였다. 모형화 대상 엔진은 4기통 수냉 디젤 기관으로서, 정격 출력과 속도는 각각 30.6 kW, 2,600 rpm이었으며, 최대 토크와 속도는 각각 130 N·m, 1400 rpm 이었다.

폭발 행정에 의한 출력 토크의 변동 특성은 복합 사이클(dual cycle)의 압력-체적 선도와 크랭크축의 각변위에 따른 실린더의 가스 압력을 이용하여 결정하였으며, 한 주기 동안의 출력 토크의 변화를 결정한다. 복합 사이클의 압력-체적 선도는 그림 2에서와 같이 최대 압력과 연료 차단비(cut-off ratio)를 이용하여 나타내었으며, 또한, 최대 압력은 오토 사이클이 수행한 일(work)을 변수로 한 식 (1)을 유도하여 구하였다.

$$P_X = r^k P_A + \frac{4\pi R_{otto} T_{1CycMean}}{V_B \cdot n_{cyl}} \frac{k-1}{1 - \frac{1}{r^{k-1}}} \quad (1)$$

여기서,

P_X = pressure at X(max. pressure), Pa

P_A = pressure at A, Pa

V_B = volume at B (clearance volume), m^3
 r = compression ratio
 k = specific heat ratio
 R_{otto} = ratio of work done by otto cycle to that by dual cycle
 $T_{1CycMean}$ = mean torque of engine for one cycle, N.m
 n_{cyl} = number of cylinders

연료 차단비는 디젤 사이클이 수행한 일을 기준으로 식 (2)를 유도하여 구하였다. 식 (2)의 해는 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson)의 방법을 적용하여 수치 해석적으로 구할 수 있다.

$$W_{diesel} = (1 - R_{otto}) \times \left[4\pi \frac{T_{1CycMean}}{n_{cyl}} \right]$$

$$= [k(r_c - 1) - r^{1-k}(r_c^k - 1)] \frac{P_X V_B}{k-1} \quad (2)$$

여기서,

W_{diesel} = work done by diesel cycle, N.m

r_c = cut off ratio

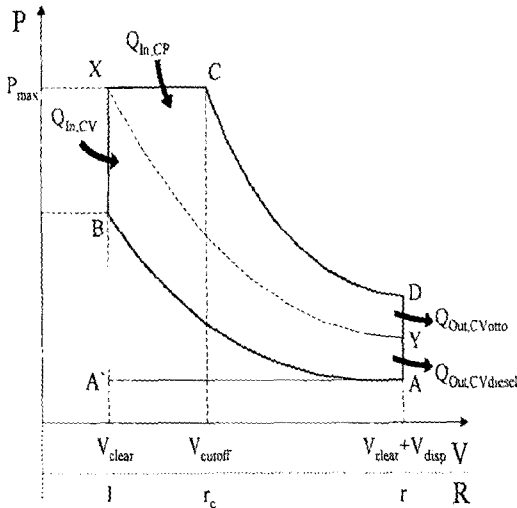


Fig. 2 Pressure-volume relation of dual cycle.

그림 3은 엔진 모형을 이용하여 부하 토크가 각각 0, 60, 130 N·m일 때 출력 토크의 변동 특성을 예측한 것이다(Ryu, 2001). 출력 토크는 크랭크 축에서의 토크로서, 전부하 상태에서는 -400~800 N·m의 변동 폭을 나타내었다.

한 쌍의 기어는 피니언 1과 기어 2의 질량관성 모멘트 I_{G1} , I_{G2} , 저항 토크 R_{G1} , R_{G2} , 전동 효율 η , 감속비 N , 반발 계수 e , 백래시 B 를 이용하여 모형화하였으며 특히, 백래시으로써 충돌 현상을 모형화하였다. 기어의 운동 상태는 충돌, 구동, 유동, 3가지 상태로 구분하였으며, 그림 4에서와 같이 피니언과 기어의 상대 각변위 $\Delta\theta_{GP}$, 상대 각속도 $\Delta\omega_{GP}$, 상대 토크 ΔT_{GP} 에 따라 그 상태를 구별하였다.

