

엔진 직결식 트랙터 PTO 전동 라인의 치타음 분석

박영준 김경욱

Analysis of Rattle Noise of a Direct Engine-driven PTO Driveline of Tractors

Y. J. Park K. U. Kim

Abstract

This study was conducted to identify the characteristics of PTO rattle noise of a direct engine-PTO driveline for agricultural tractors. In order to reduce production costs of agricultural tractors, a direct engine-PTO driveline was recently introduced to the tractors produced in Korea. This simplified driveline reduced a number of gears and counter shafts in previous one. However, it caused a severe rattle noise under an idle condition, which was perceived as intolerable by many tractor operators. PTO rattle noise was measured at two locations : one 3 cm apart radially from the centerline of the PTO shaft and another 100 cm apart backward from the PTO end and 160 cm high from the ground. Characteristics of the rattle was analyzed using the data measured near the PTO shaft. It was found that the period of rattle noise was same as the explosion stroke of engine and its peak level was about 123 dB (A) with PTO engaged at an idle engine speed of 880 rpm. As the engine speed increased, the rattle noise decreased. The frequency band of the rattle was 0.5-2.0 kHz and the frequency of peak sound pressure was 1.4 kHz. When compared the rattle noise between the locally produced and imported tractors of the same type of PTO driveline, the former generated louder rattle noise than the imported one by 7 dB (A). It was suggested that the rattle noise of local tractors must be reduced at least by 7 dB (A) to meet the international level.

Keywords : Rattle noise, PTO, Driveline, Tractor

1. 서론

농업용 트랙터의 진동과 소음원은 주로 엔진, 트랜스 액슬, PTO 전동 라인 등 구동계이다. 특히, 엔진은 진동과 소음의 직접적인 원인으로 그 영향이 크다(Park et al., 2004). 구동계의 소음과 진동은 주로 엔진의 토크 변동에 의하여 발생된다. 승용차에서와 같이 자동 변속기를 채택한 구동계는 유체를 통하여 토크 변동의 영향을 대부분 흡수할 수 있다(Park, 1994). 그러나 트랙터는 대부분 수동 변속기를 채택하고 있기 때문에 엔진의 토크 변동이 직접 구동계로 전달되어 전동 라인의 소음과 진동에 미치는 영향이 크다. 토크 변동에 의한 진동의 주파수 대역과 전동 라인의 고유 진동수 대역이 일치

할 경우에는 공진이 발생하여 전동축이 파괴될 수도 있다. 또한 한 쌍의 맞물린 기어로 전달된 토크 변동은 기어 사이에 연속적인 충격을 야기하여 심한 소음과 진동의 원인이 된다. 이러한 토크 변동에 의하여 기어가 연속적으로 충돌할 때 발생하는 소음을 기어의 치타음(rattle noise)이라 한다.

최근, 국내에서 생산된 트랙터에는 원가 절감을 위하여 PTO 전동 라인을 단순화한 엔진 직결식 PTO 전동 라인이 채택되고 있다. 엔진 직결식 PTO 전동 라인은 상시물림 기어식으로서 엔진의 토크 변동이 클러치에 의하여 흡수되지 않고 직접 PTO축과 연결된 기어로 전달된다. 따라서 PTO축과 연결된 기어가 무부하 상태로 공회전하는 경우에는 토크 변동에 의하여 치타음이 발생한다. PTO 전동 라인의 치타음은

트랙터 운전자에게 심한 심리적 불안감을 초래한다. 최근 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 치타음에 대한 트랙터 운전자들의 거부감과 불만이 증가하고 있으며, 이에 대한 조속한 해결책이 요구되고 있다.

본 연구는 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 치타음에 대한 특성과 소음 수준을 분석하고, 국내외 트랙터의 PTO 치타음 수준을 비교하기 위하여 시도되었다.

2. 치타음 발생 모형

전동 라인으로 전달된 엔진의 토크 변동에 의하여 전동축에는 주기적으로 각가속도가 발생하며, 이러한 각가속도는 맞물린 기어와 기어 사이에 상대 운동을 유발하여 충돌을 일으킨다. 한 쌍의 기어가 충돌하는 과정은 그림 1에서와 같다. 무부하 상태에서 한 쌍의 구동 기어와 피동 기어가 맞물려 회전할 때 구동 기어의 각속도는 엔진의 토크 변동에 의하여 변화된다. 구동 기어의 각속도가 증가할 때는 그림 1(a)에서와 같이 구동 기어의 앞치면이 피동 기어의 뒷치면에 충돌한다. 충돌에 의하여 피동 기어의 각속도는 일시적으로 증가하고 구동 기어의 각속도는 감소한다. 이 과정에서 순간적으로 구동 기어와 피동 기어는 서로 분리되어 그림 1(b)에서와 같이 비접촉 상태로 회전한다. 토크 변동에 의하여 다시 구동 기어의 각속도가 피동 기어의 각속도보다 증가하면 같은 충돌이 발생한다. 반대로 구동 기어의 각속도가 감소할 때는 그림 1(c)에서와 같이 피동 기어의 앞치면이 구동 기어의 뒷치면에 충돌한다. 이때 순간적으로 구동 기어의 각속도는 증가하고 피동 기어의 각속도는 감소한다. 이 과정에서도 순간적으로 구동 기어와 피동 기어가 분리되어 비접촉 상태로 회전한다. 충돌에 의하여 구동 기어의 각속도가 증가하면 구동 기어의

