

# 엔진 직결식 PTO 전동라인의 치타음에 영향을 미치는 요인에 관한 연구

## A Study on the Parameters Influence upon Rattle Noise of a Direct Engine-driven PTO Driveline of Tractor

박영준\*  
정회원  
Y. J. Park

김경옥\*  
정회원  
K. U. Kim

### 1. 서론

PTO 전동라인은 엔진에서 발생한 동력을 PTO축으로 전달한다. PTO 전동라인의 구성 부품은 대부분 연속체로 연결 요소로써 결합되어 있으며 부품간의 상호 작용에 의하여 변속 또는 동력의 단속이 이루어진다. 따라서 PTO 전동라인의 거동을 해석하기 위해서는 주요 구성 부품을 집중 질량으로 단순화하고, 강성과 감쇠 요소로써 이를 결합하여 하나의 시스템으로 모형화하여야 한다. 또한 구성 부품의 비선형 특성을 정확하게 함수화하여야 한다.

본 연구에서는 공회전 시 엔진 직결식 PTO 전동라인에서 발생하는 치타음을 해석하기 위한 모형을 개발하였다. 또한, 모형화를 통하여 치타음의 발생 원인과 치타음 발생에 영향을 미치는 요인(parameter)을 구명하였다. 전동라인의 모형은 엔진, 전동축, 커플링, PTO 클러치, 기어로 구성되며, 각 구성 부품의 물성치와 비선형 요소의 수학적 모형을 제시하였다. 공회전 시 PTO 치타음의 해석을 위한 모형은 각 구성 부품의 물성치와 비선형성을 고려하여 자유도를 10으로 하였다.

개발한 모형은 시험 결과와 비교하여 타당성을 검증하고, 검증된 모형을 이용하여 PTO 전동라인의 치타음에 영향을 미치는 요인을 도출

하고, 각 요인의 영향을 분석하였다.

### 2. PTO 전동라인의 모형화

PTO 전동라인을 구성하는 부품은 정적 또는 동적 거동에 따라 스프링과 댐퍼 요소로써 결합하여 모형화할 수 있다. 즉, 전동라인을 수학적 모형화하기 위하여 전동라인의 구성 요소를 관성, 강성 및 감쇠 요소로써 등가화하여 결합할 수 있다.

#### 가. 전동라인 요소의 물성치 결정

PTO 전동라인을 구성하는 부품의 형상, 크기, 재질을 이용하여 이들의 질량 관성 모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠 계수를 결정하였다.

전동라인을 구성하는 각 요소의 질량 관성 모멘트는 요소의 형상과 크기대로 모형화하여 3차원 모델링 소프트웨어를 이용하여 구하였다. 이 때 재질의 밀도는  $7,850 \text{ kg/m}^3$ 를 사용하였다. 각 요소의 비틀림 강성은 질량 관성 모멘트에서와 같이 실제 요소의 형상을 모형화하여 구하였으며, 이 때 재질의 강성계수는 83 GPa로 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 계

\* 서울대학교 농업생명과학대학 바이오시스템·소재학부 바이오시스템공학전공

Table 1 Properties of PTO driveline components

Component	Mass moment of inertia, kg.mm <sup>2</sup>	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	-	-

수로 직렬 또는 병렬로 연결하였으며, 비틀림 강성과 감쇠 계수는 비틀림의 영향을 가장 크게 받는 요소인 전동축만을 대상으로 하였다.

#### 나. 전동라인 요소의 모형화

PTO 전동라인의 구성 요소는 엔진, 기어, 전동축, PTO 클러치로 나눌 수 있다. 엔진은 질량 관성 모멘트와 가진 토크로써, 기어는 백래시, 저항 토크, 충돌, 맞물림 강성으로써, 전동축은 질량 관성 모멘트, 비틀림 강성, 비틀림 감쇠로써, PTO 클러치는 질량 관성 모멘트로써 모형화하였다. 전체 PTO 전동라인의 모형은 이를 결합하여 구성하였다.

엔진의 가진 토크는 크랭크축 회전각의 함수로써  $n$ 차 조화 성분을 갖는 푸리에 급수로 전개할 수 있다. 본 연구에서 대상으로 한 엔진은 4사이클 3기통으로서 엔진의 주 가진 차수는 식 (1)에서와 같이 1.5차이다. 따라서 엔진의 가진 토크는 식 (2)에서와 같이 푸리에 급수의 1.5차 조화 성분으로 표현할 수 있다.

