

안티-백래시 기어를 이용한 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 치타음 감소

심성보 박영준 김경욱

Reduction of Rattle Noise in a Direct-Engine PTO Driveline Using an Anti-backlash Gear

S. B. Shim Y. J. Park K. U. Kim

Abstract

An anti-backlash gear was developed to reduce the rattle noise generated from the gearbox of a direct-engine PTO driveline of agricultural tractors under idling. A pair of gears using the anti-backlash gear as driven part was modeled and verified. Using the verified model, a computer simulation was conducted to investigate the effects of design parameters of the anti-backlash gear on the reduction of rattle noise. The optimum values of the design parameters were also determined by the computer simulation. The optimized anti-backlash gear was then manufactured and installed on the experimental PTO driveline for the performance test. Measurement of rattle noise was made to evaluate its performance before and after the driven gear of the PTO gearbox was replaced by the optimized anti-backlash gear. Results of the study were as follows: The optimum values of the design parameters, spring constant and deformation, may be determined by a relationship:

$$k \geq \frac{4364.7}{150\delta - 23.564}$$

The optimized anti-backlash gear reduced the rattle noise maximally by 16.9 dBA. This concluded that it would be most effective to use the optimized anti-backlash gear to eliminate the rattle noise in the PTO driveline.

Keywords : Anti-backlash gear, Rattle noise, PTO driveline, Agricultural tractor

1. 서론

엔진 직결식 PTO 전동 라인의 PTO 변속부에서 발생하는 치타음의 원인은 무부하시 엔진의 토크 변동에 의하여 PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어가 서로 충돌하기 때문인 것으로 밝혀졌다(Park and Kim, 2006a). 즉, 구동 기어와 피동 기어 사이의 상대 각변위와 각속도가 변하기 때문인 것으로 밝혀졌다. 따라서 치타음을 줄이기 위해서는 두 기어 사이의 상대 각변위와 각속도 변동을 감소시켜야 한다. PTO 변속부의 구동 기어와 피동 기어 사이의 각변위를 줄이는 데는 두 기어 사이의 백래시를 줄이는 방법이 있다(Park and Kim, 2006c).

본 연구는 Park and Kim(2006 a, b, c)의 후속 연구로서 백래시를 제거할 수 있는 안티-백래시 기어를 개발하고, 안티-백래시 기어의 설계 변수로서 스프링 상수와 초기 변형량이 치타음에 미치는 영향과 이들의 최적값을 구명하기 위하여 수행되었다.

2. 재료 및 방법

가. 안티-백래시 기어

일반적으로 기어의 백래시가 증가하면 공회전시 두 기어 사이의 치타음도 증가한다. Park and Kim(2006c)의 연구에

This study was supported financially by the Agricultural R&D Promotion Center (ARPC). The article was submitted for publication in March 2007, reviewed and approved for publication by the editorial board of KSAM in June 2007. The authors are Sung Bo Shim, Graduate Student, Seoul National University, Young Jun Park, Senior Researcher, KSAM member, Korea Institute of Machinery & Materials, and Kyeong Uk Kim, Professor, KSAM member, Seoul National University. Corresponding author: K. U. Kim, Professor, Department of Biosystems Engineering, Seoul National University, Seoul, 151-921, Korea; Fax: +82-2-873-2049; E-mail: <kukim@snu.ac.kr>.

의하면, 백래시가 0이면 이론적으로 치타음은 발생하지 않는다. 따라서, 전동 라인의 피동 기어를, 백래시를 제거할 수 있는, 안타-백래시 기어로 대체하면, 백래시가 0이 되어 구동 기어와 피동 기어 사이에는 치타음이 발생하지 않는다.

본 연구에서는 이러한 목적의 안타-백래시 기어를 개발하기 위하여 표 1에서와 같은 설계 조건을 설정하였다. 이 설계 조건은 국산 T502 트랙터의 엔진 직결식 PTO 변속부에 설치된 피동 기어를 안타-백래시 기어로 대체하기 위하여 이 피동 기어의 설계 조건과 같이 하였다.

Table 1 Specifications of an anti-backlash gear developed for study

Items	Specifications
No. of teeth	46
Module, mm	3
Pressure angle, deg.	20
Helix angle, deg.	-18
Addendum coefficient	1
Center distance, mm	95.95
Addendum modification coefficient	0.003
Standard PCD, mm	145.102
Lead, mm	1402.964
Base circle diameter, mm	135.517
Backlash, mm	0.05-0.13
Width, mm	28.0

기어를 운동 평면에 대하여 대칭인 두 부분으로 분리하여 그 사이에 압축 스프링을 넣어 결합하면 스프링에 의하여 두 부분의 이가 서로 어긋나게 된다. 어긋난 두 부분의 이를 맞추어 구동 기어에 물리면 스프링에 의하여 두 부분으로 이루어진 이 피동 기어가 구동 기어에 밀착하여 두 기어 사이에는 백래시가 없어진다. 그림 1은 이와 같은 원리를 이용하여 개발한 안타-백래시 기어를 나타낸 것이다.