앞치면이 다시 피동 기어의 뒷치면과 충돌한다. 구동 기어와 피동 기어 사이에는 토크 변동에 의하여 이와 같은 충돌-분리-충돌 현상이 반복되어 충돌에 의한 치타음이 발생한다.

3. 기어 충돌의 발생 조건

무부하 상태에서 기어 충돌의 여부는 토크 변동에 의한 피동 기어의 관성 토크와 저항 토크의 크기에 의하여 결정된다. 즉, 충돌은 피동 기어의 관성 토크가 저항 토크보다 클 때 일어난다(Ryu et al., 2002). 이를 식으로 표현하면 식 1과 같다. 따라서, 식 (1)은 치타음의 발생 조건을 나타낸 기본 식이다.

$$\frac{T_{drag}}{I \frac{d^2\theta}{dt^2}} < 1 \quad (1)$$

여기서, T_{drag} = 피동 기어의 저항 토크, N·m
 I = 피동 기어의 질량관성모멘트, kg·m²
 θ = 피동 기어의 각변위, rad

4. 재료 및 방법

가. 시험 트랙터

엔진 직결식 PTO 전동 라인의 치타음을 분석하기 위하여 사용한 트랙터는 국내 T사에서 제작한 50 ps급 트랙터로서, 그 제원은 표 1에서와 같다. 시험 트랙터의 PTO 전동 라인은 그림 3에서와 같이 엔진 출력이 분기없이 PTO 클러치를 통하여 직접 PTO 변속부로 전달되는 구조이다. 이러한 엔진 직결식 PTO 전동 라인은 전동 효율이 높고 생산비가 낮은 특징이 있다.

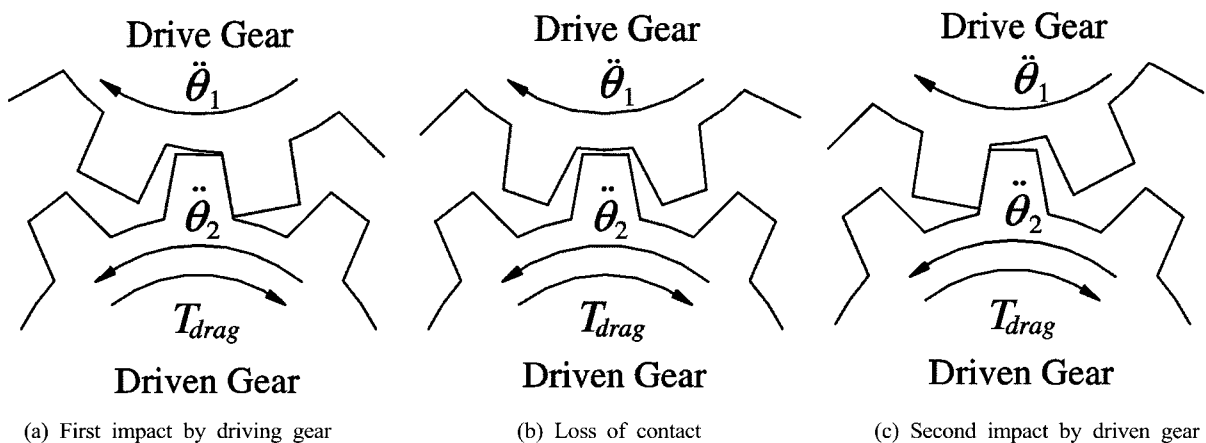


Fig. 1 Gear impact caused by torque fluctuation.

Table 1 Specifications of tractor used for rattle noise measurement

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

나. PTO 전동 라인의 치타음 측정과 분석

치타음의 측정과 분석은 그림 2의 순서에 따라 실시하였다. 계측과 신호 처리에 사용된 장비는 마이크로폰, 신호 증폭기, 테이프 레코더, 신호 분석기이며 각 장비의 제원은 표 2와 같다.

치타음은 엔진 속도를 4수준(880, 1000, 1300, 1600 rpm), PTO 조건을 4조건(PTO 클러치 해제, PTO축 중립, PTO 속도 561 rpm, 760 rpm)으로 하여 총 16조건에서 측정하였다. 엔진 속도는 크랭크축의 속도로서 타코미터를 이용하여 측정하였다.