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

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

여기서,  $\omega$ 는 890 rpm으로 공회전 시 엔진의 회전수이고, A, B, C, D는 각각 210 N.m, 108 N.m, 75 N.m, 29 N.m이었으며, 이 값들은 실험을 통하여 구하였다.

기어쌍은 그림 1에서와 같이 피니언 1과 기어 2로 구성하였으며, 각각의 질량 관성 모멘트, 저항 토크, 백래시, 맞물림 강성으로 모형화하였다. 기어의 운동 상태는 그림 2에서와 같이 충돌, 구동, 자유의 3가지 상태로 구분하였으며, 그림 3에서와 같이 피니언과 기어의 상대 변위  $\Delta x_{GP}$ , 상대 각속도  $\Delta \omega_{GP}$ , 상대 토크  $\Delta T_{GP}$ 에 따라 그 상태를 구별하였다. 상대 변위에서는 백래시의 양끝에서 각각 백래시 전체 크기의 0.5%에 해당하는 영역을 두 기어가 서로 접촉하는 영역으로 설정하였으며, 나머지는 운동이 자유로운 영역으로 설정하였다. 상대 각속도에서는 충돌 제한 속도,  $\omega_{IL}$ 을 설정하고 이를 기준으로 세 부분으로 구분하였다. 충돌

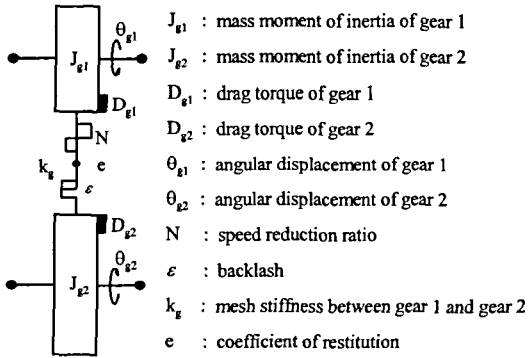


Fig. 1 Gear model and its parameters.

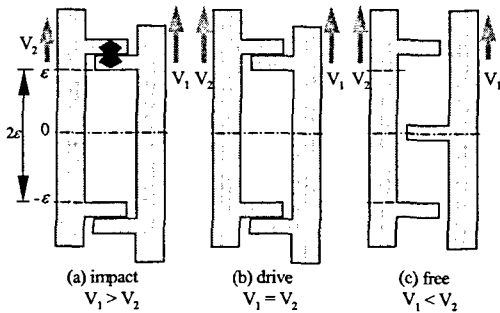


Fig. 2 Types of gear motions.

제한 속도는 충돌이 발생할 수 있는 최저 속도로서 모형에서는 0.05 rad/s로 하였다. 토크 차이는 방향에 따라 양과 음으로 구분하였다. 양의 충돌은 양의 접촉 지역에서 양의 상대 각속도를 가질 때 발생하며, 음의 충돌은 반대로 음의 접촉 지역에서 음의 상대 각속도를 가질 때 발생한다. 양의 구동은 양의 접촉 지역에서 상대 각속도가 충돌 제한 속도보다 낮고 토크 차이가 양일 때와 상대 변위가 양의 백래시보다 클 때 일어나며, 음의 구동은 음의 접촉 지역에서 상대 각속도가 충돌 제한 속도보다 낮고 토크 차이가 음일 때와 상대 변위가 음의 백래시보다 작을 때 발생한다. 이외의 경우에는 모두 두 기어가 접촉하지 않는 자유로운 운동 상태가 된다.

전동라인의 래틀 현상을 구명하기 위해서는 기어의 맞물림 강성(mesh stiffness)을 구하여

$\Delta x_{GP}$	$\Delta \omega_{GP}$	$\Delta T_{GP}$	Movement
$\epsilon [ \Delta x_{GP}$			Drive(+)
$0.995\epsilon < \Delta x_{GP} < \epsilon$	$\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP}$		Impact(+)
	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP} [ \omega_{IL}$	$0 [ \Delta T_{GP}$	Drive(+)
	$\Delta \omega_{GP} [ -\omega_{IL}$	$\Delta T_{GP} < 0$	
$-0.995\epsilon [ \Delta x_{GP} [ 0.995\epsilon$			Free
$-\epsilon < \Delta x_{GP} < -0.995\epsilon$	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP}$	$0 [ \Delta T_{GP}$	Drive(-)
	$-\omega_{IL} < \Delta \omega_{GP} [ \omega_{IL}$	$\Delta T_{GP} < 0$	
	$\Delta \omega_{GP} [ -\omega_{IL}$		Impact(-)
$\Delta x_{GP} [ -\epsilon$			Drive(-)

Fig. 3 Determination of types of gear motions.

