

엔진 직결식 PTO 전동 라인의 주요 설계 변수가 PTO 변속부의 치타음에 미치는 영향

박영준 김경욱

Effects of Design Parameters on Rattle Noise in a Direct Engine-PTO Driveline of Tractors

Y. J. Park K. U. Kim

Abstract

Introduction of a direct engine-PTO driveline to agricultural tractors has reduced production cost and increased transmission efficiency of the PTO driveline. However, this type of PTO driveline has caused a severe rattle noise in the PTO gearbox under idle conditions. This study was conducted to investigate the causes of the rattle noise and the effects of driveline parameters on it. A mathematical model was developed for a direct engine-PTO driveline. The model was proved experimentally to be accurate enough to simulate the dynamic characteristics of the PTO driveline motions. The simulation study showed that the rattle noise was caused by collisions between the driving and driven gears in the PTO gearbox due to velocity variation of the gears, which was induced by torque fluctuations from the engine. It was also found that the rattle noise decreased with the drag torque and mass moment of inertia of the engine flywheel. Smaller mass moment of inertia of the driven gears and backlash also reduced the rattle noise. However, increasing the drag torque and mass moment of the engine flywheel or decreasing the backlash and mass moment of inertia of the driven gears were limited practically by their detrimental effects on transmission efficiency, gear strength and smooth meshing of the gears.

Keywords : Rattle noise, Mathematical model, Simulation, Parameter, Gear

1. 서 론

국내에서 생산된 트랙터는 대부분 엔진 간접 연결식 PTO를 채택하여 왔다. 엔진 간접 연결식 PTO는 주변속기의 전후 진 변속부와 부변속부를 통하여 PTO 변속부로 동력을 전달하기 때문에 그 구조가 복잡하고 전동 효율이 낮다(약 87%). 또한, 부품수가 많기 때문에 생산비가 높다는 문제점이 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위하여 최근 트랙터 생산업체에서는 PTO 전동 라인과 엔진을 직접 연결한 엔진 직결식 PTO를 채택하고 있다. 엔진 직결식 PTO는 PTO 전동 라인을 단

순화하여 생산 원가를 줄이고 전동 효율을 엔진 간접 연결식 보다 약 6% 향상시켰다. 그러나 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서는 공회전시 PTO 변속부에서 심한 치타음(rattle noise)이 발생하는 문제가 발생하였다(박과 김, 2006).

본 연구에서는 공회전시 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음을 해석하기 위한 모형을 개발하고, 이를 이용하여 치타음이 발생하는 원인과 PTO 전동 라인의 주요 설계 변수가 치타음에 미치는 영향을 규명하였다.

This study was supported financially by the Agricultural A&D Promotion Center (ARPC). This article was submitted for publication in May 2006, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in July 2006. The authors are Y. J. Park, KSAM member Post-Doctoral Researcher and K. U. Kim, KSAM member Professor, Seoul National University. The corresponding author is Y. J. Park, Post-Doctoral Researcher, Department of Biosystems and Biomaterial Science and Engineering, Seoul National University, Seoul, 151-742, Korea; Fax: +82-2-873-2049; E-mail: <pyj7277@hanmail.net>

2. PTO 전동 라인의 모형화

본 연구에서 연구 대상으로 한 엔진 직결식 PTO 전동 라인은 T사에서 제작한 50 PS 디젤 트랙터의 전동 라인으로서 그림 1에서와 같이 엔진, 3개의 PTO 전동축, 커플링, PTO 클러치, PTO 변속부로 구성되어 있다. 3개의 전동축은 커플링과 PTO 클러치로써 엔진과 직결되어 있으며, PTO 변속부에는 잇수가 11과 14인 헬리컬 기어가 일체로 가공된 구동축과, 잇수가 46과 49인 피동 기어로 구성되어 있다. 변속 단수는 2단으로서 구동 기어 14T와 피동 기어 46T 또는 구동 기어 11T와 피동 기어 49T가 연결되어 PTO 축으로 동력이 전달된다. PTO 전동 라인의 모형은 먼저 전동 라인을 구성하는 각 부품을 모형화하고 이를 결합하는 방법으로 개발하였다.

가. 전동 라인 요소의 모형화

PTO 전동 라인의 모형화를 위한 기본 부품은 엔진, 전동축, PTO 클러치, 기어쌍으로 하였다. 엔진은 질량 관성 모멘트와 가진 토크 2가지 요소로써 모형화하였으며, 전동축은 질량 관성 모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠, 3가지 요소로써, PTO 클러치는 질량 관성 모멘트로써, 기어쌍은 백래시, 저항 토크, 충돌, 맞물림 강성, 4가지 요소로써 모형화하였다.

1) 엔진 토크

엔진의 가진 토크는 크랭크축의 각변위 함수로써 조화 성

분이 n차인 푸리에 급수로 전개할 수 있다. 본 연구에서 대상으로 한 PTO 전동 라인의 엔진은 주 가진 차수가 식 (1)에서 같이 1.5인 4사이클 3기통 엔진이었다. 따라서 엔진의 가진 토크는 식 (2)에서와 같이 1.5n차 조화 성분의 푸리에 급수로 모형화하였다(안 등, 1998).

$$ORDER_{dominant} = \frac{N_{cylinder}}{N_{cycle}/2} \quad (1)$$

$$T_e(t) = A\sin(1.5wt) + B\sin(3wt) + C\sin(4.5wt) + D\sin(6wt) \quad (2)$$

여기서, w =공회전시 엔진 속도,

A, B, C, D=토크 특성에 따라 결정되는 상수.

엔진의 공회전 속도 w 는 890 rpm이었으며, A, B, C, D는 각각 210, 108, 75, 29 N.m이었다(박, 2006).

2) 기어쌍

피니언 1과 기어 2로 구성된 한 쌍의 기어는 그림 2에서와 같이 각각의 질량 관성 모멘트, 저항 토크, 백래시, 맞물림 강성으로 모형화하였다. 기어의 운동 상태는 그림 3에서와 같이 충돌(imact), 구동(drive), 자유(free), 3가지 상태로 모형화하였으며, 피니언과 기어의 상태 변위 Δx_{GP} , 상태 각속도 Δw_{GP} , 상태 토크 ΔT_{GP} 에 따라 그 상태를 구별하였다. 즉, 그림 4에서와 같이, 상태 변위에서는 두 기어가 접촉하는 영역을 백래