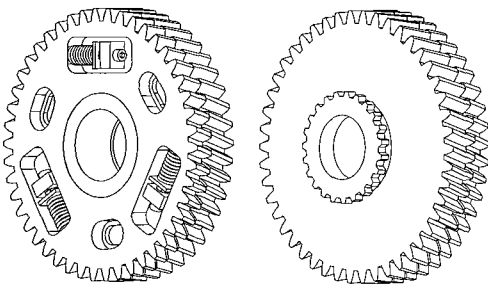


Fig. 1 Anti-backlash gear developed for study.

스프링에 의하여 구동 기어와 피동 기어 사이에 작용하는 초기 토크(pre-torque)는 다음과 같이 표현된다(Fig. 2).

$$\text{여기서, } T = F d n \quad (1)$$

T = 초기 토크, $N \cdot mm$

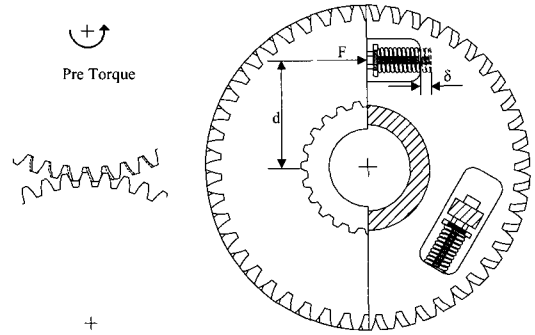
F = $k \delta$, N

d = 기어의 중심과 스프링 축 사이의 수직 거리, mm

n = 피동 기어에 설치된 스프링 수

k = 스프링 상수, N/mm

δ = 스프링의 압축 변형량, mm



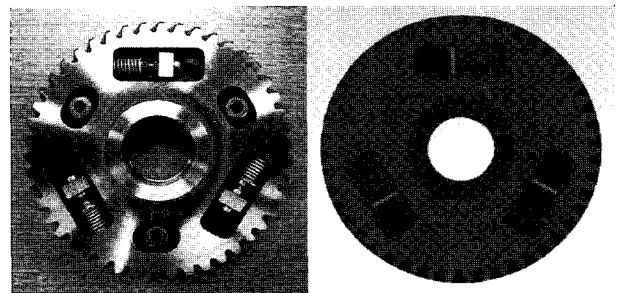
(a) Operational state (b) Cross section of anti-backlash gear

Fig. 2 Operational mechanism of anti-backlash gear.

나. 안타-백래시 기어의 모형화

안타-백래시 기어의 모형은 3차원 CAD 모델링 프로그램인 Solid Edge V8.0(UGS, Missouri, USA)을 이용하여 개발하였다. 모형은 그림 3에서와 같이 설계 도면을 이용하여 실물의 형상대로 작성하였으며, 안타-백래시 기어의 소재인 강재의 밀도는 $7,850 \text{ kg/m}^3$ 으로 하였다. 모형화한 안타-백래시 기어의 무게는 30.85 N 이었으며, 실제 무게는 30.36 N 으로서 모형의 %오차는 약 1.6%이었다.

안타-백래시 기어를 구동하는 구동 기어는 같은 방법으로 T502 트랙터의 구동 기어 14T를 모형화하여 사용하였다. 질량에 대한 구동 기어 모형의 %오차는 0.55%이었다. 모형화된 구동 기어와 안타-백래시 기어를 결합하여 T502 트랙터의 PTO 변속부를 모형화하였다.



(a) Actual anti-backlash gear (b) Anti-backlash gear model

Fig. 3 Modeling of anti-backlash gear.

다. 안티-백래시 기어 모형의 검증

안티 백래시 기어의 모형은 실험용 PTO 전동 라인에서 측정된 안티-백래시 기어의 각속도와, PTO 변속부의 모형을 이용하여 예측한 안티-백래시 기어의 각속도를 비교하는 방법으로 검증하였다. 검증은 치타음이 가장 크게 발생하는 조건, 즉 엔진 속도를 무부하 공회전 속도인 880 rpm으로 하고 PTO 변속을 중립으로 한 상태에서 실시하였다. 또한 오일 온도가 저항 토크에 미치는 영향을 최소화하기 위하여 검증 실험은 엔진을 시동한 후 20분이 지났을 때부터 실시하였다.

모형을 이용한 안티-백래시 기어의 각속도는 검증 실험에서 측정된 실제 구동 기어의 각속도를 구동 기어 모형의 입력 속도로 하여 시뮬레이션하였다. 모형의 시뮬레이션은 상용 소프트웨어인 RecurDyn(Functionbay, Seoul, Korea)을 이용하여 수행하였다.

그림 4는 실험용 PTO 전동 라인에서 측정된 플라이휠과 구동 기어 14T의 각속도를 나타낸 것이고, 그림 5는 이를 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 플라이휠과 구동 기어의 각속도는 엔진의 폭발 행정에 의하여 변하기 때문에 변화가 주기적이고 규칙적이다(Park and Kim, 2006a).