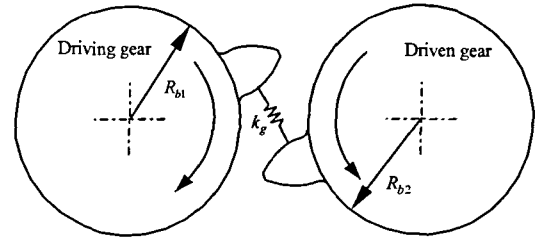


Fig. 4 Modeling of mesh stiffness.

야 한다. 맞물림 강성이란 그림 4에서와 같이 기어의 맞물림을 작용선 방향의 비선형 스프링으로 모형화할 때 스프링의 강성을 말한다. 그림에서  $k_g$ 는 맞물림 강성을,  $R_{b1}$ ,  $R_{b2}$ 는 각 기어의 기초원 반경을 의미한다. 기어가 회전할 때 맞물림 강성의 크기는 계속적으로 변화한다. 이는 기어의 순간 접촉율(contact ratio)이 계속적으로 변하기 때문이다. 이러한 순간 접촉율의 변화는 비선형적인 맞물림 강성의 변동을 유발하며, 이는 기어의 속도 변화를 초래하여 진동 및 소음의 원인이 된다.

PTO 전동라인에서 기어의 맞물림 강성은 상용 소프트웨어인 PGT Designer(Choi, 2002)를 이용하여 구하였으며, 평균 맞물림 강성은 14-46T의 경우  $1.8167 \times 10^9$  N/m, 11-49T의 경우  $1.2998 \times 10^9$  N/m이었다.

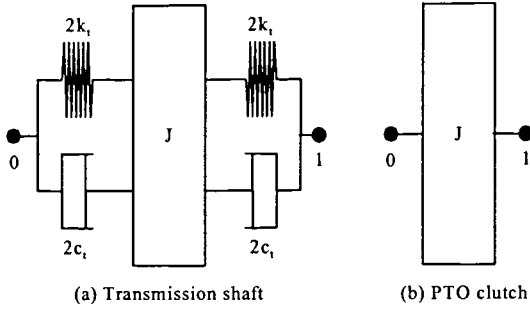


Fig. 5 Modeling of shaft and PTO clutch.

그림 5는 전동라인을 구성하는 전동축과 PTO 클러치의 모형을 나타낸 것이다. 전동축은 비틀림 강성과 감쇠 계수를 질량 관성 모멘트의 좌우로 직렬 등가 분배하였으며, PTO 클러치는 질량 관성 모멘트로 모형화하였다.

### 다. PTO 전동라인의 모형화

그림 6은 전동라인을 구성하는 기본 요소의 모형을 이용하여 모형화한 PTO 전동라인의 전체 모형을 나타낸 것이다. 전동라인 모형은 24개의 요소로 구성하였으며, 자유도는 10으로 하였다. 개발한 10 자유도의 비선형 모형은 시스템 전체의 응답과 구성 부품의 응답을 동시에 해석할 수 있도록 하였다. 모형에 포함된 비선형 요소는 기어의 백래시, 충돌, 맞물림 강성으로서 백래시는 설계도면의 값을 참조하여 상수로 가정하였다. 맞물림 강성은 구동 기어의 각변위에 따라 주기적으로 변하므로 조화 함수로써 모형화하였다. 충돌은 구동 기어와 피동 기어에 상호 작용하는 충격 토크를 고려하였다.

### 3. PTO 전동라인 모형의 검증

모형의 유효성을 검증하기 위하여 4사이클 3기통 디젤 엔진을 장착한 시험 트랙터의 PTO 전동라인에서 공회전 시 엔진의 플라이휠과 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어의 각속도 변동을 측정하고 이를 모형의 예측치와 비

교하였다. 각속도 변동은 기어 충돌의 직접적인 원인이 될 뿐만 아니라 이를 측정할 수 있고 그 특성에 일관성이 있기 때문에 적절한 검증 변수로 판단하였다.