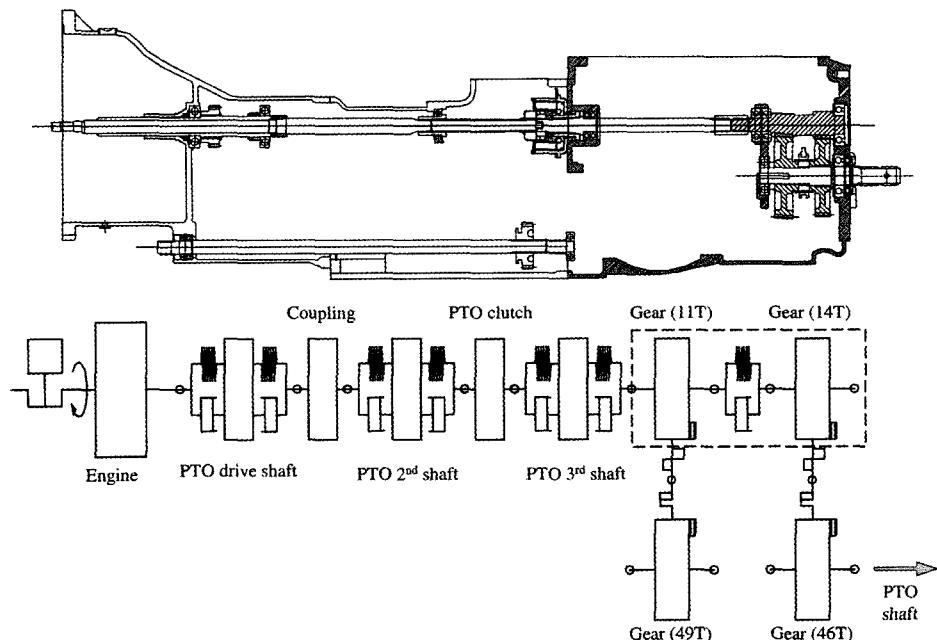


Fig. 1 PTO driveline and its block model used for the study.

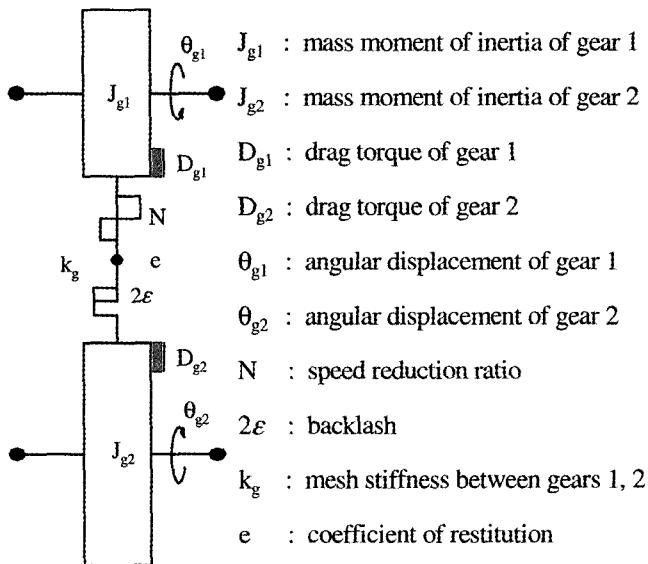


Fig. 2 Gear model and its parameters.

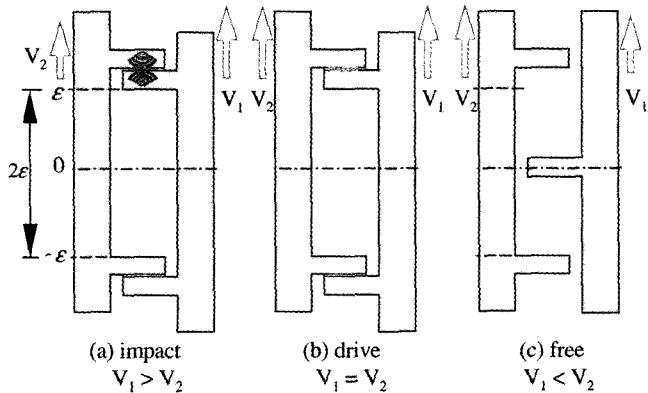


Fig. 3 Types of gear motions.

Δx_{GP}	$\Delta \omega_{GP}$	ΔT_{GP}	Motion
$\epsilon \mid \Delta x_{GP}$			Drive(+)
$0.995\epsilon < \Delta x_{GP} < \epsilon$	$\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP}$		Impact(+)
	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP} \mid \omega_{IL}$	$0 \mid \Delta T_{GP}$	Drive(+)
	$\Delta \omega_{GP} \mid -\omega_{IL}$	$\Delta T_{GP} < 0$	Free
$-0.995\epsilon \mid \Delta x_{GP} \mid 0.995\epsilon$			
$-\epsilon < \Delta x_{GP} < -0.995\epsilon$	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP}$		
	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP} \mid \omega_{IL}$	$0 \mid \Delta T_{GP}$	Drive(-)
	$\Delta \omega_{GP} \mid -\omega_{IL}$	$\Delta T_{GP} < 0$	Impact(-)
$\Delta x_{GP} \mid -\epsilon$			Drive(-)

Fig. 4 Determination of types of gear motions.

시의 양끝에서 각각 백래시의 0.5%에 해당되는 영역으로 설정하였으며, 나머지는 운동이 자유로운 자유 영역으로 설정하였다. 상대 각속도에서는 충돌이 발생할 수 있는 최저 속도로서 충돌 제한 속도, w_{IL} 을 설정하고 이를 기준으로 충돌, 구동, 자유를 구분하였다. 본 연구에서 충돌 제한 속도는 0.05 rad/s로 하였다. 토크 차이는 토크의 방향에 따라 양과 음으로 구분하였다. 이러한 모형에서 양의 충돌은 양의 접촉 지역에서 상대 각속도가 양일 때 일어나며, 음의 충돌은 반대로 음의 접촉 지역에서 상대 각속도가 음일 때 발생한다. 또한 양의 구동은 양의 접촉 지역에서 상대 각속도가 충돌 제한 속도보다 저속이고 토크 차이가 양일 때와 상대 변위가 양의 백래시보다 작을 때 일어난다. 이외의 경우에는 모두 두 기어가 접촉하지 않는 자유로운 운동 상태가 된다(류와 김, 2002).

3) 기어의 백래시

기어의 백래시는 전동 라인의 비선형 요소로서 그림 5에서와 같이 모형화하였다. 모형에서 두 기어의 백래시는 2ϵ 이고, k_g 은 기어의 맞물림 강성이다(Wang et al., 2001).

기어의 맞물림 강성은 그림 6에서와 같이 기어의 맞물림을

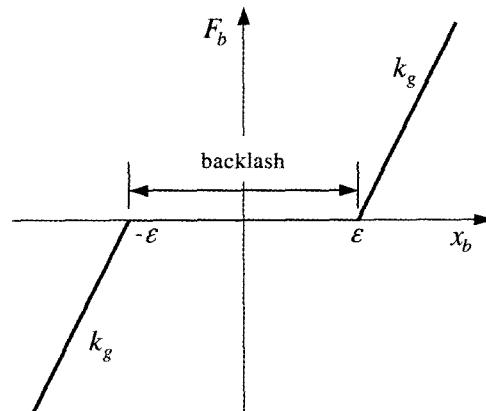


Fig. 5 Backlash characteristics.

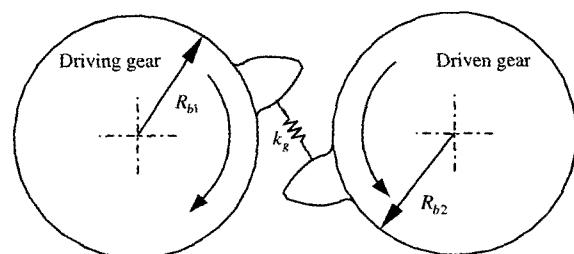


Fig. 6 Modeling of mesh stiffness.