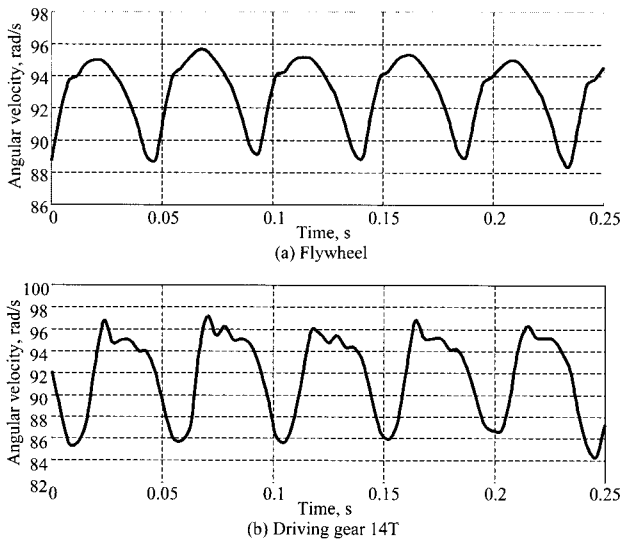


Fig. 4 Measured angular velocities in time domain.

그림 6은 안티-백래시 기어의 스프링 상수와 변형량이 각각 $k=9.810 \text{ N/mm}$, $\delta=5 \text{ mm}$ 일 때와 $k=30.64 \text{ N/mm}$, $\delta=5 \text{ mm}$ 일 때, 실험용 PTO 전동 라인에서 실제 측정된 안티-백래시 기어의 각속도와 모형을 이용하여 시뮬레이션한 안티-백래시 기어의 각속도를 비교하여 나타낸 것이다.

그림 7과 8은 시간 함수의 안티-백래시 기어의 각속도(Fig. 6)를 주파수 영역으로 나타낸 것이다. 그림 7에서와 같이 $k=$

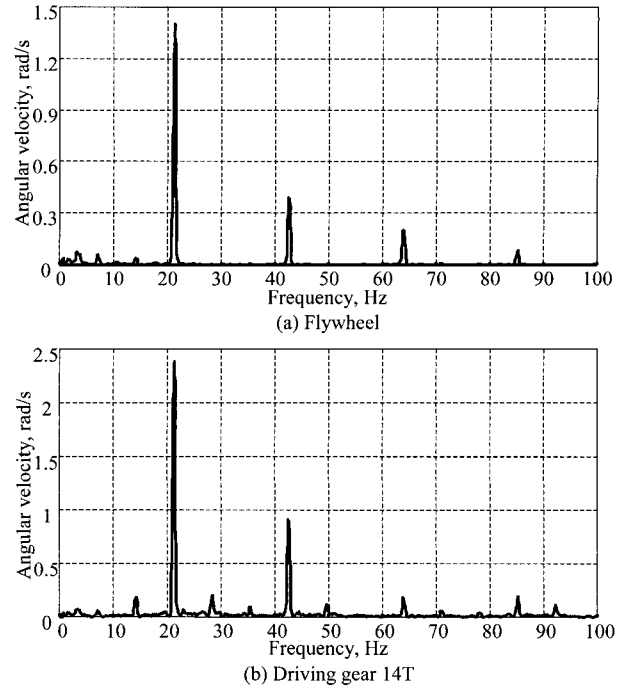


Fig. 5 Measured angular velocities in frequency domain.

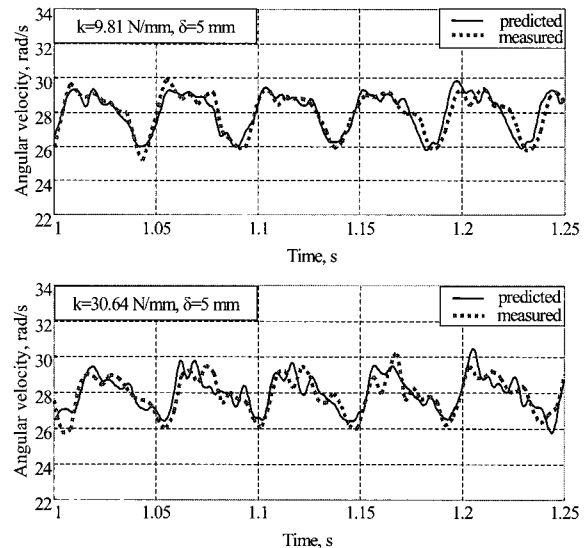


Fig. 6 Predicted and measured angular velocities of anti-backlash gear.

9.810 N/mm , $\delta=5 \text{ mm}$ 일 때 각속도의 1.5차 조화 성분의 측정치와 예측치는 각각 0.74 rad/s , 0.72 rad/s 이었으며 모형의 % 오차는 2.7%이었다. 3차 조화 성분의 경우에는 측정치와 예측치가 각각 0.27 rad/s , 0.28 rad/s 이었으며, 모형의 % 오차는 3.7%이었다. 스프링 상수와 변형량이 각각 $k=30.64 \text{ N/mm}$, $\delta=5 \text{ mm}$ 일 때는 그림 8에서와 같이 1.5차 조화 성분의 측정치와 예측치는 각각 0.55 rad/s , 0.56 rad/s 이었으며, % 오차는 1.82%이었다. 3차 조화 성분의 측정치와 예측치는 각각 0.24 rad/s , 0.25 rad/s 이었으며 모형의 % 오차는 4.17%이었다.