피니언의 회전 방향을 양의 방향, 그 반대 방향을 음의 방향, 백래시가 시작되는 지점을 음의 지점, 백래시가 끝나는 지점을 양의 지점이라 하면, 양의 충돌은 양의 지점에서 양의 상대 각속도를 가질 때 일어나며, 음의 충돌은 반대로 음의 지역에서 음의 상대 각속도를 가질 때 발생된다. 양의 구동은 양의 지역에서 상대 각속도가 충돌 제한속도보다 느리고 상대 토크가 양일 때 일어나며, 음의 구동은 음의 지역에서 상대 각속도가 충돌 제한속도보다 느리고 상대 토크가 음일 때 일어난다. 이 외의 경우에는 두 기어가 분리되어 동력이 전달되지 않는 유동 상태가 된다. 이 때 양의 접촉 지역과 음의 접촉 지역은 각각 백래시의

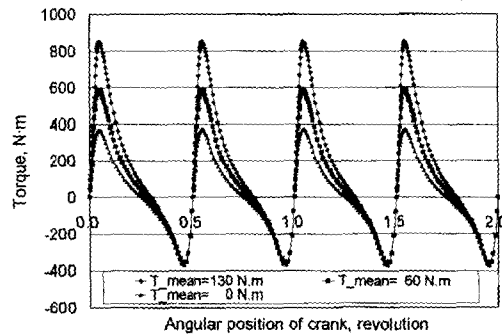


Fig. 3 Simulated output torque of test tractor engine.

$\Delta\theta_{GP}$	$\Delta\omega_{GP}$	ΔT_{GP}	Movement
$0.495B < \Delta\theta_{GP}$ [0.5B	$\omega_{II} < \Delta\omega_{GP}$	$0 \leq \Delta T_{GP}$ $\Delta T_{GP} < 0$	Impact(+)
	$-\omega_{II} < \Delta\omega_{GP}$ [ω_{II}		Drive(+)
$-0.495B \leq \Delta\theta_{GP}$ [0.495B	$\Delta\omega_{GP}$ [$-\omega_{II}$		Free
	$-0.5B \leq \Delta\theta_{GP}$ < $-0.495B$	$0 \leq \Delta T_{GP}$ $\Delta T_{GP} < 0$	Drive(-)
	$\Delta\omega_{GP}$ [$-\omega_{II}$		Impact(-)

Fig. 4 Model of a pair of gear and a chart for classifying gear motions.

1/20로 하였으며, 충돌 제한속도는 충돌이 일어날 수 있는 최저 속도로서 1/100 rad/sec로 하였다.

피니언 기어 1과 기어 2 사이의 충돌은 운동량 보존의 법칙과 반발계수를 이용하여 모형화하였으며, 충돌 후 기어의 속도와 충격량은 일정한 크기의 충격 토크가 Δt 시간 동안 작용하는 것으로 가정하여 구하였다. 식 (3)은 충돌 후 기어 1과 2의 속도 ω_{G1} , ω_{G2} 및 Δt 시간 동안 기어 1과 2에 작용하는 충격 토크, $T_{im,G1}$, $T_{im,G2}$ 을 구하기 위한 식을 나타낸 것이다.

$$\omega_{G1}(t_1 + \Delta t) = \left[(1 - eN^2 \frac{I_{G2}}{I_{G1}}) \omega_{G1}(t_1) + (e+1)N \frac{I_{G2}}{I_{G1}} \omega_{G2}(t_1) \right] / (1 + N^2 \frac{I_{G2}}{I_{G1}})$$

$$\omega_{G2}(t_1 + \Delta t) = \left[N(e+1)\omega_{G1}(t_1) + (N^2 \frac{I_{G2}}{I_{G1}} - e)\omega_{G2}(t_1) \right] / (1 + N^2 \frac{I_{G2}}{I_{G1}}) \quad (3)$$

$$T_{im,G1} = I_{G1} \cdot \frac{\omega_{G1}(t_1 + \Delta t) - \omega_{G1}(t_1)}{\Delta t}$$