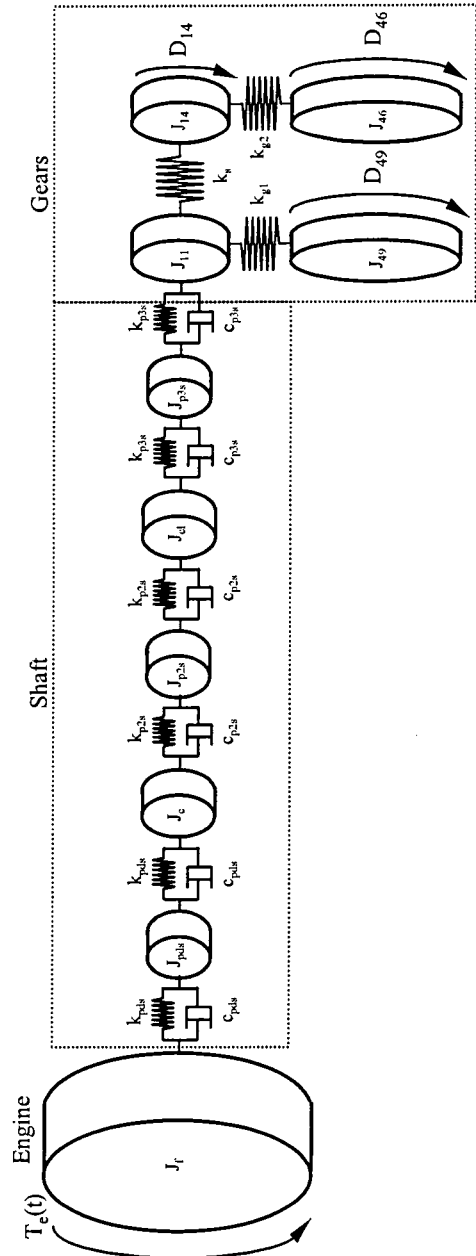


Fig. 6 Modeling of the whole PTO driveline.

모형의 검증 실험은 치타음이 가장 크게 발생하는 조건에서 실시하였으며, 엔진 속도는 무부하 공회전 상태인 890 rpm으로, PTO 변속은 중립으로 하였다. 오일 온도가 저항 토크에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 실험은 엔진을 시동한 후 20분이 지난 후 실시하였다.

모형 검증은 그림 6으로 표현된 10 자유도 모형을 이용하여 예측한 플라이휠의 링기어, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 검증 실험에서 측정된 각속도를 비교하는 방법으로 실시하였다.

그림 7은 검증 실험에서 측정된 링기어, 구동 기어 14T, 피동 기어 46T의 각속도와 전동라인 모형으로 예측한 각속도를 비교하여 나타낸 것이다. 검증 실험에서 엔진의 평균 속도는 885 rpm이었으며, 시험 트랙터의 엔진이 4사이클 3기통이었기 때문에 엔진의 사이클, 크랭크축의 1회전, 엔진의 폭발 주기는 각각 0.102초, 0.068초, 0.045초이었다. 이는 그림 7(a)의 플라이휠의 각속도 변화와 일치하였다. 이러한 플라이휠의 각속도 변동은 엔진의 폭발 행정에 기인한 것으로 나타났다. 모형으로 예측한 각속도와 검증 실험에서 측정된 각속도는 그 크기와 형상에서 유사한 형태를 나타내었다. 측정 결과에서와 같이 모형의 예측에서도 3개의 기어에서 모두 같은 크기의 변동폭이 나타났으며, 변동폭의 최대값과 최소값의 위치도 동일한 것으로 나타났다. 전반적으로 예측한 각속도의 변동폭이 측정된 각속도의 변동폭보다 조금 감소되었으나 측정 오차를 고려하면 운동 특성의 해석 모형은 실제의 각속도 변동을 충분히 예측할 수 있을 것으로 판단되었다.

측정치와 예측치의 각속도 변동을 정확히 정량화하기 위하여 각속도 신호를 주파수 영역에서 비교하여 분석하였다. 표 2는 플라이

휠, 구동 기어, 피동기어에 대한 주파수 분석 결과를 나타낸 것이다. 1.5차와 3차의 각속도 변동 성분의 % 오차는 최대 10.1%, 최소 0%이었다. 이상의 결과로써 개발된 PTO 전동라인 모형은 실제 전동라인의 각속도 변동을 적절하게 예측할 수 있는 것으로 판단되었다.