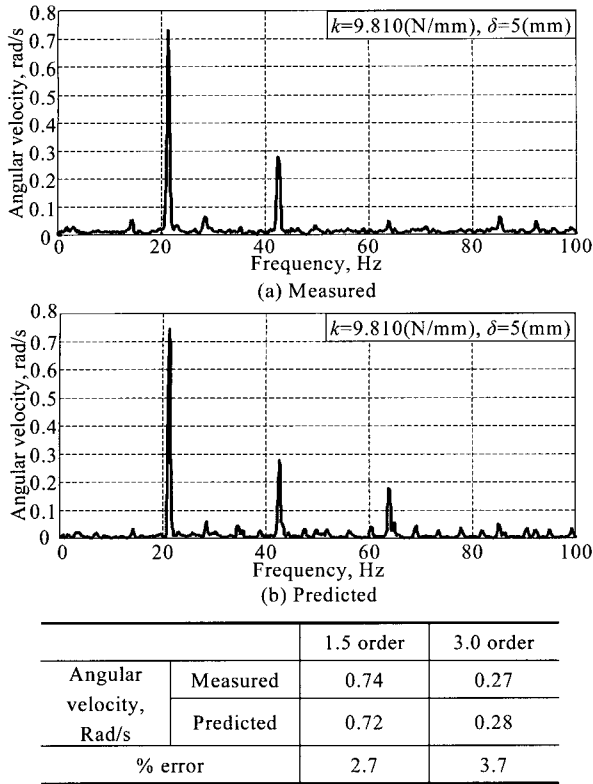


Fig. 7 Measured and predicted angular velocities of anti-backlash gear when $k=9.810$ N/mm and $\delta=5$ mm.

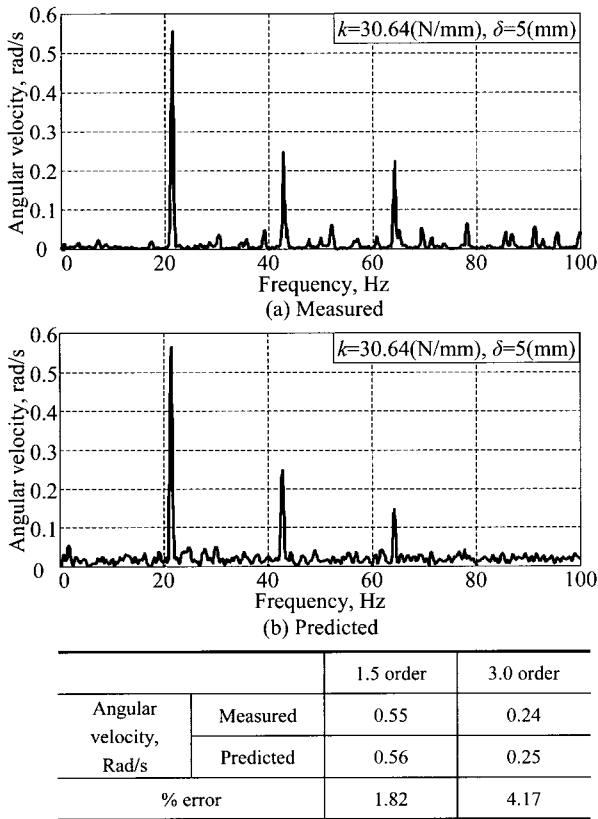


Fig. 8 Measured and predicted angular velocities of anti-backlash gear when $k=30.64$ N/mm and $\delta=5$ mm.

PTO 전동 라인의 각속도는 엔진의 폭발 주파수(1.5차 조화 성분)와 그 배수인 하모닉 성분(3차 조화 성분)의 영향을 가장 크게 받기 때문에(Park and Kim 2006b, c) 측정치와 예측치의 비교는 1.5차 성분과 3차 성분에서만 수행하였다. 1.5차 성분과 3차 성분의 각속도에서 측정치와 예측치의 최대 차이는 0.02 rad/s이었으며, 최대 % 오차는 4.17%이었다. 이상의 검증 결과에 따라 개발된 안타-백래시 기어의 모형은 실제 각속도를 적절하게 예측할 수 있는 것으로 판단하였다.

3. 결과 및 고찰

가. 치타음 발생

스프링이 없는 안타-백래시 기어는 일반 기어와 같다. 그림 9는 모형을 이용하여 구동 기어와 스프링이 없는 안타-백래시 기어의 상대 각변위와 상대 각속도를 시뮬레이션한 것이다. 시뮬레이션한 두 기어 사이의 상대 각변위는 실험용 PTO 전동 라인에서 측정된 구동 기어와 피동 기어 사이의 백래시(0.4°)에 해당하는 각변위 범위 내에서 변화하였다.

그림 9에서 원으로 표시된 부분은 두 기어가 충돌할 때를 나타낸 것이다. 시뮬레이션 결과에서와 같이 안타-백래시 기어에 스프링이 없으면, 구동 기어와 안타-백래시 기어 사이에는 백래시에 의한 속도차가 발생하며, 이 속도차에 의하여 두 기어가 충돌하고, 치타음은 이 충돌에 의하여 발생하는 것으로 나타났다.