$$T_{im,G2} = -\frac{T_{im,G1}}{N}$$

여기서,

I_{G1} = mass moment of inertia of gear 1, $kg \cdot m^2$

I_{G2} = mass moment of inertia of gear 2, $kg \cdot m^2$

N = speed reduction ratio

ω_{G1} = angular velocity of gear 1, rad/s

ω_{G2} = angular velocity of gear 2, rad/s

t_1 = time before impact, sec

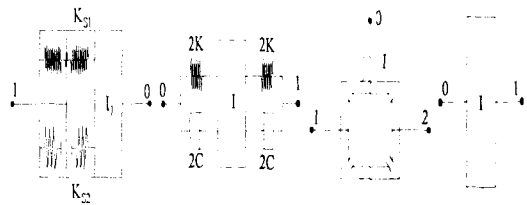
Δt = time step, sec

e = coefficient of restitution of gear

그림 5는 전동라인을 구성하는 클러치, 전동축, 차동장치, 구동륜의 모형을 나타낸 것이다.

클러치는 댐퍼 스프링의 강성, 이력, 초기 장력, 질량관성모멘트를 고려하여 모형화하였으며, 전동축은 비틀림 강성과 댐퍼를 질량관성모멘트의 좌우로 등분하는 방법으로 모형화하였다. 차동장치에서는 좌우 구동륜으로 동력이 분기될 수 있도록 하였으며, 구동륜은 단일 질량관성모멘트로 모형화하였다.

이상의 전동라인 요소에 대한 모형화 방법을 적용하여 엔진의 정격 출력과 속도가 각각 41마력, 2,600 rpm이고 중량이 18.2 kN인 중형 트랙터의 전동라인을 그림 6에서와 같이 모형화하였다(류, 2001). 이 트랙터의 전동 라인에는 엔진, 클러치, 기어박스, 차동장치, 최종 감속기어, 구동륜으로 구성되어 있다. 기어박스는 전후진 변속(F, R), 주변속(1, 2, 3, 4단), 부분속(H, M, L, LL)으로 구성된 전후진 총 16단 변속 장치로 되어 있고, 동력취출축은 4단 변속 장치로 구성되어 있다. 전동라인 모형은 총 52개의 전동라인 요소로써 구성하였으며, 자유도는 72로 하였다.



(a) clutch (b) shaft (c) differential (d) wheel

Fig. 5 Driveline component models.