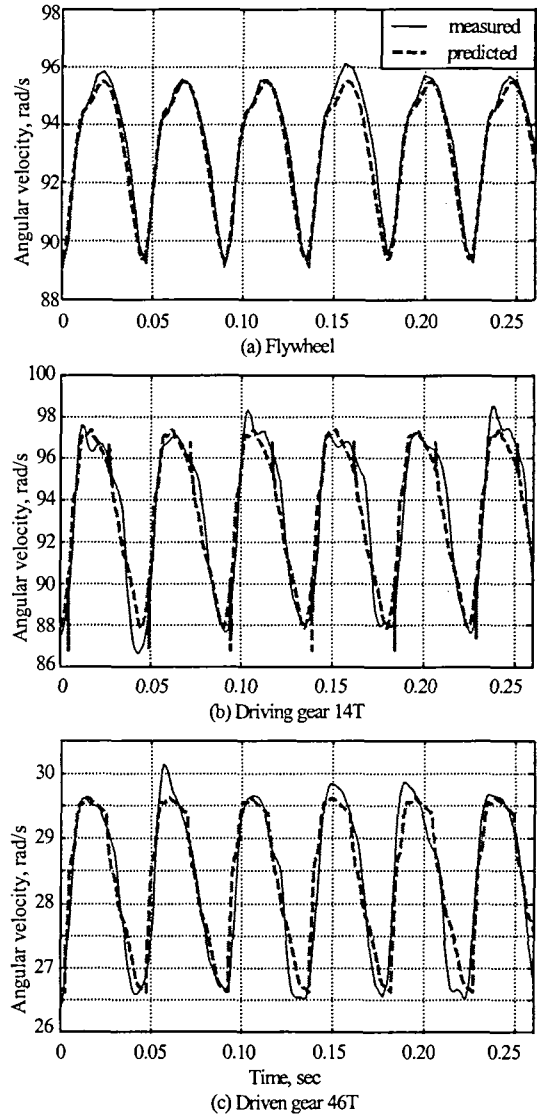


Fig. 7 Predicted and measured angular velocities

Table 2 Model verification of frequency domain

	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

#### 4. PTO 전동라인 모형의 시뮬레이션

##### 가. 충돌 특성

개발한 PTO 전동라인 모형을 이용하여 구성 요소의 각변위와 각속도를 시뮬레이션하였다. 구동 기어 14T와 피동 기어 46T에는 각각 측정된 저항 토크를 가하였으며, 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로 설정하였다. 기어의 백래시는 0.1 mm로 설정하였다. 그림 8은 시뮬레이션 결과로서 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위와 상대 각속도를 시간 함수로서 나

타낸 것이다. 기어의 상대 변위와 상대 각속도는 감속비를 고려하여 두 기어 사이의 변위와 각속도의 차이를 구한 것이다. 즉, 치타음이 발생할 때 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 변위와 상대 각속도는 그림 8에서와 같이 나타났다. 기어의 상대 변위는 설정한 백래시의 범위 내에서 변화하였다. 상대 변위가 0.05 mm에 이르면 양(+)의 방향으로 충돌이 일어났으며, 충돌 후에는 구동 기어의 속도는 감소하고 피동 기어의 속도는 증가하였다. 상대 변위가 -0.05 mm에 이를 때는 음(-)의 방향으로 충돌이 일어났으며, 충돌 후에는 구동 기어의 속도는 증가하고 피동 기어의 속도는 감소하였다. 양(+)의 충돌은 상대 각속도가 양(+)일 때 일어났으며 음(-)의 충돌은 그 반대일 때 일어났다. 그림 4.53(b)의 상대 각속도 선도에서 피크점 A와 B가 기어의 충돌을 나타낸다.

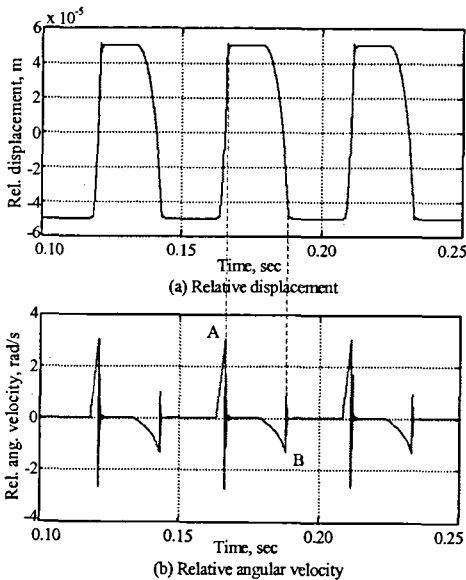


Fig. 8 Relative displacements and velocities of driving and driven gears when impact occurs.

##### 나. 요인별 영향 분석

치타음에 영향을 미치는 변수에는 치타음 경계 조건을 결정하는 저항 토크, 기어의 백래시, 피동 기어의 질량 관성 모멘트, 플라이휠의 질량 관성 모멘트 등이 있다.