치타음 측정 마이크로폰은 개방된 공간의 평탄한 지면 위

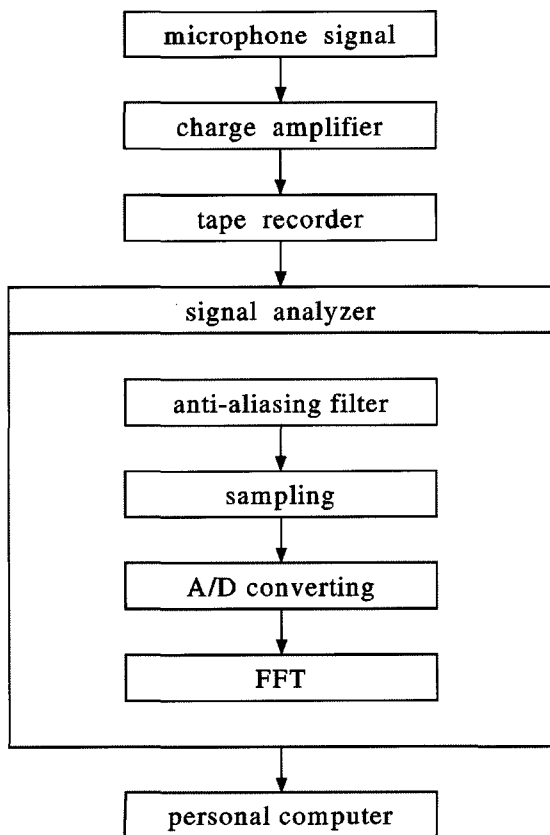


Fig. 2 Block diagram of rattle noise measurement and analysis.

에 트랙터를 정차한 후 그림 3에서와 같이 2개를 설치하였다. 1개는 PTO축을 바라보았을 때 PTO축 중심에서 좌하 45도 방향으로 3 cm 떨어진 곳에 설치하였으며 다른 1개는 PTO축 중심에서 수평 후방으로 1 m, 지면에서 1.6 m 떨어진 곳에 설치하였다. PTO축과 가까운 마이크로폰은 치타음의 특성을 분석하기 위한 것이었으며, 멀리 떨어진 마이크로폰은 주위 사람들이 느끼는 치타음의 소음 수준을 평가하기 위한 것이었다. 치타음 측정 장소의 암소음은 54.6 dB(A)이었다.

마이크로폰의 신호는 증폭기를 통하여 테이프 레코더에 전압 신호로 저장하였으며, 신호 분석기의 필터링, A/D 변환, FFT 기능을 이용하여 주파수 분석을 실시하였다. 증폭기와 테이프 레코더의 작동 범위는 마이크로폰의 감도를 고려하여 설정하였으며, 저장된 데이터는 신호 분석기를 이용하여 3.2 kHz 범위에서 FFT 분석을 실시하였다. 데이터 측정 시간은 30초, 샘플링은 $\Delta t = 61 \mu s$, $\Delta f = 0.5 Hz$ 로 하였으며 필터링 주파수 밴드는 차단 주파수가 22.4 Hz인 하이패스 필터를 사용하였다. 마이크로폰은 제조업자의 지침에 따라 측정할 때마다 보정하였다.

Table 2 Specifications of equipments used for measurement and analysis of rattle noise

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

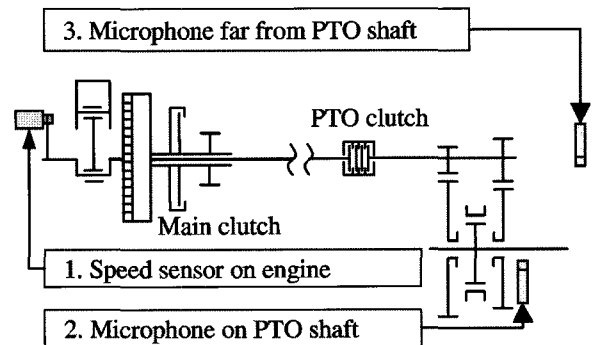


Fig. 3 Installations of microphones and speed sensor.

다. 국내외 트랙터의 치타음 비교 시험

국내에서 생산한 시험 트랙터의 PTO 치타음과 수입 트랙터의 치타음을 비교하기 위하여 시험 트랙터와 동일한 형식의 PTO 전동 라인을 가진 수입 트랙터 I과 PTO 변속부까지 2번의 변속 과정을 거치도록 한 수입 트랙터 II를 선정하였다. 수입 트랙터 I과 II의 주요 제원은 표 3에서와 같다. 수입 트랙터 I의 경우 무부하 상태에서 엔진 속도와 PTO 단수를 각각 680 rpm, 1단(540 rpm)으로 하여 치타음을 측정하였으며, II의 경우에는 각각 780 rpm, 1단(567 rpm)으로 하여 측정하였다. 마이크론의 위치는 시험 트랙터에서와 같이 하였다.