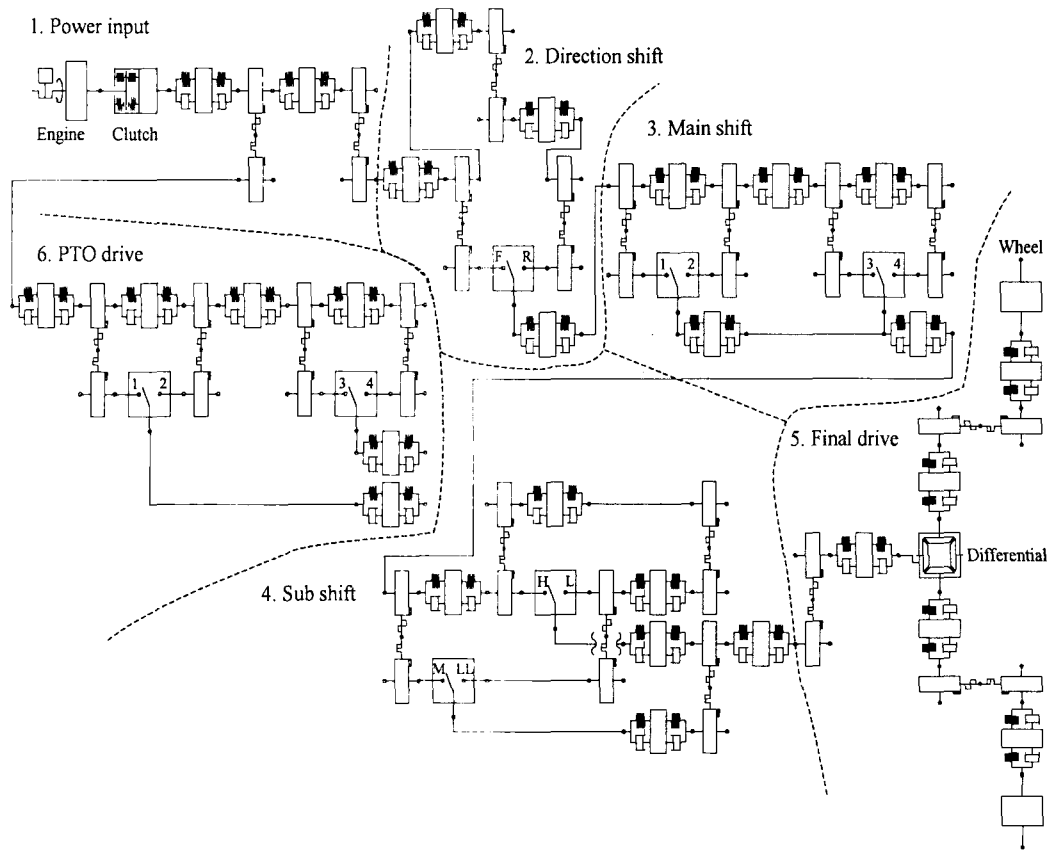


Fig. 6 Driveline model of test tractor.

3. 모형의 속성값 결정

전동라인을 구성하는 각 요소의 질량관성모멘트는 각 요소를 실제의 형상과 크기대로 모형화하여 3차원 모델링 소프트웨어인 Solid Edge에서 구하였다. 이 때 재료의 밀도는 플라이 휠의 경우, 주철의 밀도 $7,250 \text{ kg/m}^3$ 를 사용하였으며, 나머지 요소는 강철의 밀도 $7,850 \text{ kg/m}^3$ 를 사용하였다. 전동 요소의 비틀림 스프링 상수도, 질량관성모멘트에서와 같이, 실제 요소의 형상을 모형화하여 구하였으며, 이 때 재료의 강성계수는 80 GPa 로 하였다. 비틀림 감쇠계수는 질량관성모멘트와 비틀림 스프링 상수를 이용하여 구하였으며, 감쇠비는 0.7 로 하였다. 질량관성모멘트, 비틀림 스프링 상수, 비틀림 감쇠계수는 각 요소의 고유한 값이나,

이들이 실제 전동라인의 운동 상태에 미치는 영향은 감속비에 따라 변화되며, 기준점의 위치에 따라서도 다르다. 본 연구에서는 기준점을 엔진 출력축으로 하고, 감속비의 영향을 고려하여 표 1에서와 같이 전동라인을 8개 그룹으로 나누어 각 그룹에 대한 등가 질량관성모멘트, 등가 비틀림 스프링 상수, 등가 비틀림 감쇠계수를 구하였다. 각 그룹 내에서 전동요소는 직렬로 연결하였으며, 비틀림 스프링 상수는 비틀림의 영향을 가장 크게 받는 전동축만을 대상으로 하였다.

전동라인에서 질량관성모멘트의 영향이 가장 큰 부분은 플라이 휠이었으며, 비틀림 스프링상수와 비틀림 감쇠계수의 영향이 가장 큰 부분은 각각 전후진 변속부와 동력 입력부인 것으로 나타났다.

Table 1 Properties of elements in driveline modified by a speed reduction ratio and a reference point

Component	Equivalent mass moment of inertia, $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	Equivalent torsional stiffness, $\text{kN} \cdot \text{m/rad}$	Equivalent torsional damping coefficient $\text{N} \cdot \text{m s/rad}$
Flywheel	58.21×10^{-2}	-	-
Power input	0.68×10^{-2}	15.1	1.6
PTO drive	0.11×10^{-2}	1.9	0.5
Direction shift	0.29×10^{-2}	56.7	2.0
Main shift	0.22×10^{-2}	7.6	0.3
Sub shift	0.11×10^{-2}	15.0	0.7
Final drive	0.36×10^{-2}	0.1	0.02
Wheel	0.31×10^{-2}	-	-

4. 모형의 검증

전동라인 모형의 유효성을 검증하기 위하여 검증 실험을 실시하였다. 검증 실험은 모형화 대상 트랙터의 변속기 입력축에 작용하는 토크 변동의 특성을 측정하고 이를 모형의 예측치와 비교하는 방법으로 수행하였다. 토크 변동은 기어 충돌의 직접적인 원인이 될 뿐만 아니라 이를 측정할 수 있고 그 특성에 일관성이 있기 때문에 적절한 검증 변수로 판단하였다.