그림 9는 PTO 전동라인의 피동 기어에 작용하는 저항 토크의 크기를 변화시키면서 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위를 시뮬레이션한 결과이다. 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 기어의 백래시는 0.1 mm로 설정하였다. 저항 토크의 크기는 0.0, 0.4, 0.8, 0.9, 1.0, 1.2

N.m로서 6수준으로 변화시켰다. 그림 9에서와 같이 저항 토크가 0일 때의 상대 변위는 전형적인 기어의 충돌 현상인 이중 충돌 현상을 나타내었다. 이중 충돌 현상은 기어 사이에서 양(+)의 충돌과 음(-)의 충돌이 교대로 나타나는 현상을 말한다. 저항 토크가 증가함에 따라 음(-)의 충돌과 양(+)의 충돌은 사라지고, 두 기어의 상대 운동은 0이 되며 충돌 상태는 구동 상태로 변화된다. 저항 토크가 0.8 N.m으로 증가되었을 때 음(-)의 충돌 현상과 음(-)의 구동 현상이 사라졌으며, 상대 변위는 백래시의 한계점인 0.1 mm이었다. 이때 상대 각속도는 급격한 변화가 완만한 변화로 변화되어 충돌이 사라졌음을 나타내었다. 저항 토크가 증가할수록 상대 변위의 크기는 감소하였으며, 저항 토크가 1.2 N.m일 때는 상대 변위가 0이 되어 기어 충돌이 사라졌다.

그림 10은 기어의 백래시가 치타음 발생에 미치는 영향을 시뮬레이션한 결과이다. 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 저항 토크

는 실제 측정치인 0.172 N.m로 설정하였다. 백래시의 크기는 0.00, 0.05, 0.10, 0.15, 0.20, 0.25 mm의 6수준으로 변화시켰다. 그림 9에서와 같이 기어의 백래시가 0일 때만 기어 사이에 충돌이 발생하지 않았으며, 백래시가 존재하는 한 기어 사이에는 이중 충돌이 발생하였다. 또한 백래시가 증가할수록 충돌 시 상대 각속도의 크기도 증가하였다. 충돌에 의하여 기어의 운동 에너지는 일부가 열, 진동, 소리의 형태로 소실된다. 기어 충돌에서 발생하는 소음의 크기는 충돌 속도, 즉 상대 각속도의 크기에 의하여 결정되며 소음의 크기와 충돌 속도 사이에는 비례적인 관계가 있다. 따라서 백래시가 증가할수록 상대 각속도도 증가되며, 충돌 시 치타음의 크기도 증가될 것으로 판단된다.

질량 관성 모멘트는 관성 토크의 크기를 결정하며 저항 토크와 함께 치타음의 발생 여부를 결정하는 가장 중요한 요인 중의 하나이다. PTO 진동라인 모형을 이용하여 피동 기어의 질량 관성 모멘트가 치타음에 미치는 영향을

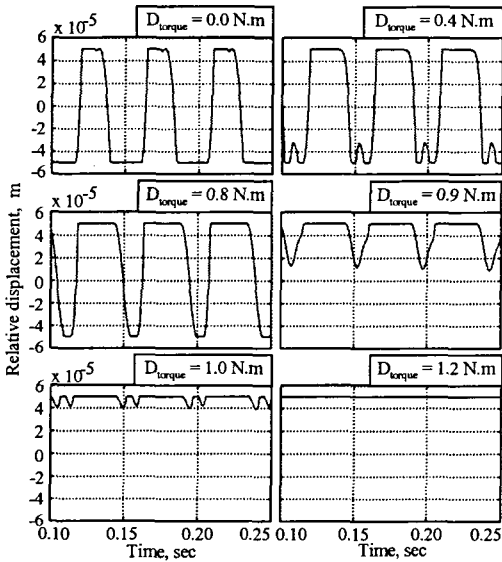


Fig. 9 Relative displacements of driving and driven gears simulated with different levels of drag torque.

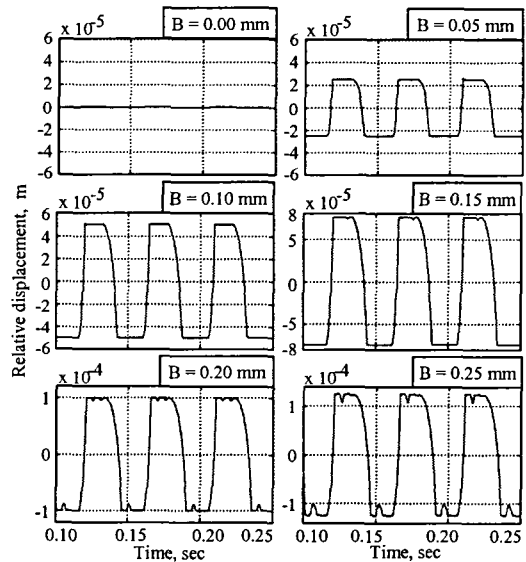


Fig. 10 Relative displacements of driving and driven gears simulated with different levels of backlash.