작용선 방향의 비선형 스프링으로 모형화하였을 때 스프링의 강성을 말한다. 그림 6에서 R_{bl} , R_{b2} 는 각 기어의 기초원 반경이다. 기어가 회전할 때 맞물림 강성은 계속적으로 변한다. 이는 기어의 순간 접촉율(contact ratio)이 계속적으로 변하기 때문이다. 이러한 순간 접촉율의 변화는 비선형적인 맞물림 강성의 변동을 유발하며, 이는 기어의 속도 변화를 초래하여 전동 및 소음의 원인이 된다(김, 2001).

PTO 전동 라인에서 기어의 맞물림 강성은 상용 소프트웨어인 PGT Designer(최, 2002)를 이용하여 구하였다며, 평균 맞물림 강성은 14-46T의 경우 $1.8167 \times 10^9 \text{ N/m}$, 11-49T의 경우 $1.2998 \times 10^9 \text{ N/m}$ 이었다.

4) 저항 토크

저항 토크는 전동 라인의 기어에 작용하는 운동 저항으로서 그림 7에서와 같이 실험으로써 결정한 피동 기어의 각각속도와 질량 관성 모멘트의 곱으로서 모형화하였다(홍 등, 1994).

5) 전동축과 PTO 클러치

그림 8은 전동축과 PTO 클러치의 모형을 나타낸 것이다. 전동축은 비틀림 강성과 감쇠 계수를 질량 관성 모멘트의 좌

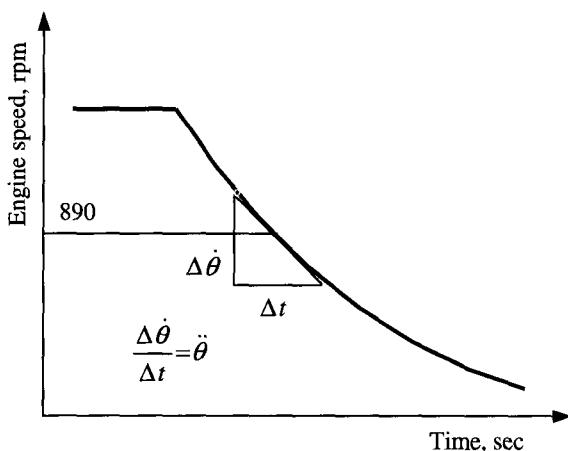


Fig. 7 Calculation of drag torque.

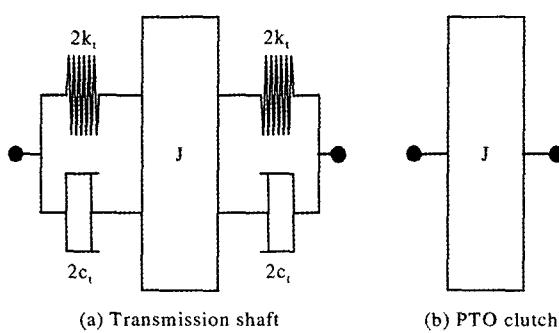


Fig. 8 Modeling of shaft and PTO clutch.

우로 직렬 등가 분배하여 모형화하였으며, PTO 클러치는 질량 관성 모멘트로써 모형화하였다.

n. 전동 라인 요소의 물성치

전동 라인을 구성하는 각 요소의 질량 관성 모멘트와 비틀림 강성은 요소의 형상과 크기를 3차원 모델링 소프트웨어로 모형화하여 구하였다. 이때 재질의 밀도와 강성 계수는 각각 $7,850 \text{ kg/m}^3$, 83 GPa 로 하였다. 비틀림 감쇠 계수는 질량 관성 모멘트와 비틀림 강성을 이용하여 구하였으며, 감쇠비는 0.008(Neville, 1965)로 하였다. 각 요소의 질량 관성 모멘트는 비틀림 강성과 감쇠 계수로 직렬 또는 병렬로 연결하였다. 표 1은 PTO 전동 라인을 구성하는 각 요소의 질량 관성 모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠 계수를 나타낸 것이다.

d. PTO 전동 라인의 모형

그림 9는 전동 라인을 구성하는 기본 요소의 모형을 이용하여 PTO 전동 라인 전체를 모형화한 것이다. 전동 라인 모형은 24개의 기본 요소로써 구성하였으며, 자유도가 10인 비선형 모형으로 개발하였다. 또한 전동 라인 모형은 전동 라인 전체의 응답과 구성 부품의 응답을 동시에 해석할 수 있도록 하였다. 모형에 포함된 비선형 요소는 기어의 백래시, 충돌, 맞물림 강성으로서, 백래시는 설계치를 참고하여 상수로 가정하고, 맞물림 강성은 구동 기어의 각변위에 따라 주기적으로 변화되므로 조화 함수로써 모형화하였다. 충돌은 구동 기어와 피동 기어 사이에 작용하는 충격 토크로써 모형화하였다(Wang, 1997, Padmanabhan, 1995).

Table 1 Properties of PTO driveline components

Component	Mass moment of inertia, kg.mm ²	Torsional stiffness, N.m/rad	Torsional damping coefficient, N.m.sec/rad
Flywheel	774325.4	-	-
PTO drive shaft	237.8	4180.6	1.3959
Coupling	65.1	-	-
PTO 2nd shaft	43.9	9822.9	0.9199
PTO clutch assembly	447.9	-	-
PTO 3rd shaft	117.3	8918.3	1.4317
Gear(11T)	131.0	-	-
Gear(14T)	213.7	-	-
Shaft(11T-14T)	62.6	483859.4	7.7081
Gear(49T)	9760.4	-	-
Gear(46T)	6616.7	-	-
PTO shaft	219.5	-	-

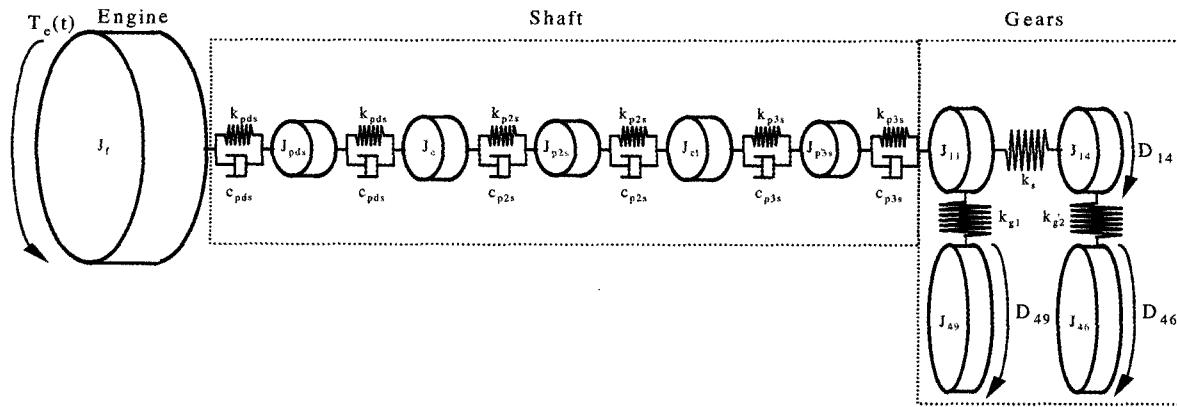


Fig. 9 Modeling of the whole PTO driveline.