검증 실험은 가장 정확하게 토크 변동을 측정할 수 있는 저속, 무부하 상태에서 실시하였다. 트랙터의 엔진 속도를 1,000 rpm으로 설정하고, 최종 구동축을 들어 올린 무부하 상태에서 15초 동안 1 kHz의 샘플링 속도로써 엔진 속도와 변속기 입력축 토크를 측정하였다. 측정된 변속기 입력축 토크는 300 Hz의 차단 주파수로써 저주파 필터링을 실시하였다.

측정한 변속기 입력축의 평균 속도는 996 rpm이었으며, 평균 토크는 $5.8 \text{ N} \cdot \text{m}$ 이었다. 그림 7은 0.3초간 실제 측정된 입력축 토크와 모형으로 예측한 입력축 토크의 변화를 비교하여 나타낸 것이다. 측정된 입력축 토크에서는 엔진 폭발에 의한 변동 특성이 명확하게 나타났으며, 엔진의 폭발

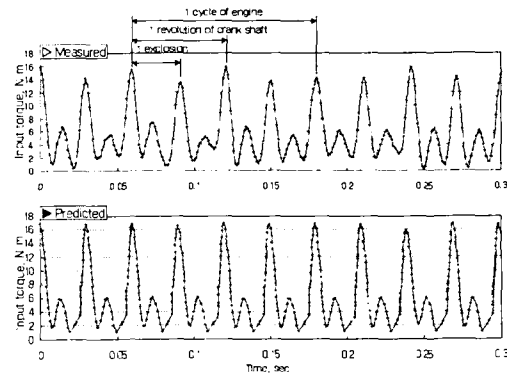


Fig. 7 Time histories of measured and predicted torques transmitted to input shaft of power driveline.

주기당 두 개의 루프가 나타났다. 큰 루프는 엔진의 폭발 행정에 의하여, 작은 루프는 전동라인의 동적 특성에 의하여 발생된 것으로 판단된다. 시뮬레이션에 의한 예측 토크와 측정 토크의 크기와 변동 특성은 유사한 경향을 나타내었다. 큰 루프의 변동 폭에 대한 측정치와 예측치가 각각 $15.4 \text{ N} \cdot \text{m}$, $13.4 \text{ N} \cdot \text{m}$ 이었으며, 측정치에 대한 예측치의 %오차는 약 13%이었다. 이러한 결과에 따라, 전동라인 모형은 실제 트랙터의 전동라인으로 전달되는 토크의 변동 특성을 적절히 예측할 수 있

을 것으로 판단하였다.

5. 전동라인 모형 시뮬레이션

가. 충돌 특성

전동라인 모형을 이용하여 한 쌍의 기어가 충돌할 때 그 특성을 분석하였다. 그림 8은 트랙터를 중립 상태에서 1,000 rpm으로 무부하 운전하였을 때, 전진 변속 기어의 상대 각변위와 상대 각속도를 예측한 결과이다. 이때 기어의 백래시는 0.002 rad으로 설정하였으며, 저항 토크는 0.00, 0.26, 0.34 N·m 3 수준으로 변화시켰다. 저항 토크는 기어의 충돌을 억제하는 요인으로서 그 크기가 증가할수록 그림 8에서와 같이 기어의 상대 각변위와 각속도의 변동 폭은 감소하였다.

그림 9는 저항 토크의 함수로서 기어의 상대 각변위와 각속도의 변동 폭을 나타낸 것이다. 저항 토크가 0.26 N·m일 때 기어는 이중 충돌에서 단일 충돌로 변화되었으며, 0.42 N·m일 때 충돌 현상이 사라졌다. 단일 충돌이 사라질 때와 이중 충돌이 사라질 때의 저항 토크를 각각 충돌 한계 토크(impact limit torque)와 이중 충돌 한계 토크(double impact limit torque)로 정의하면, 기어의 충돌 특성을 저항 토크의 함수로써 나타낼 수 있다.

(double impact limit torque)로 정의하면, 기어의 충돌 특성을 저항 토크의 함수로써 나타낼 수 있다.