Table 3 Imported tractors used for rattle comparison

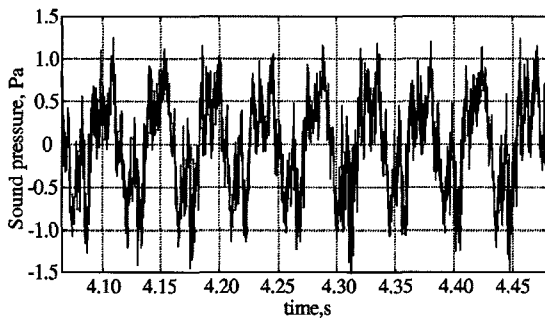
	Tractor I	Tractor II
Model/Maker	Dorado70/SAME	GM56/KUBOTA
Power, ps/rpm	70/2,350	56/2,200
PTO speed, rpm	540/750/1,000	567/799/1,130
PTO driveline	Direct type	Indirect type
Rattle	Loud	Silent
Imported from	Germany	Japan

5. 결과 및 분석

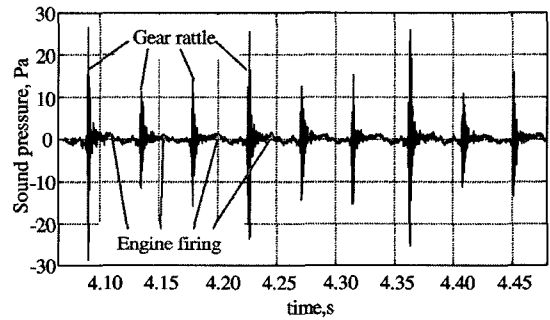
가. 치타음의 특성

치타음의 특성은 엔진이 공회전 상태일 때 PTO 치타음이 가장 컸기 때문에 이를 기준으로 분석하였다. 그림 4는 엔진이 공회전 상태 즉, 엔진 속도가 880 rpm일 때의 치타음을 시간 함수로서 나타낸 것이다.

PTO 클러치가 연결되었을 때 피크 치타음의 음압 수준은 클러치가 해제되었을 때보다 약 20배 정도 높았다. 치타음은 그림 4(b)에서와 같이 엔진의 폭발 행정 직후에 나타났으며 (Bodden et al., 1999) 피크 치타음의 음압 수준은 28.5 Pa 이었다. 또한 치타음의 주기는 0.045초이었으며 주파수는 22.2 Hz이었다. 이는 폭발 행정의 주파수인 22.3 Hz와 거의 일치하였다. 즉, 치타음의 주기는 폭발 행정의 주기와 같았으며, 폭발 행정에 의하여 PTO 전동 라인의 기어가 크게 충돌하는 것으로 판단된다(Weidner et al, 1991). 그림 5는 그림 4(b)의 피크 치타음을 확대한 것으로서, 이를 구성하는 피크

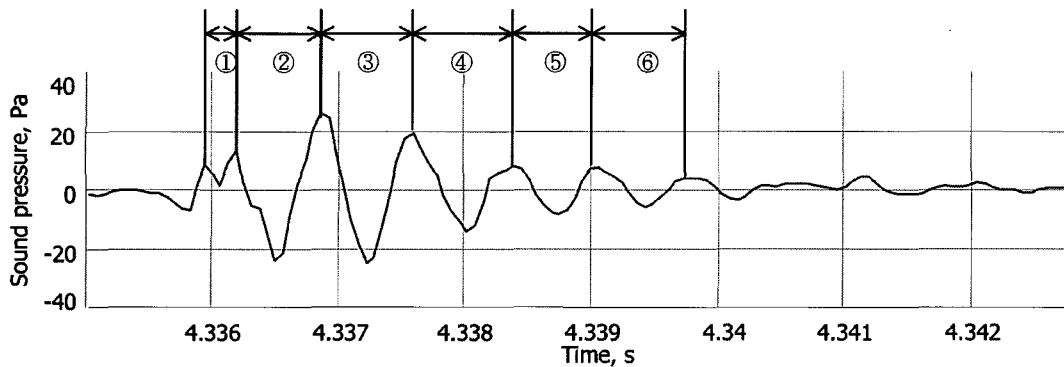


(a) PTO clutch disengaged



(b) PTO clutch engaged

Fig. 4 Time history of rattle noise at engine speed of 880 rpm.



	①	②	③	④	⑤	⑥
Time interval, μ s	244.1	671.4	671.4	732.4	610.4	793.5
Frequency, Hz	4095	1489	1489	1365	1638	1260

Fig. 5 Analysis of rattle noise at time domain.

음압의 주기와 주파수를 나타낸 것이다. 구성 피크 음압의 주파수는 ①의 경우를 제외하면 대체로 1.4 kHz 또는 그 주위의 주파수로서 치타음의 주성분인 피크 음압의 중심 주파수 영역은 1.4 kHz인 것으로 나타났다. 이러한 주파수 대역은 음압 수준이 낮은 경우에도 인체가 민감하게 반응하는 주파수 대역인 것으로 알려져 있다(Lee et al., 2004).