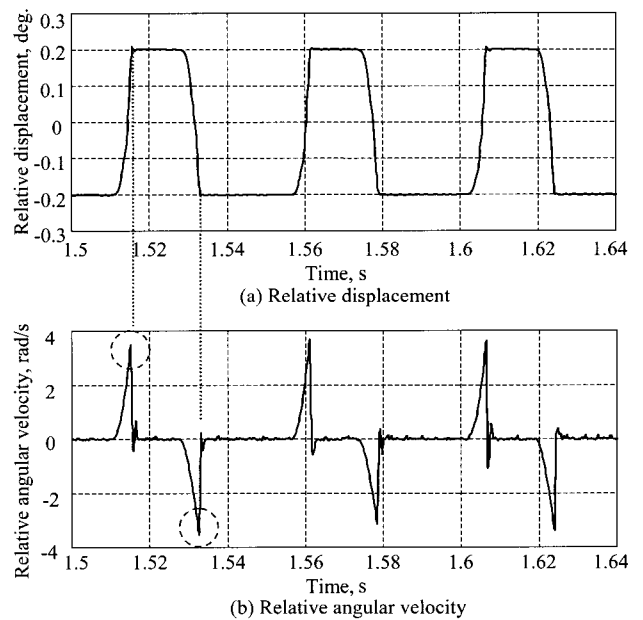


Fig. 9 Simulated relative angular displacement and velocity between driving and driven anti-backlash gears when no spring is used.

나. 설계 변수의 최적화

치타음을 줄이기 위해서는 구동 기어와 피동 기어 사이의 백래시를 안티-백래시 기어의 스프링에 의한 초기 토크로써 제거하여야 한다. 안티-백래시 기어의 초기 토크는 스프링 상수 k 와 압축 변형량 δ 에 의하여 결정된다. 따라서 스프링 상수 k 와 변형량 δ 를 변화시키며, 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위가 0이 되는 최소 초기 토크를 구하였다.

그림 10과 그림 11은 각각 스프링 상수가 $k=0.1$ N/mm일 때와 $k=100$ N/mm일 때 변형량 δ 에 따른 상대 각변위를 시뮬레이션한 것이다. 그림 10에서와 같이 $k=0.1$ N/mm이면 $\delta=290$ mm일 때 즉, 초기 토크가 4350 N·mm일 때부터 상대 각변위가 0이 되었다. 즉, 이론적으로 치타음이 발생하지 않는 조건이 되었다. $k=100$ N/mm일 때는 $\delta=0.45$ mm 즉, 초기 토크가 6750 N·mm일 때부터 상대 각변위가 0이 되었다.

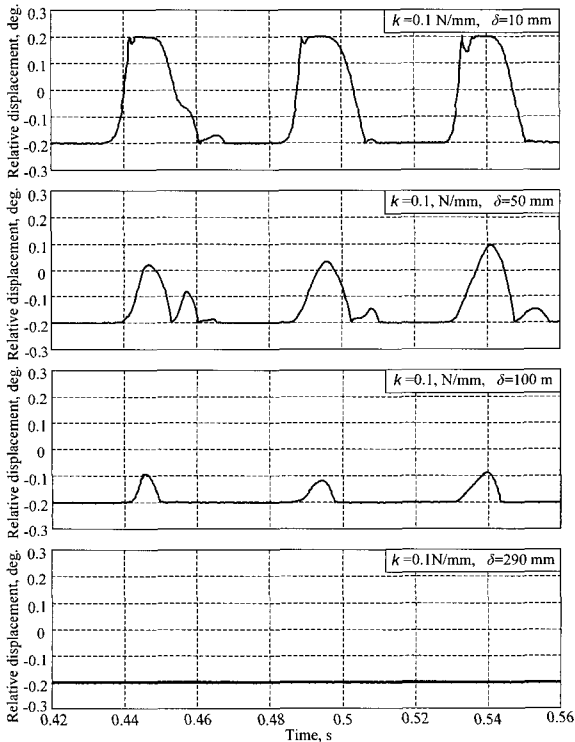


Fig. 10 Simulated relative angular displacement between driving and anti-backlash gears when $k=0.1$ N/mm.

시뮬레이션 결과에 의하면 스프링 상수 k 가 증가할수록 상대 각변위가 0이 되는 최소 초기 토크도 증가하였다. 표 2는 스프링 상수를 증가시키며 상대 각변위가 0이 되는 최소 초기 토크를 구한 것이다. 이를 그래프로 나타내면 그림 12에서와 같다. 즉, 스프링 상수와 최소 초기 토크는 비례 관계가 있는 것으로 나타났으며, 회귀 분석 방법으로 구한 스프링 상수와 최소 초기 토크 사이의 관계식은 식 (2)에서와 같다.

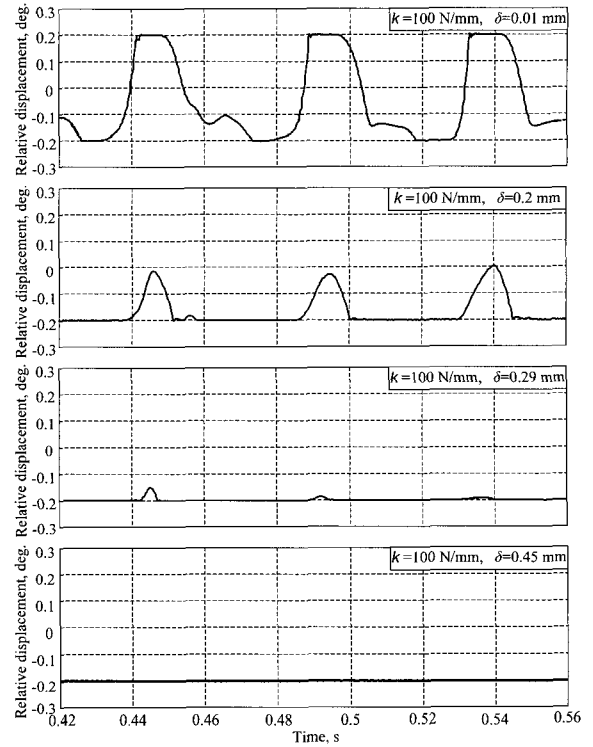


Fig. 11 Simulated relative angular displacement between driving and anti-backlash gears when $k=100$ N/mm.