나. 주요 변수의 영향

치타음에 영향을 미치는 변수에는 치타음의 경계 조건을 결정하는 저항 토크, 기어의 질량 관성 모멘트, 전동 토크, 속도, 백래시 등이 있다. 이러한 변수가 치타음 발생에 미치는 영향을 구명하였다. 질량관성모멘트는 관성 토크의 크기를 결정하며 치타음의 발생 여부를 결정하는 가장 중요한 요인 중의 하나이다. 그림 10은 기어의 질량관성모멘트가 충돌에 미치는 영향을 나타낸 것이다.

충돌 한계 토크는 질량관성모멘트에 비례하는 것으로 나타났다. 기어의 질량관성모멘트가 1000 kg·mm²일 때 충돌 한계 토크 0.43 N·m이었다. 트랙터 전동라인에서 기어의 질량관성모멘트는 63%가 1,000 kg·mm² 이하이었다.

전동 토크는 기어의 충돌 특성에 절대적인 영향을 미치는 것으로 나타났다. 그림 11은 전동 토크의 크기에 따라 기어의 충돌 특성을 나타낸 것이다. 전동 토크가 약간 증가하였을 때 이중 충돌

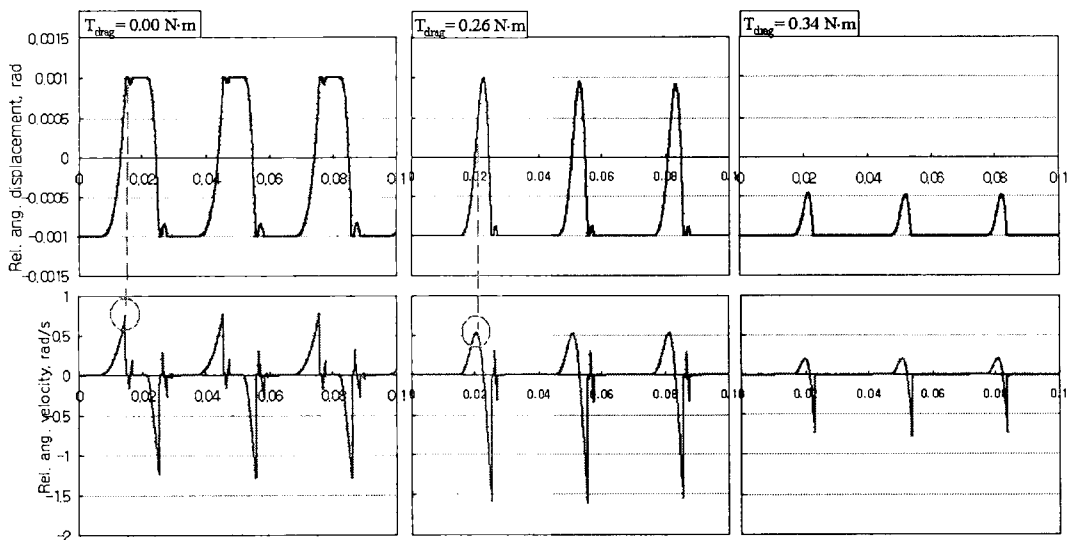


Fig. 8 Relative angular displacement and velocity of meshed gears.

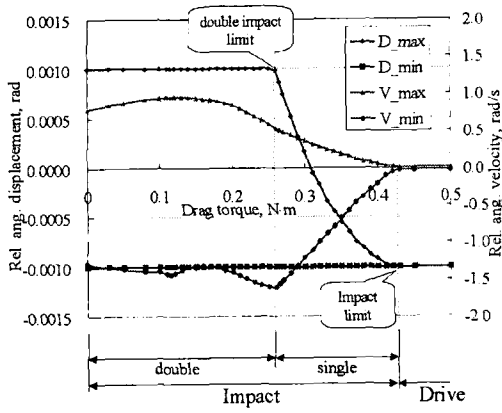


Fig. 9 Variations in relative angular displacement and velocity as a function of drag torque.

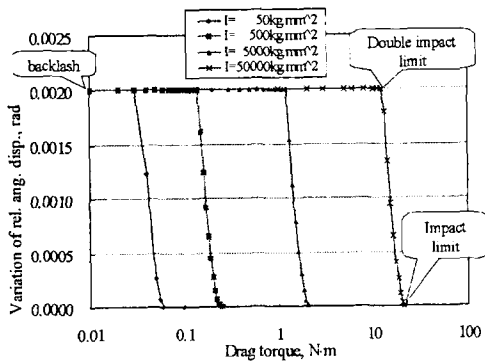


Fig. 10 Effect of mass moment of inertia on gear collision.