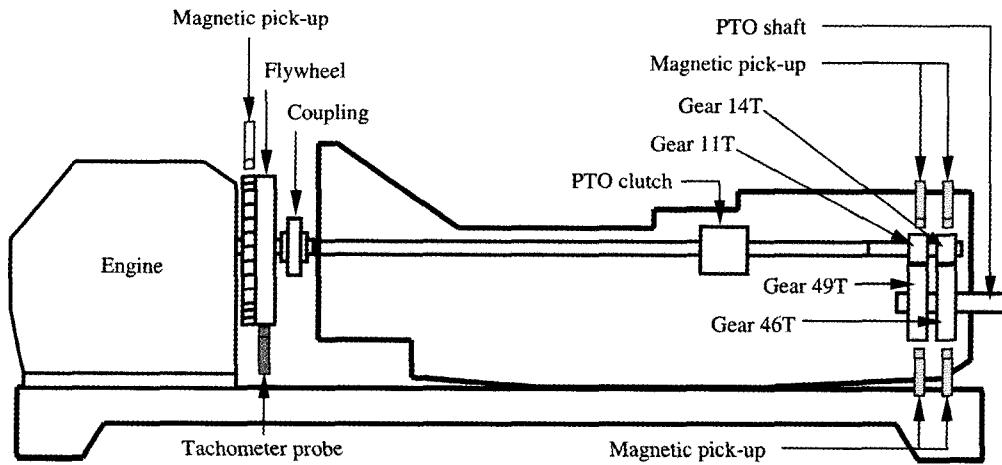


Fig. 10 Locations of measuring sensors in the PTO driveline.

라. PTO 전동 라인의 운동 방정식

모형화한 전동 라인의 운동 방정식은 식 (3)에서와 같이 행렬식으로 표현하였다(Singh et al., 1989, Szadkowski, 1991).

$$[\mathcal{J}]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T\} \quad (3)$$

여기서, $[\mathcal{J}]$ =질량 관성 모멘트의 행렬,

$[C]$ =비틀림 감쇠 계수의 행렬,

$[K]$ =비틀림 강성 행렬,

$\{\theta\}$ =각 요소의 각변위 벡터,

$\{T\}$ =토크 벡터

운동 방정식의 계수 행렬 $[\mathcal{J}]$, $[C]$, $[K]$ 및 벡터 $\{\theta\}$, $\{T\}$ 는 부록에서와 같다.

3. PTO 전동 라인 모형의 검증

전동 라인 모형의 유효성을 검증하기 위하여 4사이클 3기통 디젤 기관을 장착한 시험 트랙터의 PTO 전동 라인에서 공

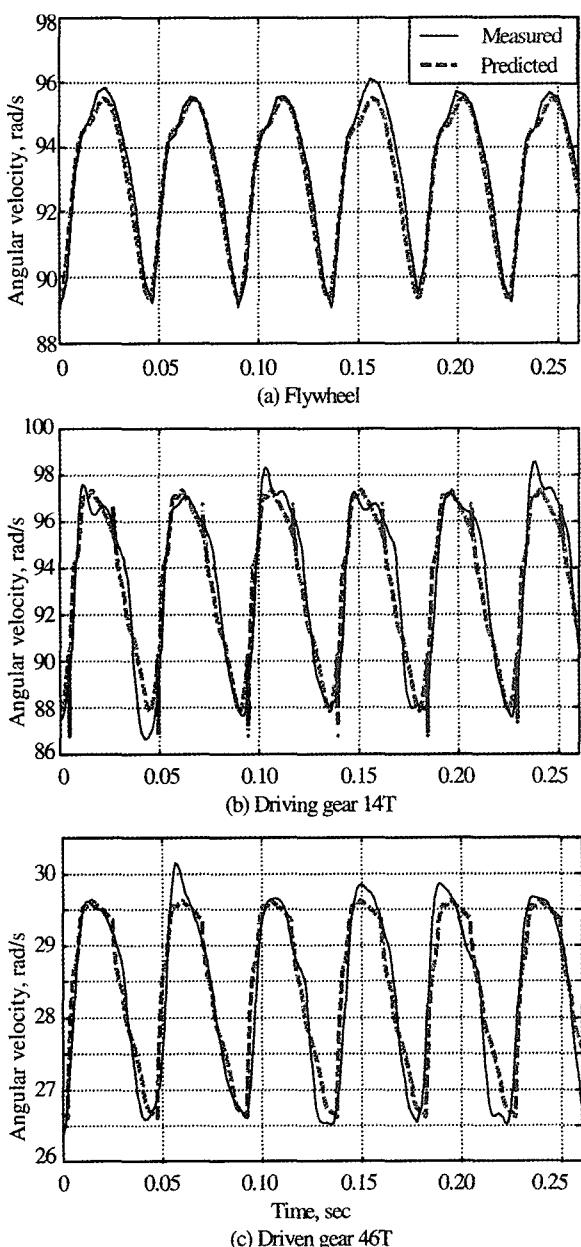
회전시 엔진의 플라이휠과 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어의 각속도 변동을 측정하고 이를 모형의 예측치와 비교하였다. 각속도 변동은 기어 충돌의 직접적인 원인이 될 뿐만 아니라 측정이 가능하고 일관된 특성을 나타내기 때문에 적절한 검증 변수로 판단하였다.

모형을 이용한 각속도 변동은 MATLAB(Mathworks, 2000)을 사용하여 예측하였다. 전동 라인의 모형에는 다수의 비선형 변수가 포함되어 있기 때문에 안정성을 위하여 수치 해석의 시간 간격은 10^{-5} 초로 하였다.

PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어의 각속도는 치타음이 가장 크게 발생하는 조건에서, PTO 변속을 중립으로 하고 엔진을 무부하 공회전 상태로 하여 측정하였다. 오일 온도가 저항 토크에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 엔진을 시동하고 20분이 지난 후부터 측정하였다. 타코미터와 마그네틱 퍽업을 이용하여 각속도를 측정하였으며, 측정된 신호는 테이프 레코더에 저장하였다. 그림 10은 공회전시 플라이휠, PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어의 각속도 변동을 측정하기 위하여 설치한 센서의 위치를 나타낸 것이다. 또한,

Table 2 Specifications of equipments used for measurement and analysis

Equipment	Specifications
Magnetic pick-up	Freq. range: 1 Hz~20 kHz Output voltage: -5~5 V
Tachometer probe	Speed range: 200~20,000 rpm Output voltage: 4~12 V DC
F/V converter	Input range: 0.04 Hz~200 kHz Resolution: 6.25 ns
Signal analyzer	4ch. signal analyzer 50 to 6400 line FFT 25 kHz input module
Tape recorder	Freq. range: DC to 10 kHz 16 bit quantization

**Fig. 11** Predicted and measured angular velocities.**Table 3** Model verification in frequency domain

Component	Order	Angular velocity, rad/s		Error, %
		Measured	Predicted	
Flywheel	1.5	1.96	1.95	0.5
	3.0	0.50	0.50	0.0
Driving gear 14T	1.5	2.28	2.20	3.5
	3.0	0.59	0.54	8.5
Driven gear 46T	1.5	0.79	0.71	10.1
	3.0	0.19	0.19	0.0

표 2는 측정에 사용한 시험 장비의 제원을 나타낸 것이다.