그림 6은 시간 함수의 치타음(그림 4)을 주파수 영역으로 변환하여 나타낸 것이다. 시간 영역에서와 같이 PTO 클러치를 연결하였을 때는 1.4 kHz 부근에서 치타음이 발생하였으나, 클러치를 분리하였을 때는 치타음이 발생하지 않았다. 그림 7은 시간과 주파수 영역의 분석 결과를 함께 나타낸 것이다. 즉, 시간과 주파수 영역의 분석을 동시에 수행하여 시간

함수로서 주파수 변화를 나타낸 것이다. 시간, 주파수, 음압의 관계를 2차원 평면에 나타내기 위한 것으로서 음압의 크기는 색의 짙음과 옅음으로써 표현하였다. 그림 7의 분석을 통하여 시험 트랙터에서 치타음의 발생 주기는 0.045초(22.2 Hz)이었으며, 치타음을 구성하는 피크 음압의 주파수는 1.4 kHz를 중심으로 0.5-2.0 kHz 범위이었음을 다시 한 번 확인하였다.

이상의 분석 결과에 의하면 시험 트랙터의 PTO 치타음은 엔진의 토크 변화에 의하여 PTO 전동 라인의 구동 기어와 무부하 상태의 피동 기어가 0.045초마다 서로 충돌하기 때문인 것으로 판단되며, 충돌 주기는 엔진의 폭발 행정 주기와 같은 것으로 나타났다.

엔진의 회전 속도가 치타음에 미치는 영향을 구명하기 위

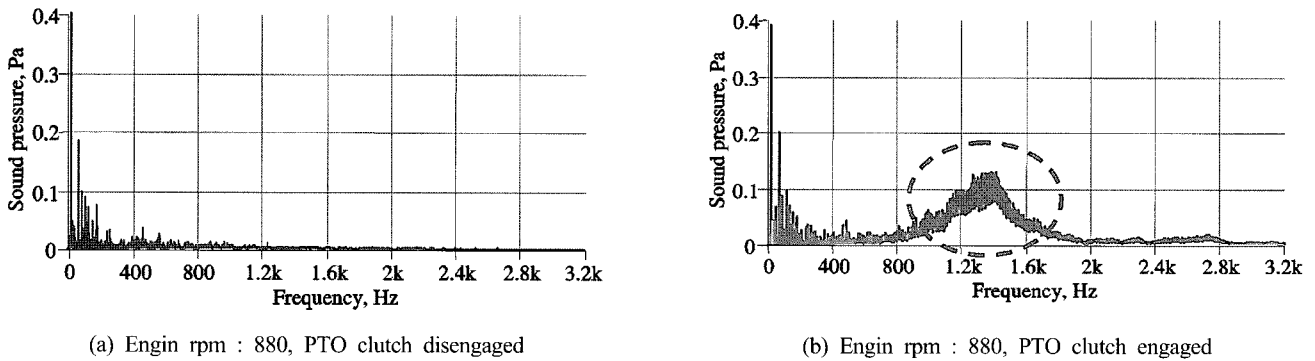


Fig. 6 PTO rattle at frequency domain.