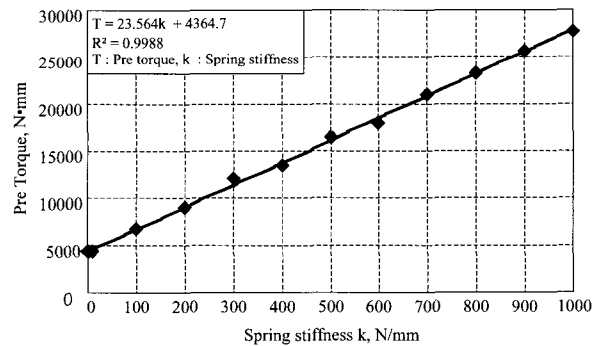


Fig. 12 Minimum initial torque vs. spring stiffness of anti-backlash gear.

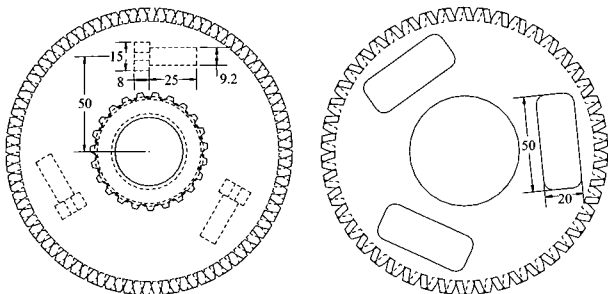
Table 12 Spring deflection, initial load, and initial torque by spring stiffness of anti-backlash gear

Spring stiffness N/mm	Spring deflection mm	Initial load N	Initial torque N·mm
1	29	29	4350
100	0.45	45	6750
200	0.3	60	9000
300	0.27	81	12150
400	0.225	90	13500
500	0.22	110	16500
600	0.2	120	18000
700	0.2	140	21000
800	0.194	155.2	23280
900	0.19	171	25650
1000	0.185	185	27750

$$T_{min} = 23.564k + 4364.7 \quad (2)$$

T_{min} = 최소 초기 토크, N·mm
 k = 스프링 상수, N/mm

안타-백래시 기어에 사용할 스프링의 길이, 외경, 내경은 스프링 상수 k 와 변형량 δ 의 관계를 이용하여 다음과 같이 결정하였다. 먼저 그림 13에서 중심 거리 d 는 안타-백래시 기



(a) Front side of anti-backlash gear (b) Back side of anti-backlash gear

Fig. 13 Front view of anti-backlash gear.

어의 크기를 고려하여 50 mm로 하였으며 스프링의 수는 편심을 방지하고 조립의 편의를 고려하여 3개로 하였다. 식 (1)을 식 (2)에 대입하면,

$$F d n = 23.56k + 4364.7$$

가 된다. 식 (2)에서 상대 각변위가 0이 되기 위해서는 초기 토크 T 가 최소 초기 토크보다 크거나 같아야 하므로 $F = k\delta$, $d = 50$ mm, $n = 3$ 이면 식 (2)는 다음과 같이 표현된다.

$$150 k\delta \geq 23.56k + 4364.7 \quad (3)$$

식 (3)에서 k 를 구하면

$$k \geq \frac{4364.7}{150\delta - 23.564} \quad (4)$$

가 된다. 이를 그림으로 나타내면 그림 14에서와 같다. 그림 14의 곡선 위쪽에서 스프링 상수 k 와 압축 변형량 δ 를 취하면 이론적으로 구동 기어와 안타-백래시 기어 사이의 상대 각변위는 0이 된다. 즉 치타음이 발생하지 않는다. 따라서 위의 조건을 만족하는 범위 내에서 한국 산업 규격 KS B 2406과 안타-백래시 기어의 크기를 고려하여 스프링의 길이는 $L = 20$ mm, 내경은 $D_i = 5$ mm, 외경은 $D_o = 10$ mm로 결정하였다.

다. 안타-백래시 기어의 치타음 감소

안타-백래시 기어의 스프링은 위에서 결정한 치수를 만족하

면서 스프링 상수의 오차가 적고 조립이 용이한 프레스 금형용 코일 스프링으로 결정하였다. 한국 산업 규격 KS B 4121에는 작용 하중의 크기에 따라 그림 15에서와 같이 5가지 프레스 금형용 코일 스프링이 표준화되어 있다. TF는 경소하중용으로 노란색, TL은 경하중용으로 파란색, TM은 중(中)하중용으로 빨간색, TH는 중(重)하중용으로 녹색, TB는 극하중용으로 고동색이다. 표 3은 각 스프링의 체원을 나타낸 것이다.