그림 11은 플라이휠의 링기어, PTO 변속부의 구동 기어 14T와 피동 기어 46T에 대한 예측 및 측정 각속도를 비교하여 나타낸 것이다. 측정시 시험 트랙터의 엔진은 4사이클 3기통 기관이었고 평균 속도가 890 rpm이었기 때문에 엔진 사이클, 크랭크축, 엔진의 폭발 주기는 각각 0.135초, 0.068초, 0.045초이었다. 이는 그림 11(a)에서와 같이 플라이휠의 각속도 변화와 일치하였다.

모형으로 예측한 각속도와 실제 측정한 각속도 변동은 그 크기와 경향이 유사하였다. 즉, 3개의 기어에서 측정한 각속도 변화는 모두 모형으로 예측한 것과 동일하였으며, 변동 폭의 최대값 및 최소값의 위치도 동일한 것으로 나타났다. 전반적으로 예측한 각속도의 변동 폭이 측정한 각속도의 변동 폭 보다 작게 나타났으나, 측정 오차를 고려하면 전동 라인 모형은 실제의 각속도 변동을 충분히 예측할 수 있는 것으로 판단되었다.

측정치와 예측치의 각속도 변동을 보다 정확하게 비교하기 위하여 각속도 신호를 주파수 영역에서 분석하였다. 표 3은 플라이휠, 구동 기어, 피동 기어에 대한 주파수 분석 결과를 나타낸 것이다. 1.5차 및 3차 각속도 변동 성분의 % 오차는 최대 10.1%, 최소 0%이었다. 구동 기어와 피동 기어의 1.5차 조화 성분의 % 오차가 큰 것은 모형에서 기어의 정밀도, 치면 거칠기, 백래시 등의 변화를 고려하지 못하였기 때문인 것으로 판단된다.

이상의 결과로써 개발한 PTO 전동 라인의 모형은 실제 전동 라인의 각속도 변동을 충분히 예측할 수 있는 정도의 것으로 판단하였다.

4. PTO 전동 라인 시뮬레이션

가. 충돌 특성

PTO 전동 라인 모형을 이용하여 PTO 변속부의 구동 기어

14T와 피동 기어 46T의 각변위 및 각속도를 시뮬레이션하였다. 시뮬레이션에서 두 기어에는 각각 측정한 저항 토크를 가하였으며, 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm을 유지하였다. 기어의 백래시는 0.1 mm로 하였다.

그림 12는 시뮬레이션한 결과로서 치타음이 발생할 때 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위 및 상대 각속도를 시간 함수로서 나타낸 것이다. 두 기어의 상대 변위는 설정한 백래시의 범위 내에서 변화하였다. 상대 변위가 +0.05 mm에 이르면 양(+)의 방향으로 충돌이 일어났으며, 충돌 후 구동

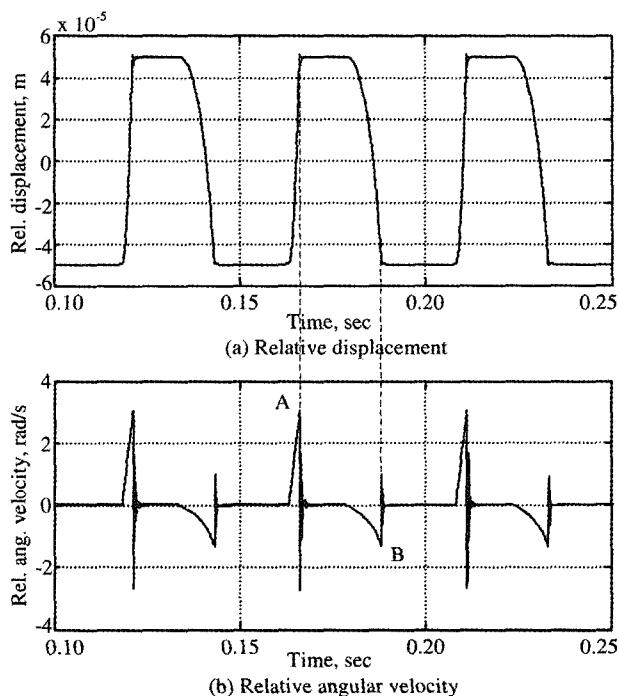


Fig. 12 Relative displacements and velo-cities between driving and driven gears when impact occurs.

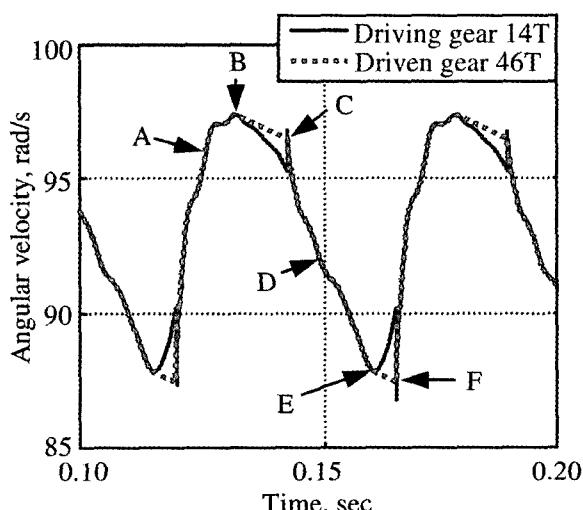


Fig. 13 Relative motion between driving and driven gears.

기어의 속도는 감소하고 피동 기어의 속도는 증가하였다. 상대 변위가 -0.05 mm에 이를 때는 음(-)의 방향으로 충돌이 일어났으며, 충돌 후 구동 기어의 속도는 증가하고 피동 기어의 속도는 감소하였다. 양(+)의 충돌은 상대 각속도가 양(+)일 때 일어났으며 음(-)의 충돌은 그 반대일 때 일어났다. 그럼 12(b)에서 피크점 A와 B는 두 기어의 충돌 상태를 나타낸다.

그림 13은 구동 기어와 피동 기어 사이의 운동 상태를 나타낸 것이다. 그림 13에서 A는 양(+)의 구동 상태로서, 구동 기어가 피동 기어와 접촉하여 피동 기어를 구동하는 상태이다. B는 접촉 상태로 회전하던 두 기어가 분리된 상태이고, C는 분리된 상태에서 피동 기어의 각속도가 구동 기어의 각속도 보다 증가하여 피동 기어가 구동 기어에 충격 토크를 가하는 음(-)의 충돌이 일어나는 상태이다. 충돌 후 구동 기어의 속도는 순간적으로 증가하고 피동 기어의 속도는 순간적으로 감소한다. D는 충돌 후 피동 기어가 구동 기어를 구동하는 음(-)의 구동 상태를 나타낸 것이다. E는 다시 구동 기어의 속도가 증가하고 피동 기어의 속도는 감소하여 두 기어가 분리된 상태이며, F는 구동 기어가 피동 기어와 충돌하는 상태이다. 이 때는 양(+)의 충돌이 발생하며, 충돌 후 구동 기어의 속도는 순간적으로 감소하고 피동 기어의 속도는 순간적으로 증가한다(Johnson, 1991). 구동 기어와 피동 기어 사이에는 이러한 충돌이 반복되어 치타음이 발생된다.