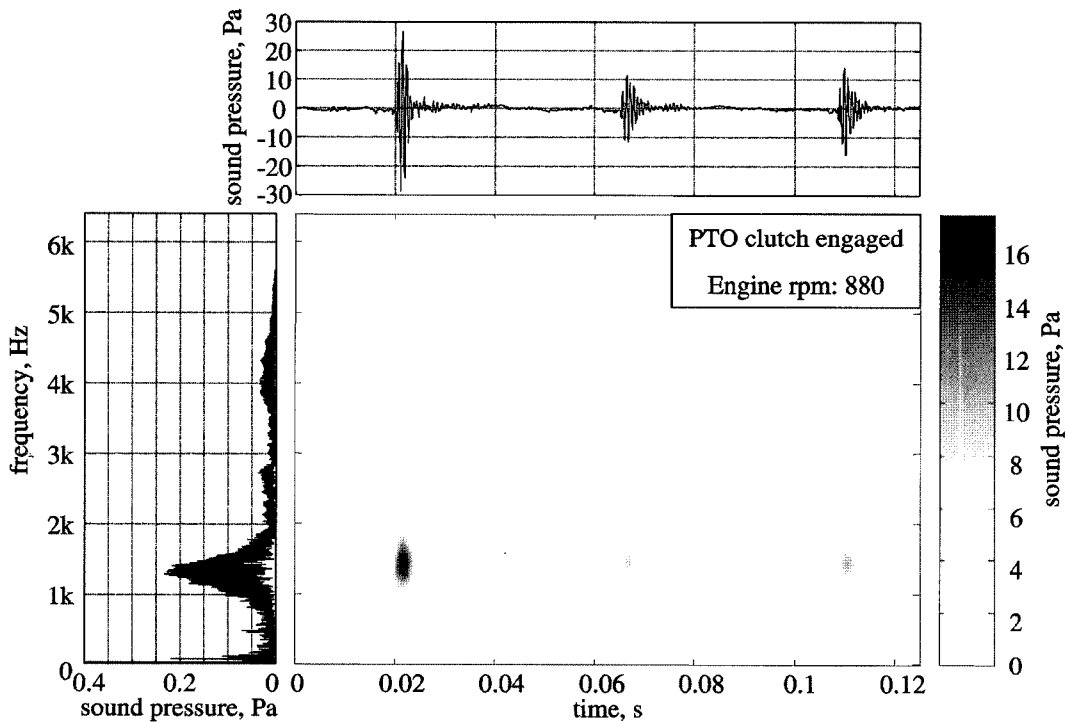


Fig. 7 PTO rattle at time-frequency domain.

하여 엔진 속도를 공회전 속도 즉, 880 rpm에서 정격 회전 속도인 2500 rpm까지 20 rpm씩 증가시키며 각 속도 수준에서 치타음의 음압과 주파수의 관계를 조사하였다. 그림 8은 그 결과로서 주파수, 엔진 속도, 음압의 관계를 2차원 평면에 나타낸 것이다. 음압의 크기는 색의 짙음과 옅음으로 나타내었다. 그림 8에서와 같이 엔진 속도가 증가할수록 음압의 크기는 감소하였다. 그림 8의 점선 부분은 엔진 속도가 880-1600 rpm 범위일 때 치타음은 1.4 kHz 부근에서 강하게 발생하였으나 엔진 속도가 그 이상으로 증가하였을 때는 치타음이 사라지고 있음을 나타낸 것이다. 즉, 치타음은 엔진 속도의 영향을 받는 것으로 나타났다. 같은 엔진 속도에서 PTO 속도를 각각 중립, 1단, 2단으로 변화시켰을 때에도 주파수에 따른 음압 수준의 분포는 동일하게 나타났다. 이러한 분석 결과에 의하면 엔진의 회전 속도와 치타음은 상호 밀접한 관련이 있는 것으로 판단된다.

나. 국산 트랙터의 치타음 수준

시험 트랙터를 사용하였을 때 1/3 옥타브 중심 주파수에 대한 PTO 치타음의 분석 결과는 그림 9와 10에서와 같다. 그림 9는 PTO축 중심으로부터 3 cm 떨어진 곳에서, 그림 10은 PTO축으로부터 후방으로 1 m, 지상으로부터 높이가 1.6 m인 곳에서 측정한 치타음의 음압 수준을 나타낸 것이다. 두 위치에서 측정한 치타음의 총 소음 수준은 각각 102 dB(A), 72.4 dB(A)이었다. 그림 9에서와 같이 PTO축과 가까운 곳에서 측정한 치타음의 경우, 수준이 90-100 dB(A)인 음압 성분의 주파수는 1-2 kHz 범위이었으며, 다른 주파수 성분에 비하여 음압 수준이 높았다. 그러나 그림 10에서와 같이 PTO축에서 멀리 떨어진 곳에서 측정한 치타음의 경우에는, 치타음을 구성하는 1-2 kHz뿐만 아니라 모든 주파수의 음압 성분이 그림 9의 경우에 비하여 최대 30dB(A) 이상 감소하였다.

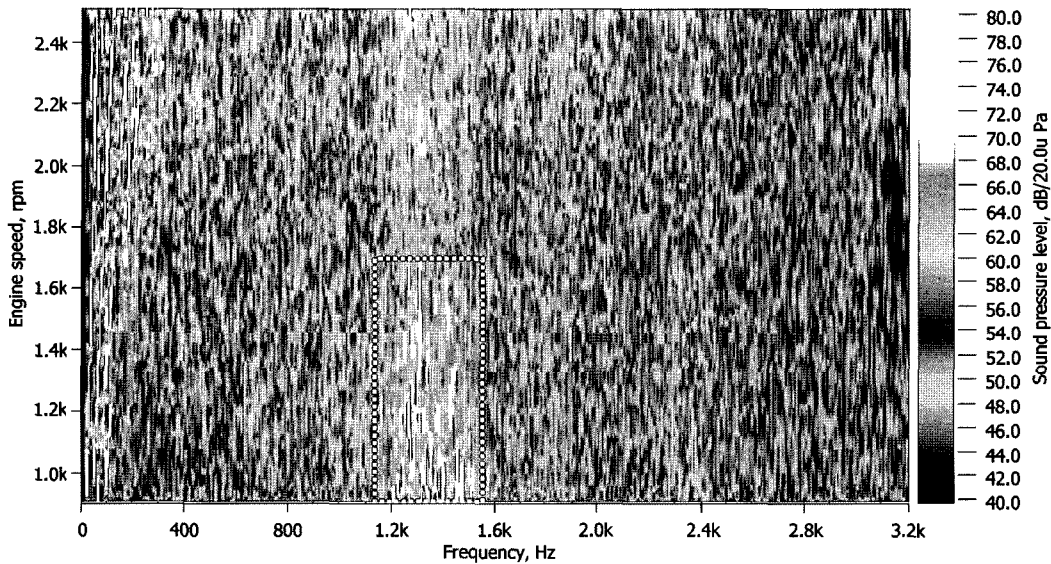


Fig. 8 3D plot of engine speed and sound pressure vs. sound pressure frequency.