5가지 표준형 스프링의 변형량을 각각 2 mm와 5 mm로 하였을 때 안타 백래시 기어의 치타음 감소 성능을 구명하기 위하여 실험용 PTO 전동 라인에 각 스프링을 장착한 안타 백래시 기어를 설치하고 치타음을 측정하였다(Table 4).

식 (4)와 그림 14에 의하면, 치타음이 발생하지 않는 조건은 변형량이 2 mm일 때는 스프링 상수가 16.92 N/mm 이상이어야 하고, 변형량이 5 mm일 때는 스프링 상수가 6.28 N/mm

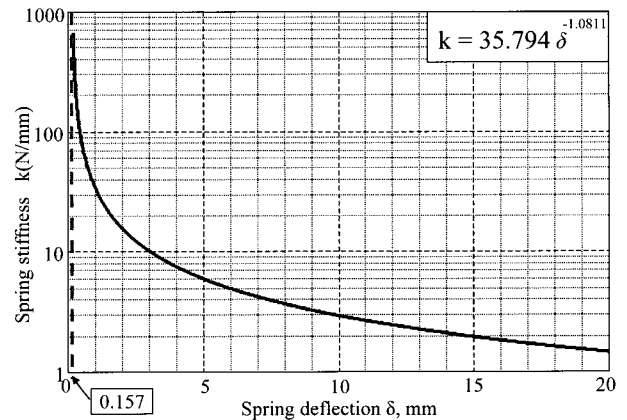


Fig. 14 Relations between minimum spring stiffness and spring deflection of anti-backlash gear for zero relative angular displacement.

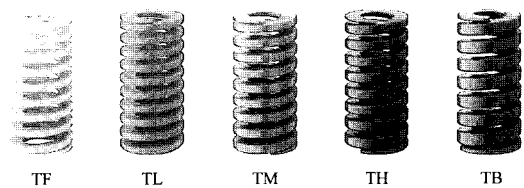


Fig. 15 Types of coil springs for press dies.

Table 3 Specifications of coil springs for press dies

Types	Color	External dia. mm	Internal dia. mm	Free length mm	Spring stiffness N/mm
TF	Yellow	10	5	20	9.81
TL	Blue	10	5	20	17.71
TM	Red	10	5	20	30.64
TH	Green	10	5	20	61.34
TB	Brown	10	5	20	111.67

이상이어야 한다. 즉, 5가지 표준형 스프링 중 치타음이 발생하는 경우는 경소하중용 스프링을 2 mm 압축하였을 때뿐이었다. 그림 16은 경소하중용 스프링을 2 mm 압축하였을 때 구동 기어와 안타.백래시 기어 사이의 상대 각변위를 시뮬레이션한 것이다. 그림 16에서와 같이 부분적으로 상대 각변위가 존재하여 이 부분에서는 치타음이 발생할 것으로 판단되었다. 표 4에서도 시뮬레이션 결과에서와 같이 경소하중용 스프링을 2 mm 압축하였을 때 음압 수준이 가장 높았다. 또한, 상대 각변위가 0인 다른 스프링의 경우에도 음압 수준은 1~5.5 dB(A) 정도의 차이가 있었다. 그러나, 변형량이 같을 때는 스프링 상수가 클수록 소음 수준이 감소하는 경향을 나타내었다.

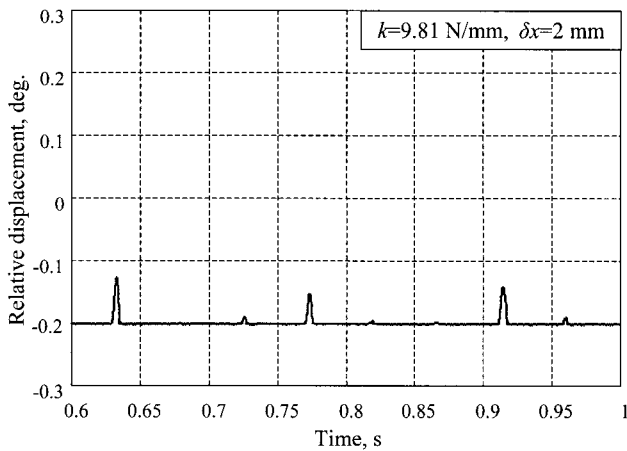


Fig. 16 Relative angular displacements of driving and driven gears when $k=9.81$ N/mm, $\delta=2$ mm.

Table 4 Sound pressure level of PTO rattle noise when anti-backlash gears of different springs were used

Types of springs	Spring deformation, mm	Sound pressure level, dB (A)
TF	2	94.8
TL	2	93.3
TM	2	93.3
TH	2	91.0
TB	2	90.0
TF	5	94.3
TL	5	91.6
TM	5	90.7
TH	5	88.8
TB	5	90.9

그림 17, 18, 19는 안타.백래시 기어를 사용하기 전과 후에 측정된 치타음을 시간 함수, 주파수 함수, 1/3 옥타브 대역으로서 나타낸 것이다. 그림 17에서와 같이 안타.백래시 기어를 사용하였을 때는 치타음의 피크가 사라졌다. 또한 그림 18과