나. 요인별 영향 분석

치타음에 영향을 미치는 주요 변수는 기어에 작용하는 저항 토크, 기어의 백래시, 피동 기어의 질량 관성 모멘트, 플라이휠의 질량 관성 모멘트이다. 시뮬레이션을 통하여 이러한 변수가 치타음 발생에 미치는 영향을 분석하였다.

그림 14는 PTO 전동 라인의 피동 기어에 작용하는 저항 토크에 따라 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위와 각속도를 시뮬레이션한 결과이다. 시뮬레이션에서 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 기어의 한계 백래시는 0.1 mm로 설정하였다. 저항 토크는 0에서 0.4, 0.8, 0.9, 1.0, 1.2 N.m 까지 6수준으로 변화시켰다.

그림 14에서와 같이 저항 토크가 0일 때 상대 변위에서는 양(+)의 충돌과 음(-)의 충돌이 번갈아 일어나는 이중 충돌 현상을 나타내었다.

저항 토크가 증가할수록 상대 변위와 각속도는 감소하였으며 충돌 상태는 구동 상태로 변화되었다. 저항 토크가 0.8 N.m로 증가되었을 때 음(-)의 충돌과 구동 현상은 사라졌으며, 상대 변위는 백래시의 한계점인 0.1 mm로 감소되었다. 저항 토크가 1.2 N.m일 때 상대 각속도는 0이 되었으며 기어

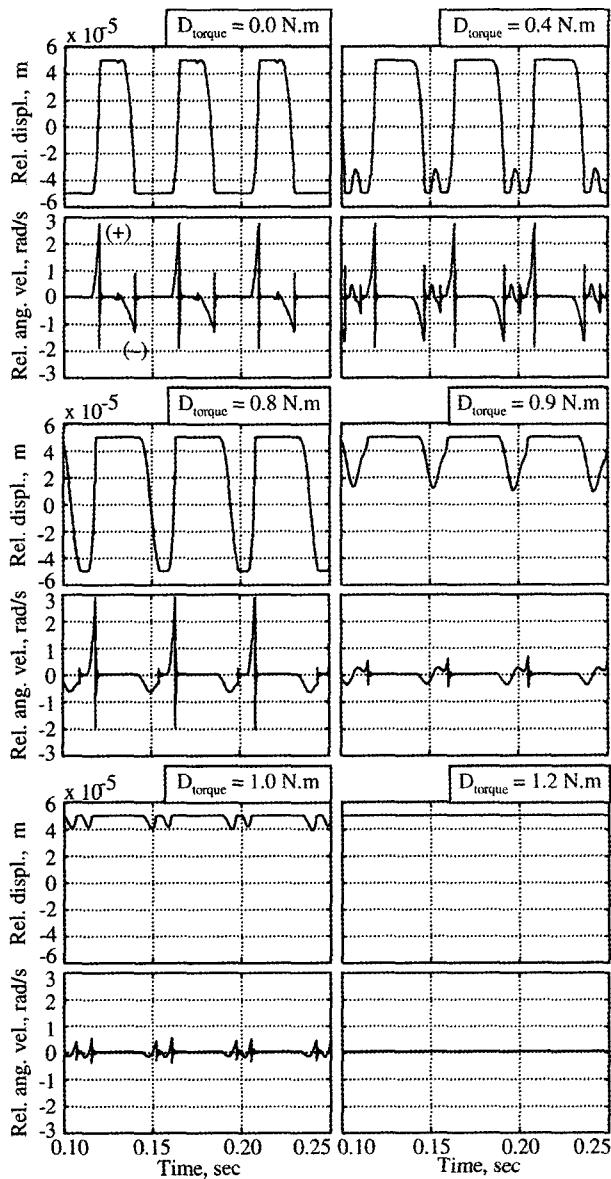


Fig. 14 Relative displacements and angular velocities between driving and driven gears when simulated with different levels of drag torque.

의 충돌 현상도 사라졌다.

그림 15는 기어의 백래시에 따라 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위와 각속도를 시뮬레이션한 결과이다. 이때 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 저항 토크는 실제 측정값이 0.172 N.m로 설정하였다. 백래시는 0에서 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 mm까지 6수준으로 변화시켰다. 그림 14에서와 같이 기어의 백래시가 0일 때는 충돌이 발생하지 않았으나, 백래시가 있는 경우에는 예외 없이 이중 충돌이 발생하였다. 또한 백래시가 증가할수록 충돌 시 상대 각속도의 크기도 증가하였다. 치타음의 크기는 기어의 충돌 속도 즉, 상대 각속도의 크기에 따라 결정되며, 이들 사이에는 비례적인 관

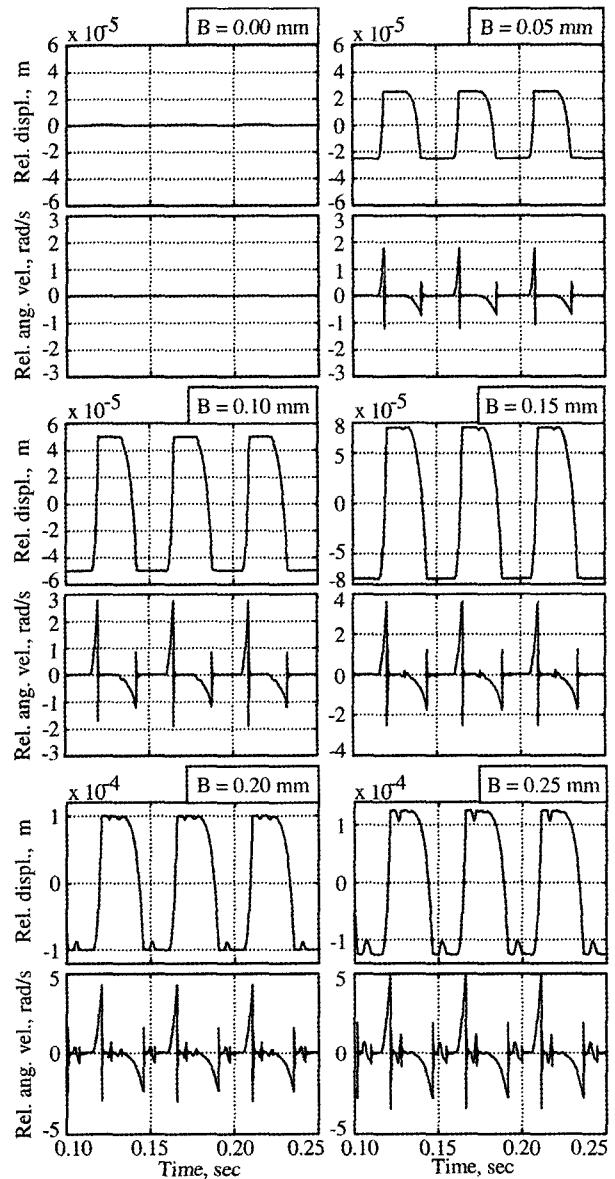


Fig. 15 Relative displacements and angular velocities between driving and driven gears when simulated with different levels of backlash.