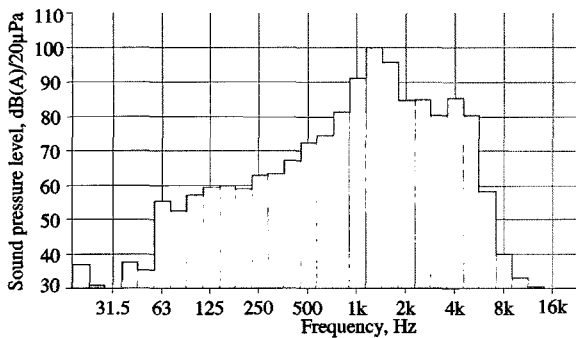


Fig. 9 1/3 octave frequency analysis of rattle measured at the PTO shaft.

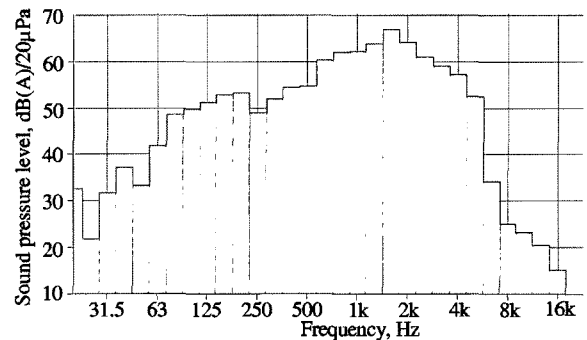


Fig. 10 1/3 octave frequency analysis of rattle measured at a distance from PTO shaft.

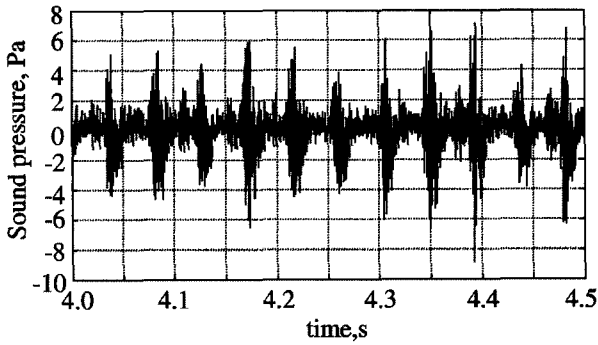


Fig. 11 Rattle of imported tractor I at PTO.

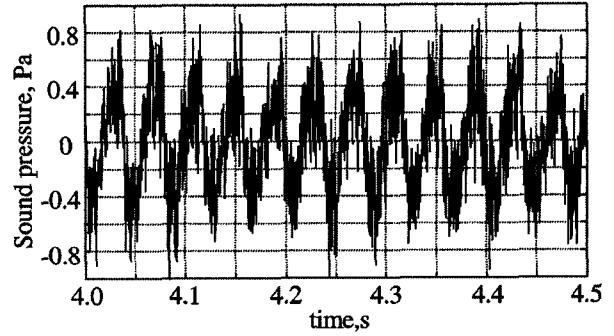


Fig. 12 Rattle of imported tractor II at PTO.

다. 수입 트랙터의 치타음

그림 11과 12는 각각 비교 대상인 수입 트랙터 I과 II에서 측정된 PTO 치타음을 시간 함수로서 나타낸 것이다. 트랙터 I(그림 11)의 경우 최대 피크 치타음의 음압 수준은 8 Pa이었으며, 피크 음압의 주기는 0.045(1/22)초로서 엔진의 폭발 주파수 22.4 Hz와 거의 일치하였다. 즉 시험 트랙터에서와 같이 PTO 전동 라인의 치타음은 엔진의 폭발 행정과 같은 주기로 발생하였다. 트랙터 II의 경우에는 피크 음압 수준이 0.8 Pa로서 트랙터 I에 비하여 1/10 수준이었다. 트랙터 II의 경우에는 PTO 클러치를 해제하였을 때에도 시간 영역에 대한 음압 성분은 그림 12와 유사한 형태를 나타내었다. 즉, 트랙터 II에서 PTO 변속부의 치타음 성분은 거의 나타나지 않았으며, 음압 성분은 대부분 엔진에서 발생된 것으로 판단되었다.

