

엔진 직결식 트랙터 PTO 전동 라인의 치타음 원인 분석

Cause Analysis of Gear Rattle Noise in a Direct Engine-PTO Driveline of Tractors

박영준*
정회원
Y. J. Park

김경욱*
정회원
K. U. Kim

1. 서론

일반적으로 기어의 맞물림 과정에서 발생하는 소음은 기어의 치타음(rattle noise)과 치합음(whine noise)으로 나눌 수 있다. 기어의 치타음은 무부하 및 저속 운행시 주로 발생하며, 기어의 백래시(backlash)가 큰 경우에 물려 있는 기어쌍의 서로 반복되는 충돌에 의하여 발생하는 소음이다. 기어의 백래시가 설계 기준에 적합할 때에는 구동 기어와 함께 맞물려 회전하는 공회전 기어에서 발생하는 경우도 많다. 치타음은 주로 수동 변속기 장착 차량에서 많이 발생하며, 낮은 기어 단수에 의한 저속 운행이나 기어의 중립 상태에서 발생한다. 기어의 치합음은 수동 및 자동 변속기 장착 차량에서 모두 발생하는 소음으로, 고속 주행시 특정 속도에서 기어의 맞물림율에 의한 휘파람 소리와 같은 높은 주파수의 소음이다. 이는 기어의 탄성물림 상태에서 발생하는 정상 상태의 진동 현상으로, 기어 회전축의 회전 속도 변화에 의하여 주로 기인된다.

본 연구에서 사용된 엔진 직결식 PTO 전동 라인은 상시물림 기어 방식을 사용하며, 엔진의 토크 변동이 클러치에 의하여 흡수되지 않고 바로 PTO축과 연결된 기어로 전달되기 때문에 엔진의 토크 변동은 무부하 상태에 있는 PTO 전동 라인의 기어를 공회전하게 만든다. 무부하 공회전 상태에서 감속비가 큰 기어들은 치타음을 야기한다. PTO 전동 라인에서 주기적으로 발생하는 치타음은 트랙터 운전자에게 심리적으로 불안감을 주며, 작업 정도와 생산성을 저하시킨다. 또한, 최근에는 PTO 치타음에 대한 트랙터 사용자들의 불만과 이에 대한

해결 요구가 증가하고 있는 실정이다.

본 연구는 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서 발생하는 기어 치타음을 감소시키기 위한 기초 연구로서 치타음의 원인을 분석하고자 수행되었다.

2. 재료 및 방법

가. 시험 트랙터

PTO 전동라인의 치타음을 측정하기 위하여 본 연구에서 사용된 트랙터는 국내 T사에서 제작한 50 ps급 트랙터로서, 그 제원은 표 1에 서와 같다.

Table 1 Specifications of tractor used for evaluation of rattle noise

Items	Specifications
Model	T502
Rated power/speed	50 ps diesel/2,500 rpm
Displacement	2,911 cc
Transmission gears	Forward 12 Backward 12
PTO speed	561, 760 rpm

나. PTO 전동 라인의 치타음 측정

트랙터 PTO 전동 라인의 치타음에 관련된 신호 측정과 신호 처리 절차는 그림 1과 같다. 계측과 신호 처리에 사용된 장비는 마이크로 폰, 신호 증폭기(charge amplifier), 테이프 레코더(tape recorder), 신호 분석기(signal analyzer)이며 각 장비의 제원은 표 2와 같다.

치타음이 주로 발생하는 공회전 상태의 엔진

* 서울대학교 농업생명과학대학 바이오시스템·소재학부 바이오시스템공학전공

회전수(890 rpm)에서 시험하였다.