계가 있다. 따라서, 백래시가 증가할수록 상대 각속도도 증가되며, 충돌 시 치타음의 크기도 증가되는 것으로 판단된다.

질량 관성 모멘트에 따른 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위 및 상대 각속도는 엔진 속도를 890 rpm, 저항 토크를 0.172 N.m, 백래시를 0.1 mm로 하여 시뮬레이션하였다.

그림 16은 피동 기어의 질량 관성 모멘트가 6.6×10^3 , 5.0×10^3 , 3.3×10^3 , 1.7×10^3 , 1.2×10^3 , 1.0×10^3 kg.mm²로 감소될 때 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위와 각속도의 변화를 나타낸 것이다. 충돌 현상은 피동 기어의 질량 관성 모멘트가 작을수록 감소되었다. 즉, 피동 기어의 질량 관성 모멘트가 6.6×10^3 - 3.3×10^3 kg.mm²인 범위에서는 이중 충돌

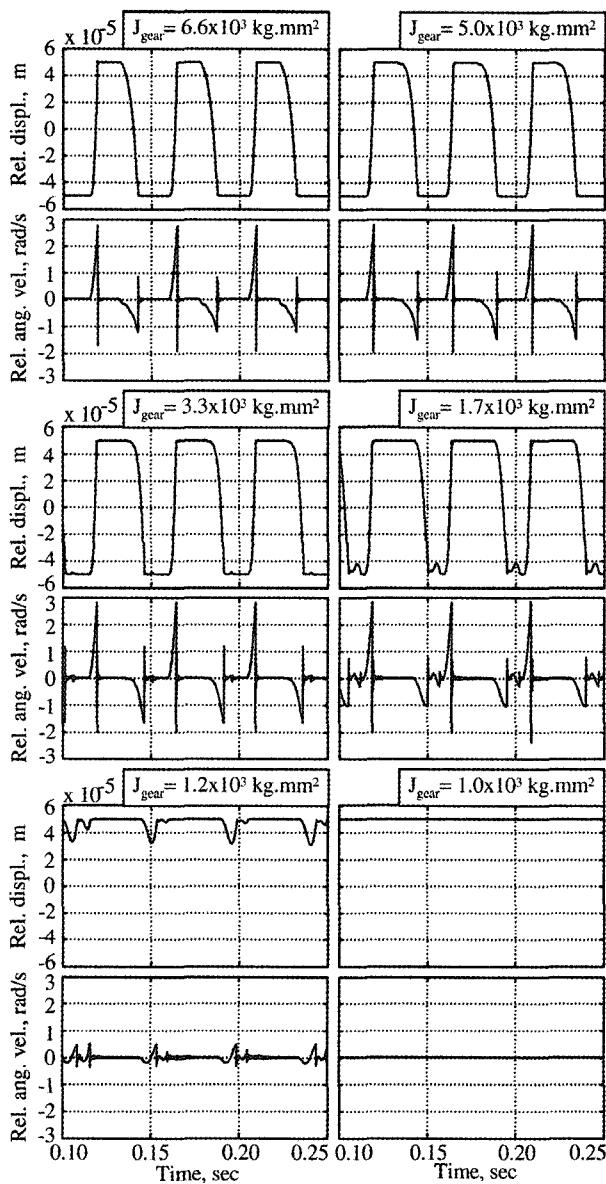


Fig. 16 Relative displacements and angular velocities between driving and driven gears when simulated with different levels of mass moment of inertia of driven gear.

이 발생하였으나 $1.7 \times 10^3 \text{ kg.mm}^2$ 일 때는 음(-)의 충돌은 사라지고 양(+)의 충돌만 나타났으며, $1.0 \times 10^3 \text{ kg.mm}^2$ 일 때는 충돌이 사라졌다.

그림 17은 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 7.7×10^5 , 1.5×10^6 , 2.3×10^6 , 3.1×10^6 , 3.9×10^6 , $4.6 \times 10^6 \text{ kg.mm}^2$ 로 증가될 때 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위를 나타낸 것이다. 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 7.7×10^5 - $1.5 \times 10^6 \text{ kg.mm}^2$ 인 범위에서는 이중 충돌이 발생하였으나, $2.3 \times 10^6 \text{ kg.mm}^2$ 일 때는 음(-)의 충돌이 사라지고 양(+)의 충돌만 나타났으며, $4.6 \times 10^6 \text{ kg.mm}^2$ 일 때는 기어의 충돌이 사라졌다. 즉, 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 증가될수록 기어의 충돌은 감소하

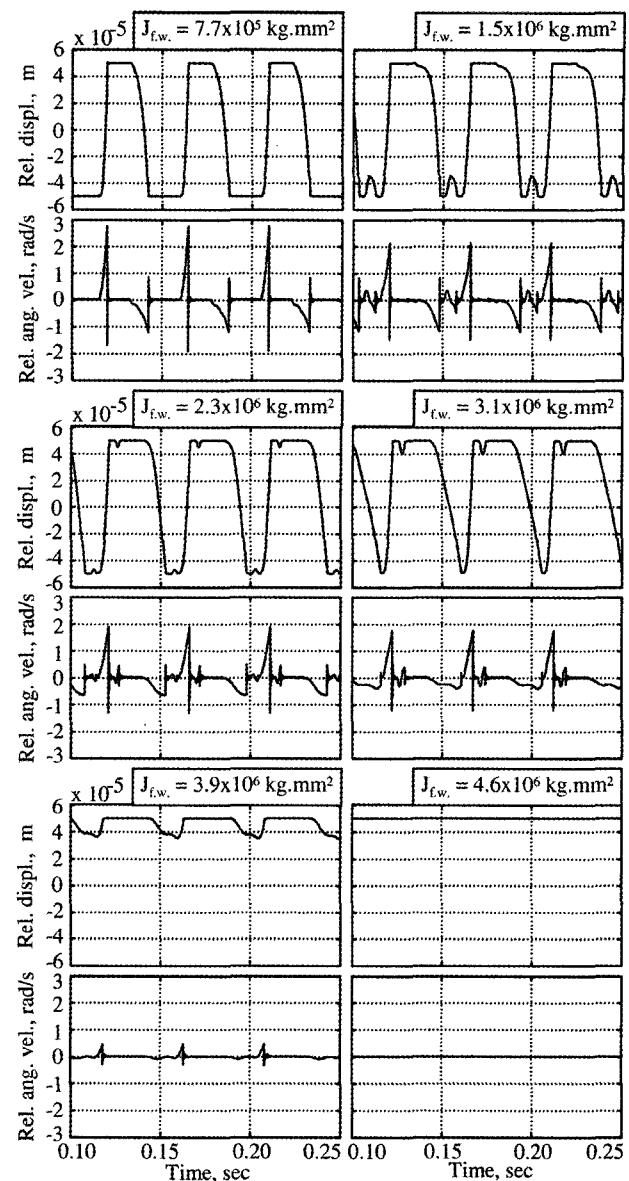


Fig. 17 Relative displacements and angular velocities between driving and driven gears when simulated with different levels of mass moment of inertia of flywheel.