수입 트랙터 I과 II의 음압 수준의 차이가 큰 이유는 PTO 전동 라인의 구조와 관련이 있을 것으로 판단된다. 트랙터 I의 PTO 전동 라인은 엔진 출력이 분기없이 PTO 변속부로 전달된다. 따라서 엔진의 토크 변동에 의하여 PTO 전동 라인의 무부하 기어에서 충돌이 발생한다. 그러나 트랙터 II의 경우에는 2번의 변속 과정을 거치면서 대부분의 토크 변동이 중간축에 흡수되어 PTO 변속부로 전달되지 않기 때문에 무부하 기어의 충돌도 그만큼 감소된다.

표 4는 시험 트랙터, 수입 트랙터 I, 수입 트랙터 II에서 측정된 치타음의 총 음압 수준을 비교하여 나타낸 것이다. PTO 축과 멀리 떨어진 위치에서 측정된 소음은 치타음뿐만 아니라 엔진 소음이 포함되어 있기 때문에 순수한 치타음만을 비교하

는 데는 무리가 있었다. 따라서 치타음을 비교할 때는 PTO축과 인접한 곳에서 측정된 치타음을 대상으로 하였다. 시험 트랙터의 치타음 수준은 102 dB(A)으로서 같은 PTO 전동 형식을 채택한 수입 트랙터 I의 치타음 수준보다 7.1 dB(A) 높았다. 수입 트랙터 II의 치타음 수준은 77.7 dB(A)로서 시험 트랙터보다 24.3 dB(A) 낮았다.

국내에서 생산된 시험 트랙터의 치타음 수준은 수입 트랙터의 치타음 수준에 비하여 크게 높았으며, 같은 형식의 PTO 전동 라인을 채택한 경우에도 수입 트랙터의 치타음 수준보다 높았다. 즉, 국산 트랙터의 치타음에 대한 개선이 필요하며, 현재의 수준에서 최소한 7 dB(A) 이상 감소시켜야 할 것으로 판단된다.

6. 요약 및 결론

최근 국내에서도 원가 절감을 위하여 엔진 직결식 PTO 전동 라인을 채택한 트랙터가 개발되었다. 그러나 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서는 공회전 시 과도한 치타음이 발생하는 문제점이 발생하였다. 본 연구에서는 첫째 엔진 직결식 PTO 전동 라인에서 발생하는 치타음의 특성을 분석하고, 둘째 같은 형식의 PTO 전동 라인을 채택한 수입 트랙터와 국산 트랙터의 치타음을 비교 분석하여 개선의 정도를 제시할 목적으로 수행하였다.

엔진 직결식 PTO 전동 라인을 채택한 국산 트랙터의 최고 치타음 수준은 123 dB(A) 정도이었으며, 치타음의 주기는 엔진의 폭발 행정과 같은 주기이었다. 치타음은 엔진 속도의 영향을 받는 것으로 나타났다. 치타음의 총주파수 대역은 0.5-5.5 kHz이었으며, 가장 영향이 큰 주파수 대역은 0.5-2.0 kHz이었다. 또한, 음압 수준이 가장 높은 주파수는 1.4 kHz이었다.

국산 트랙터의 PTO 치타음은 같은 형식의 PTO 전동 라인

Table 4 Comparison of PTO rattle noise

Model	Near dB(A)	Far dB(A)	Background dB(A)
Test tractor	102	72.4	54.6
Tractor I	94.9	76.8	49.4
Tractor II	77.7	68.2	51.0

을 채택한 수입 트랙터보다 7 dB(A) 정도 높았다. 따라서, 국산 트랙터의 국제 경쟁력을 높이기 위해서는 치타음 수준을 최소한 현재보다 7 dB(A) 이상 감소시켜야 할 것으로 판단된다.

참고 문헌

1. Ryu, I. H. and K. U. Kim. 2002. Analysis of gear rattle using a dynamic load model of agricultural tractor driveline. *Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery*. 27(5): 371-380.
2. Park, B. R. 1994. Objective evaluation and approach of gear rattle. Technical report of DAEWOO Motors 1994:119-129.
3. Park, Y. J., S. B. Park and K. U. Kim. 2004. Characteristics of ride vibrations in rotary tillage and plowing operations by tractor. *Journal of the Korean Society for Agricultural Machinery*. 29(3):207-216.
4. Lee, H. S. and C. G. Chae. 2004. A study on the evaluation process of rattle noise in considering the characteristics of frequency domain and time domain. *Proceedings of Fall Conference of the Korea Society of Automotive Engineer*:969-974.
5. Bodden, M., and R. Heinrichs. 1999. Analysis of the time structure of gear rattle. *International institute of noise control engineering*. Inter-Noise 99:1273-1278.
6. Weidner, G., and G. Lechner. 1991. Rattling vibrations in automotive transmissions. *JSME International conference on motion and power transmissions Vol. 1*:37-42.
7. Yoon, K. Y. 1989. Analysis of gear noise and design for gear noise reduction. Graduate school thesis, Purdue university. USA.