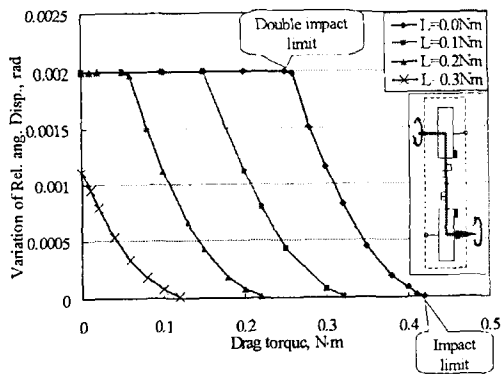


Fig. 11 Effect of driving torque on gear collision.

현상은 급격히 감소하였으며, 0.4 N·m 정도에서 충돌 현상은 사라졌다. 이는 전동 토크가 저항 토크와 같이 기어의 상대 운동을 억제하기 때문인 것으로 판단된다. 또한, 전동 중인 기어에서는 충돌이 일어나지 않았다.

그림 12는 전진 및 후진 변속 기어와 그 사이의 카운터 기어에 대한 충돌 특성을 나타낸 것이다. 카운터 기어에는 후진 변속 기어에 작용하는 저항 토크가 전달되어 충돌이 억제되는 것으로 판단된다. 따라서, 트랙터 전동라인에서 충돌이 가장 쉽게 일어나는 기어는 무부하 경로의 끝단에 위치하는 변속 기어인 것으로 나타났다.

그림 13과 그림 14는 각각 엔진 속도와 기어의 백래시가 기어 충돌에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 엔진 속도와 백래시가 증가되면 충돌 한계 토크는 일정한 수준으로 유지되나 이중 충돌 한계 토크는 감소되는 것으로 나타났다. 엔진 속도가 증가될수록 기어가 전방의 기어와 충돌한 후 다시 백래시 뒤에 있는 후방 기어와 충돌할 시간이 없기 때문에 이중 충돌이 감소되는 것으로 판단된다. 백래시가 증가되는 경우에도 후방 기어와 충돌하기 위하여 이동해야 할 거리가 증가되기 때문에 이중 충돌은 감소되는 것으로 판단된다.

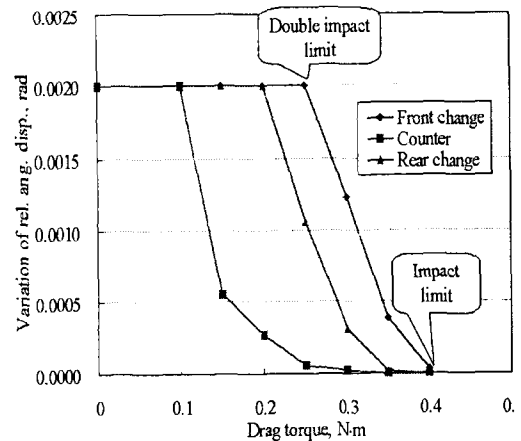


Fig. 12 Characteristics of impacts on forward, counter and rear change gears.

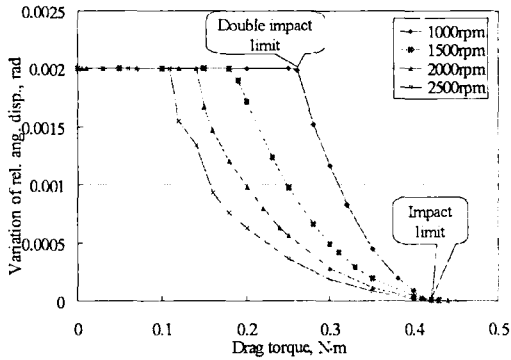


Fig. 13 Effect of engine speed.