트랙터 PTO축에 설치한 마이크로폰의 신호는 증폭기를 통하여 테이프 레코더에 전압 신호로 저장되며 신호 분석기의 필터링, A/D 변환, FFT 기능을 이용하여 주파수 분석을 수행하였다. 증폭기와 테이프 레코더의 작동 범위는 마이크로폰의 감도를 고려하여 설정하였고, 저장된 데이터는 신호 분석기를 이용하여 12.8 kHz까지의 범위에서 FFT 분석을 하였다. 데이터 측정 시간은 30초, 샘플링(sampling rate)은 $\Delta t = 61 \mu s$, $\Delta f = 0.5 Hz$ 로 하였으며 필터링 주파수 밴드는 하이패스필터(high pass filter, 22.4 Hz)를 사용하였다. 마이크로폰의 보정은 측정 전후에 모두 실시하였다. 그림 2는 마이크로폰이 설치된 위치를 나타내었다. 2개의 마이크로폰을 이용하였으며, 하나는 PTO축에서 1 cm 떨어진 곳에 설치하였고, 다른 하나는 PTO축에서 1 m, 높이는 1.6 m 떨어진 곳에 설치하였다. PTO축에 근접한 곳에 위치한 마이크로폰은 기어쌍에서 발생하는 치타음

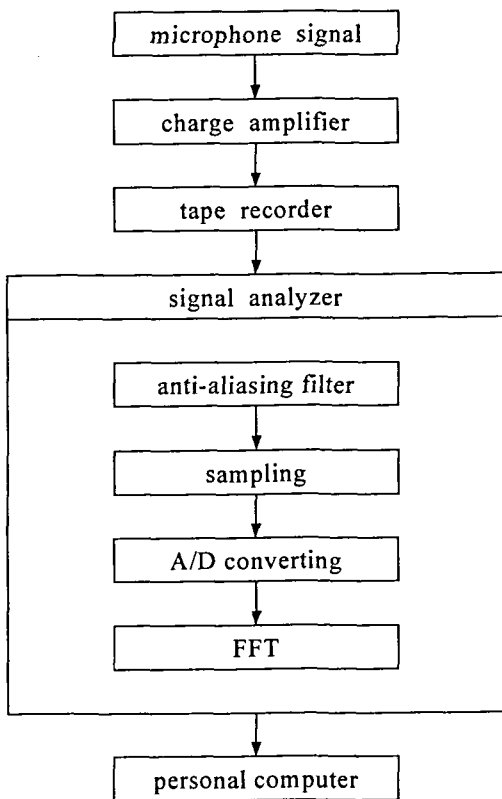


Fig. 2 Block diagram of signal processing.

Table 2 Specifications of equipment to be used for measurement and analysis

Equipment	Specifications
Signal analyzer	4ch. signal analyzer 50 to 6400 line FFT 25 kHz input module Generator and sampling module 25 kHz zoom processor
Microphone	Sensitivity: 50 mV/Pa Freq. Range: 1~20 kHz
Tape recorder	Freq. range: DC to 10 kHz in 8ch 16 bit quantization
Acoustic front end	Gain: 0, 20, 40 dB Filter: A-weighting or Linear Freq. range: 0.5 Hz~20 kHz

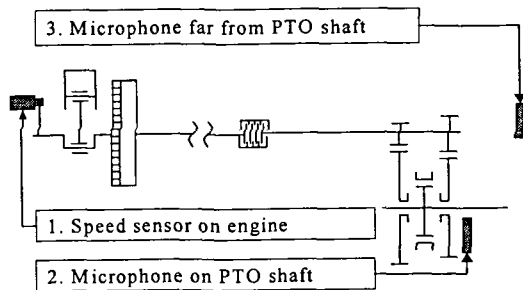


Fig. 3 Microphones and speed sensor mounted on test tractor.

신호의 특성을 분석하기 위한 것이고, 1 m 떨어진 곳에 위치한 마이크로폰은 치타음의 소음 수준을 평가하기 위한 것이다. 측정시 엔진의 회전 속도에 대한 정보를 얻기 위하여 타코미터를 이용하였으며, 엔진의 크랭크축에서의 회전속도를 동시에 측정하였다.

다. 피동 기어의 주파수 응답 함수 측정

PTO 변속부에서 측정된 치타음과 피동 기어의 동적 특성과의 관계를 구명하기 위하여 피동 기어의 주파수 응답 함수(frequency response function, FRF)를 측정하였다. 그림 3은 피동 기어의 주파수 응답 함수의 측정 모드를 보여주며, 각 장비의 제원은 표 3과 같다.