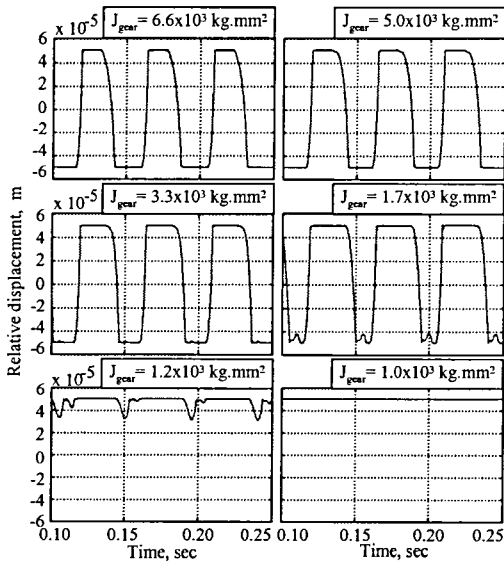


Fig. 11 Relative displacements of driving and driven gears simulated with different levels of mass moment of inertia of driven gear.

시뮬레이션하였다. 엔진 속도는 공회전 속도인 890 rpm으로, 저항 토크는 실제 측정치인 0.172 N.m로, 백래시는 0.1 mm로 설정하였다. 그림 11은 피동 기어의 질량 관성 모멘트를  $6.6 \times 10^3$ ,  $5.0 \times 10^3$ ,  $3.3 \times 10^3$ ,  $1.7 \times 10^3$ ,  $1.2 \times 10^3$ ,  $1.0 \times 10^3$  kg.mm<sup>2</sup>로서 감소시킬 때 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위를 나타낸 것이다. 피동 기어의 질량 관성 모멘트를  $6.6 \times 10^3$  kg.mm<sup>2</sup>에서 1/2로 줄인  $3.3 \times 10^3$  kg.mm<sup>2</sup>까지는 이중 충돌 현상이 발생하였으나 1/4로 줄인  $1.7 \times 10^3$  kg.mm<sup>2</sup>에서는 음(-)의 충돌은 사라지고 양(+)의 충돌만 나타났다. 또한 질량 관성 모멘트를 약 1/7로 줄인  $1.0 \times 10^3$  kg.mm<sup>2</sup>에서는 기어의 충돌이 사라졌다. 즉, 피동 기어의 질량 관성 모멘트를 줄일수록 기어의 충돌은 감소하였다. 그림 12는 플라이휠의 질량 관성 모멘트를  $7.7 \times 10^5$ ,  $1.5 \times 10^6$ ,  $2.3 \times 10^6$ ,  $3.1 \times 10^6$ ,  $3.9 \times 10^6$ ,  $4.6 \times 10^6$  kg.mm<sup>2</sup>로 증가시킬 때 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위를 나타낸 것이다. 플라이

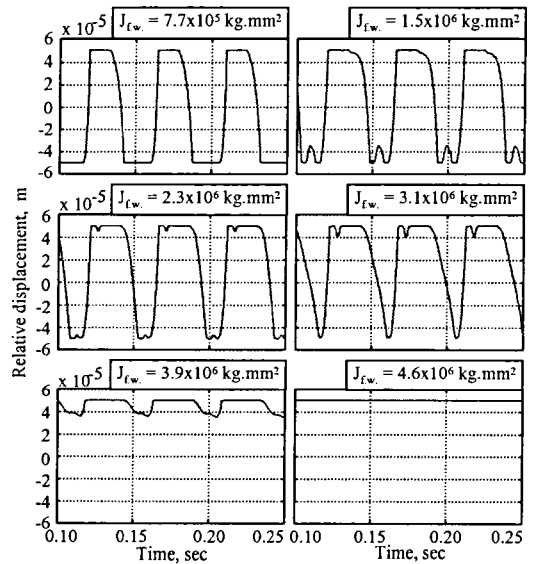


Fig. 12 Relative displacements of driving and driven gears simulated with different levels of mass moment of inertia of flywheel.