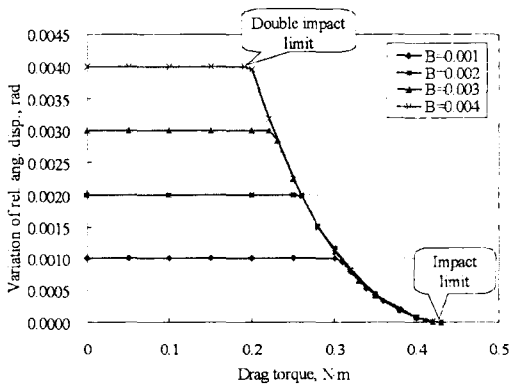


Fig. 14 Effect of gear backlash.

6. 요약 및 결론

본 연구는 트랙터 전동라인에서 발생하는 기어의 치타음 특성을 분석하고, 치타음 발생을 감소시킬 수 있는 설계 방안을 제시하기 위하여 시도되었다. 트랙터 전동라인을 엔진, 기어, 클러치, 전동축, 차동장치, 구동륜의 6개 장치로 구성하고, 각 장치의 운동 특성을 예측할 수 있는 모형을 개발하였다. 전동라인은 각 모형을 조합하여 51개 요소와 72 자유도로 모형화하고 이를 이용하여 치타음의 특성과 발생 여부를 분석하였다. 모형의 타당성을 검증하기 위하여 변속기 입력축의 토크 변동을 측정하고 이를 모형의 예측치와 비교하였다. 변속기 입력축의 토크 변동에 대한 모형의 예

측치와 실측치의 % 오차는 약 13%이었으며, 예측한 토크 변동의 크기와 경향은 모형의 타당성을 인정하는 데 충분하였다.

전동라인 모형을 이용한 시뮬레이션을 통하여 기어의 상대 각변위에 대한 변화 폭을 예측하고, 이를 저항 토크의 함수로서 나타내어 기어의 충돌 특성을 분석하였다. 또한, 저항 토크, 기어의 질량관성모멘트, 전동 토크, 속도, 기어의 백래시가 치타음에 미치는 영향을 구명하였다. 치타음의 발생 조건을 정량화하기 위하여 기어의 상대 각변위 변화 폭을 저항 토크의 함수로써 나타낸 상대 각변위/저항 토크 선도를 작성하고, 충돌 한계 토크와 이중 충돌 한계 토크를 정의하였다. 저항 토크와 질량관성모멘트는 기어 충돌에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 저항 토크가 증가될수록, 질량관성모멘트가 작을수록 기어 충돌은 억제되었다. 전동라인에서 충돌이 가장 쉽게 일어나는 기어는 무부하 상태의 변속 기어인 것으로 나타났으며 토크를 전달하는 기어에서는 충돌이 발생되지 않았다. 따라서 치타음 문제는 무부하 상태로 존재하는 변속 기어를 중심으로 해결하는 것이 바람직한 것으로 판단된다.

무부하 변속 기어에 적절한 크기의 저항 토크를 작용시키면 기어의 충돌을 방지할 수 있을 것으로 판단된다. 변속 기어의 질량관성모멘트를 $1,000 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ 이내로 제한하였을 때 적절한 저항 토크의 크기는 약 $0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$ 정도이었다.

참고 문헌

1. 박광호. 1990. 변속기의 설계에 미치는 관성의 영향. 기아기보 No.12:36-47.
2. 안병민, 장일도, 전병호, 홍동표, 정태진. 1997. 래틀 진동 저감을 위한 설계 기법 연구. 한국정밀공학회 1997년도 춘계학술대회논문집: 562-566.
3. Fudala, G. J., T. C. Engle and A. V. Karvelis. 1987. A systems approach to reducing gear rattle. SAE Technical paper series No. 870396.
4. Rahnejat, H. 1998. Multibody Dynamics -vehicles.

- machines and mechanisms. J W Arrowsmith Ltd, U. K.
5. Ryu, I. H. 2001. Analysis of gear rattle using a dynamic load model of agricultural tractor driveline. Unpublished Ph.D thesis. Graduate School, Seoul National University,
6. Szadkowski, A. 1991. Mathematical model and computer simulation of idle gear rattle. SAE Technical paper series No. 910641.
7. Weidner, G. and G. Lechner. 1991. Rattling vibrations in automotive transmissions. JSME International conference on motion and power transmission Vol. 1:37-42.