였다.

5. 요약 및 결론

본 연구에서는 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 모형을 개발하고 모형의 유효성을 검증하였으며, 검증된 모형을 이용하여 기어의 저항 토크, 백래시, 피동 기어의 질량 관성 모멘트, 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 전동 라인의 치타음에 미치는 영향을 명명하였다.

PTO 전동 라인은 자유도가 10인 모형으로서 전동 라인을 구성하는 각 요소의 운동 특성을 예측할 수 있도록 모형화하

였다. 모형의 유효성을 검증하기 위하여 실험용 PTO 전동 라인을 설치하고, 엔진의 플라이휠, PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위와 각속도를 측정하여 이를 모형의 예측치와 비교하였다. 각속도에 대한 모형의 예측치와 측정치의 % 오차는 최대 10.1%이었으며, 모형의 유효성을 입증하는 데 충분한 것으로 판단되었다. PTO 전동 라인의 모형을 이용하여 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위와 상대 각속도를 시뮬레이션하고, 상대 변위와 각속도를 이용하여 기어의 충돌 특성을 분석하였다. 또한, 저항 토크, 기어의 백래시, 피동 기어와 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 치타음에 미치는 영향을 구명하였다.

치타음의 발생 가능성은 저항 토크가 클수록, 기어의 백래시는 작을수록, 피동 기어의 질량 관성 모멘트가 작을수록, 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 클수록 감소되었다. 그러나, 이러한 변수에 의한 치타음 감소 방안에는 다음과 같은 한계점이 고찰되었다.

치타음을 줄이기 위해서는 피동 기어의 저항 토크를 최소한 1.2 N.m 이상으로 증가시켜야 한다. 그러나 저항 토크가 증가되면 PTO 전동 라인의 전동 효율이 낮아지는 단점이 있다. 치타음을 줄이기 위하여 백래시를 줄일 수 있으나 기어가 원활하게 동력을 전달하기 위해서는 백래시를 0 mm로 할 수 없으며, 최소한의 백래시를 유지하여야 한다. 피동 기어의 질량 관성 모멘트를 줄일 때는 피동 기어의 강도가 약화되는 단점이 있으며, 플라이휠의 질량 관성 모멘트는 엔진의 설계 조건에 따라 결정되는 것이므로 임의로 변화시킬 수 없다. 즉, 엔진의 플라이휠의 변화는 현실적으로 불가능한 것으로 판단된다.

참고문헌

- 김주호. 2001. 헬리컬 기어의 메쉬 강성 해석 및 유성 기어열의 동특성에 관한 연구. 서울대학교 대학원 박사학위 논문.
- 류일훈, 김경욱. 2002. 동하중 모형을 이용한 트랙터 전동 라인의 치타음 분석. 한국농업기계학회지 27(5):371-380.
- 박영준. 2006. 엔진 직결식 트랙터 PTO 전동 라인의 치타음 분석 및 감소에 관한 연구. 서울대학교 대학원 박사학위 논문.
- 박영준, 김경욱. 2006. 엔진 직결식 트랙터 PTO 전동 라인의 치타음 분석. 바이오시스템공학 31(1):1-8.
- 안병민, 장일도, 최은오, 홍동표, 정태진. 1998. 기어 래틀 저감을 위한 시스템 파라미터 연구. 한국자동차공학회지 6(6):88-96.
- 최상현. 2002. PGT Designer User's Guide. D&M Technology Co. Ltd.
- 홍동표, 정태진, 김상수, 태신호. 1994. 공회전시 비틀림 진동 저감을 위한 클러치 비틀림 특성 연구. 한국소음진동공학회지 4(3):319-325.
- Johnson, O. and N. Hirami. 1991. Diagnosis and objective evaluation of gear rattle. SAE Technical paper series No. 911082.
- Neville, F. R. 1965. Vibration in geared systems. Machine Design, September 1965:164-173.
- Padmanabhan, C., R. C. Barlow, T. E. Rook and R. Singh. 1995. Computational Issues associated with gear rattle analysis. Journal of Mechanical Design. Vol. 117(March):185-192.
- Singh, R., H. Xie and R. J. Comparin. 1989. Analysis of automotive neutral gear rattle. Journal of Sound and Vibration 131(2):177-196.
- Szadkowski, A. 1991. Mathematical model and computer simulation of idle gear rattle. SAE Technical paper series No. 910641.
- The MathWorks. 2000. Using MATLAB. USA.
- Wang, Y. 1997. Modeling and analysis of automotive transmission rattle. SAE Technical paper series No. 972054.
- Wang, M. Y., R. Manoj and W. Zhao. 2001. Gear rattle modelling and analysis for automotive manual transmissions. Int. Journal of Mechanical Engineering. D09499:241-258.

[부 록]

$$[J] = \begin{bmatrix} J_f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{pds} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & J_c & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J_{p2s} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & J_{cl} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{p3s} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{14} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{49} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_{46} \end{bmatrix} \quad [K] = \begin{bmatrix} [K_1] & & \\ (10 \times 5) & & \\ & [K_2] & \\ & (10 \times 5) & \end{bmatrix}$$

$$[K_1] = \begin{bmatrix} k_{pds} & -k_{pds} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{pds} & 2k_{pds} & -k_{pds} & 0 & 0 \\ 0 & -k_{pds} & k_{pds} + k_{p2s} & -k_{p2s} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{p2s} & 2k_{p2s} & -k_{p2s} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{p2s} & k_{p2s} + k_{p3s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -k_{p3s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad \{\theta\} = \begin{Bmatrix} \theta_f \\ \theta_{pds} \\ \theta_c \\ \theta_{p2s} \\ \theta_{cl} \\ \theta_{p3s} \\ \theta_{11} \\ \theta_{14} \\ \theta_{49} \\ \theta_{46} \end{Bmatrix} \quad \{T\} = \begin{Bmatrix} T_e \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_{g1}R_{11}\varepsilon \\ k_{g2}R_{14}\varepsilon - D_{14} \\ -k_{g1}R_{49}\varepsilon - D_{49} \\ -k_{g2}R_{46}\varepsilon - D_{46} \end{Bmatrix}$$

$$[K_2] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_{p3s} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 2k_{p3s} & -k_{p3s} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{p3s} & k_{p3s} + k_s + k_{g1}R_{11}^2 & -k_s & -k_{g1}R_{11}R_{49} & 0 \\ 0 & -k_s & k_s + k_{g2}R_{14}^2 & 0 & -k_{g2}R_{14}R_{46} \\ 0 & -k_{g1}R_{11}R_{49} & 0 & k_{g1}R_{49}^2 & 0 \\ 0 & 0 & -k_{g2}R_{14}R_{46} & 0 & k_{g2}R_{46}^2 \end{bmatrix}$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{pds} & -c_{pds} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -c_{pds} & 2c_{pds} & -c_{pds} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -c_{pds} & c_{pds} + c_{p2s} & -c_{p2s} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -c_{p2s} & 2c_{p2s} & -c_{p2s} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -c_{p2s} & c_{p2s} + c_{p3s} & -c_{p3s} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{p3s} & 2c_{p3s} & -c_{p3s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -c_{p3s} & c_{p3s} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$