휠의 질량 관성 모멘트를  $7.7 \times 10^5$  kg.mm<sup>2</sup>에서 2배로 증가시킨  $1.5 \times 10^6$  kg.mm<sup>2</sup>까지는 이중 충돌 현상이 발생하였으나 3배로 증가시킨  $2.3 \times 10^6$  kg.mm<sup>2</sup>에서는 음(-)의 충돌이 사라지고 양(+)의 충돌만 나타났다. 또한 질량 관성 모멘트를 6배로 증가시킨  $4.6 \times 10^6$  kg.mm<sup>2</sup>에서는 기어의 충돌이 사라졌다. 즉, 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 증가될수록 기어의 충돌은 감소하였다.

## 5. 요약 및 결론

본 연구에서는 엔진 직결식 PTO 전동라인의 모형을 개발하고 모형의 유효성을 검증하였으며, 검증된 모형을 이용하여 PTO 전동라인에서 발생하는 치타음에 영향을 미치는 요인의 영향을 구명하였다.

PTO 전동라인을 10개의 요소로 구성하고, 각 요소의 운동 특성을 예측할 수 있는 모형을 개발하였다. 모형의 유효성을 검증하기 위하여



엔진의 플라이휠과 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어의 각속도 변동을 측정하고 이를 모형의 예측치와 비교하였다. 각속도 변동에 대한 모형의 예측치와 측정치의 % 오차는 최대 10.1 %이었으며, 예측한 각속도 변동의 크기와 경향은 모형을 검증하는 데 충분하였다.

PTO 전동라인 모형을 이용한 시뮬레이션을 통하여 구동 기어와 피동 기어의 상대 변위에 대한 변화 폭을 예측하였으며, 기어의 충돌 특성을 분석하였다. 또한, 저항 토크, 기어의 백래시, 피동 기어와 플라이휠의 질량 관성 모멘트가 치타음에 미치는 영향을 구명하였다. 저항 토크는 증가될수록, 기어의 백래시는 감소될수록, 피동 기어의 질량 관성 모멘트는 감소될수록, 플라이휠의 질량 관성 모멘트는 증가될수록 치타음의 발생 가능성은 감소되었다. 그러나 이러한 변수의 증감에 의한 치타음 저감 방안에는 다음과 같은 한계점이 고찰되었다.

치타음을 줄이기 위해서는 피동 기어의 저항 토크를 최소한 1.2 N.m 이상으로 증가시켜야 한다. 그러나 저항 토크가 증가함에 따라 PTO 전동라인의 전동 효율이 낮아지는 단점이 있다.

백래시를 0 mm로 해서 치타음을 줄일 수 있다. 그러나 기어의 원활한 동력 전달을 위해서는 백래시를 0 mm로 할 수 없으며, 최소한의 백래시를 유지하여야 한다. 피동 기어의 질량 관성 모멘트를 감소시켜 치타음을 줄이기 위해서는 현재의 피동 기어 질량 관성 모멘트를 약 1/7로 줄여야 한다. 피동 기어의 질량 관성 모멘트를 1/7로 줄이면 기어의 강도가 저하되어 기어가 파손될 우려가 있다. 또한, 플라이휠의 질량 관성 모멘트를 증가시켜 치타음을 줄이기 위해서는 현재의 플라이휠 질량 관성 모멘트를 6배 이상 증가시켜야 한다. 플라이휠의 질량 관성 모멘트를 6배 증가시키는 것은 엔진의 설계 조건을 정확히 알지 못하는 상태에서 현실적으로 불가능한 것으로 판단된다.

## 6. 참고문헌

1. 김주호. 2001. 헬리컬 기어의 메쉬 강성 해석 및 유성기어열의 동특성에 관한 연구. 서울대학교 대학원 박사학위논문.
2. 류일훈, 김경욱. 2002. 동하중 모형을 이용한 트랙터 전동라인의 치타음 분석. 한국농업기계학회지 27(5): 371-380.
3. 안병민, 장일도, 최은오, 홍동표, 정태진. 1998. 기어 래틀 저감을 위한 시스템 파라미터 연구. 한국자동차공학회지 6(6): 88-96.
4. 최상현. 2002. PGT Designer User's Guide. D&M Technology Co. Ltd.
5. Fudala, G. J., T. C. Engle and A. V. Karvelis. 1987. A systems approach to reducing gear rattle. SAE Technical paper series No. 870396.
6. Neville F. R. 1965. Vibration in geared systems. Machine Design, September 1965: 164-173.
7. Singh, R., H. Xie and R. J. Comparin. 1989. Analysis of automotive neutral gear rattle. Journal of Sound and Vibration 131(2): 177-196.
8. Szadkowski, A. 1991. Mathematical model and computer simulation of idle gear rattle. SAE Technical paper series No. 910641.
9. 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.