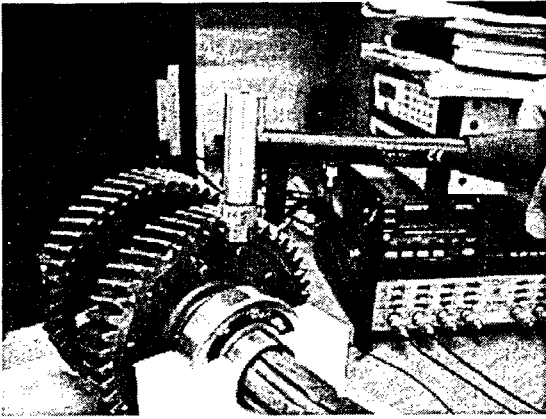


Fig. 3 Measurement of frequency response function.

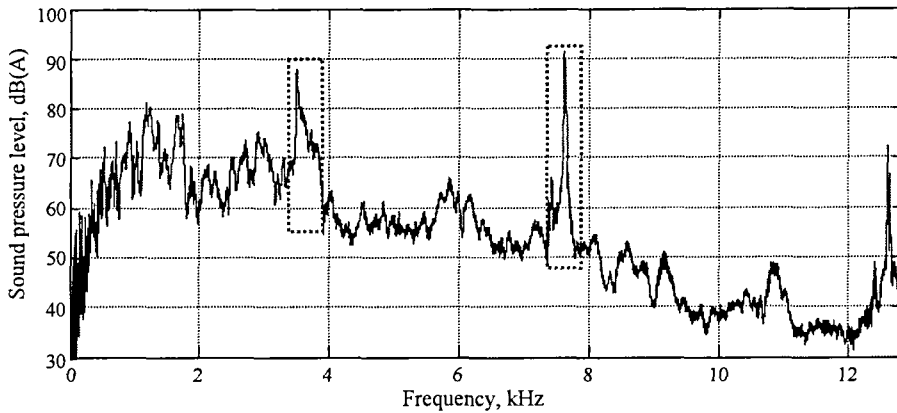
Table 2 Specifications of equipment used for modal test

Equipment	Specifications
Impact hammer	Sensitivity : 0.95 pC/N Freq. Range : 0.2~2,000 Hz Force range : 300~1,000 N
Charge amplifier	Freq. range: 0.3~40,000 Hz Max input: 7 V (rms)
Calibration exciter	Frequency: 159.15 Hz Acceleration: 10 m/sec ² (rms) Velocity: 10 mm/sec (rms) Displacement: 10 μm (rms)

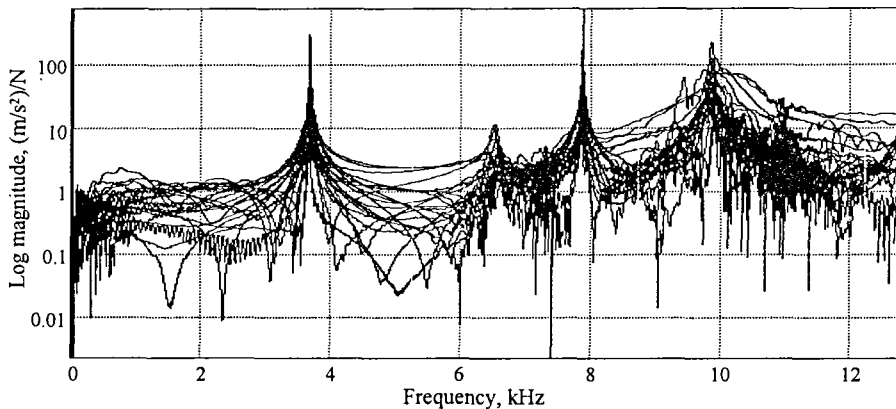
3. 결과 및 고찰

PTO 변속부에서 측정된 치타음과 피동 기어의 주파수 응답 함수를 그림 4에서와 같이

동시에 나타내었다. 피동 기어의 주파수 응답 함수(그림 4(b))로부터 1차 고유 진동수는 3,490 Hz, 2차 고유 진동수는 7,600 Hz이며, 각각의



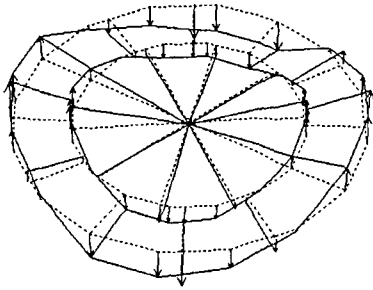
(a) Sound pressure level of gear rattle noise



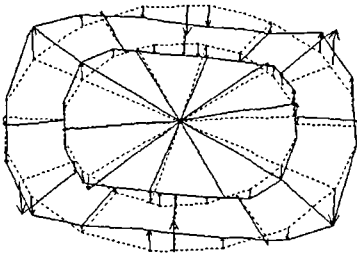
(b) Frequency response function of driven gear 46T

Fig. 4 Comparison between rattle noise and FRF of driven gear.

고유 진동수에 대한 모드 형상은 그림 5에서와 같다.



(a) Mode shape of 1st natural frequency



(b) Mode shape of 2nd natural frequency

Fig. 5 Mode shape of driven gear.

그림 4(a)에서 피동 기어의 고유 진동수에 해당하는 3,490 Hz와 7,600 Hz에서 80 dB(A) 이상의 높은 치타음이 발생하였다. 즉, 엔진의 토크 변동에 의하여 구동 기어와 피동 기어의 상대 각속도가 증가하여 두 기어 사이에서 충돌이 일어나고, 이 때 구동 기어가 피동 기어로 전달하는 큰 충격력이 피동 기어의 고유 진동수를 가진하여 피동 기어의 고유 진동수에서 음압이 크게 나타난 것으로 판단된다. 충격 가진된 피동 기어는 자신의 고유 진동수에서 그림 5와 같은 형상으로 움직이며 고유 진동수의 순음(pure tone)을 방사한다. 그러므로 PTO 변속부의 치타음의 첫 번째 원인은 엔진의 토크 변동이고, 두 번째 원인은 토크 변동에 의한 구동 기어와 피동 기어의 충돌이며, 세 번째 원인은 충돌시 구동 기어가 피동 기어에 가하는 큰 충격력이다.

4. 요약 및 결론

본 연구는 엔진 직결식 PTO 전동라인에서 발생하는 기어 치타음을 감소시키기 위한 기초 연구로서 치타음의 원인을 분석하고자 수행되었다. 치타음의 원인으로는 엔진의 토크 변동, 구동 기어와 피동 기어의 충돌, 충돌시 구동 기어가 피동 기어에 가하는 큰 충격력이다.

PTO 변속부에서 치타음을 줄이기 위해서는 엔진의 토크 변동을 감소시키거나 기어의 충동을 없애야 한다. 엔진의 토크 변동을 감소시키기 위한 방안으로는 비틀림 댐퍼(torsional damper)를 사용하는 방안과 2중 질량 플라이휠(dual mass flywheel)을 사용하는 방안이 있다. 또한, 기어의 충동을 없애고 가진력의 크기를 줄이기 위한 방안으로는 백래시가 없는 기어(anti-backlash gear)를 사용하는 방안이 있다.

5. 참고 문헌

1. 류일훈, 김경욱. 2002. 동하중 모형을 이용한 트랙터 전동라인의 치타음 분석. 한국농업기계학회지. Vol.27(5): 371-380.
2. 박봉룡. 1994. 기어 래틀에 대한 주관적 평가 및 해석. 대우 자동차기보 1994년호: 119-129.
3. 사중성. 2002. 자동차 진동소음의 기초. 청문각.
4. 이해승, 채창국. 2004. 주파수 영역과 시간 영역의 특성을 고려한 래틀 소음 평가. 한국자동차공학회 추계학술대회논문집: 969-974.
5. Bodden, M., and Heinrichs, R. 1999. Analysis of the time structure of gear rattle. inter-noise99: 1273-1278.
6. Drago, R. J. 1980. New approach for analyzing transmission noise. Journal of Machine Design November 1980 : 114-120
7. Weidner, G., and G.Lechner. 1991. Rattling vibrations in automotive transmissions. JSME International conference on motion and power transmissions Vol. 1: 37-42.