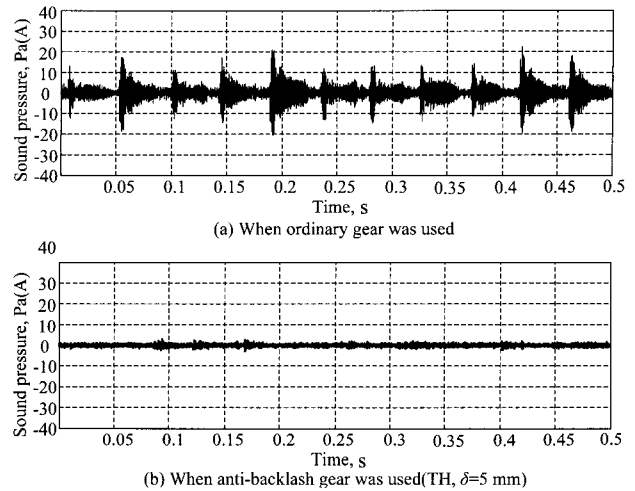


Fig. 17 Reduction of rattle noise in time domain by anti-backlash gear.

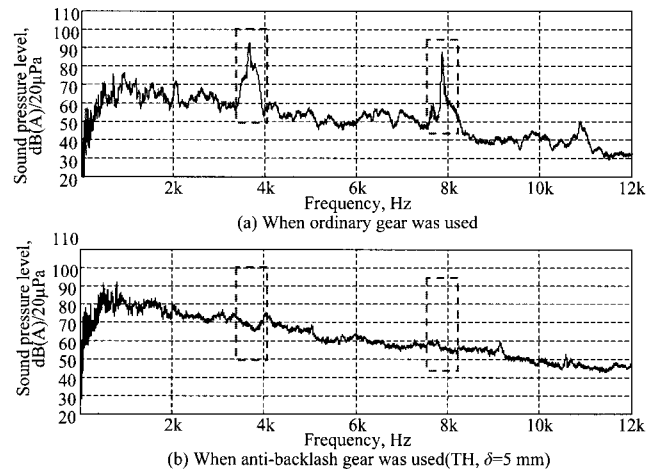


Fig. 18 Reduction of rattle noise in frequency domain by anti-backlash gear.

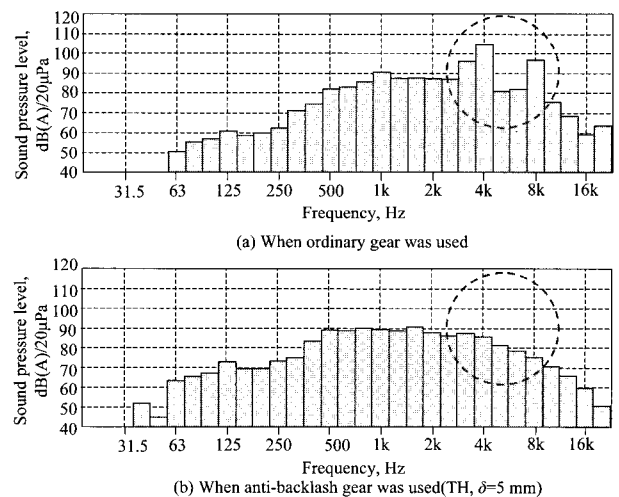


Fig. 19 Reduction of rattle noise in 1/3 octave frequency band by anti-backlash gear.

19에서와 같이 치타음의 주요 주파수 성분인 3.7 kHz와 8 kHz에서 치타음이 사라졌다.

이상의 결과에 따라 시험 트랙터의 피동 기어를 $k=9.81$ N/mm, $\delta=2$ mm인 안티-백래시 기어로 대체하였을 때 치타음의 소음 수준은 94.8 dB(A)로서 기존 피동 기어를 사용하였을 때보다 최소 10.9 dB(A)가 감소하였으며, $k=61.34$ N/mm, $\delta=5$ mm인 안티-백래시 기어를 사용하였을 때는 88.8 dB(A)로서 최대 16.9 dB(A)까지 감소하였다. 즉, 안티-백래시 기어는 치타음을 줄이는 데 효과가 큰 것으로 나타났다.

4. 요약 및 결론

본 연구는 공회전시 엔진 직결식 PTO 전동 라인의 피동 기어에서 발생하는 치타음을 제거하기 위하여 피동 기어를 안티-백래시 기어로 대체하였을 때 안티-백래시 기어의 치타음 감소 효과를 구명하기 위하여 수행되었다. 구동 기어와, 피동 기어로서, 안티-백래시 기어를 모형화하고 컴퓨터 시뮬레이션 방법으로 안티-백래시 기어의 스프링 상수와 압축 변형량이 치타음에 미치는 영향을 구명하였으며, 스프링 상수와 압축 변형량의 최적값을 구하였다. 최적화한 5개의 표준형 스프링을 장착한 안티-백래시 기어를 실험용 PTO 전동 라인에 설치하여 치타음을 측정하고, 이를 안티-백래시 기어를 사용하지 않았을 때와 비교하여 안티-백래시 기어의 치타음 감소 효과를 구명하였다.

본 연구의 주요 결과는 다음과 같다.

1. 공회전시 안티-백래시 기어는, 피동 기어로서, 치타음을 감소하는 데 효과가 큰 것으로 나타났다.
2. 치타음이 발생하지 않기 위해서는 구동 기어와 안티-백래시 기어 사이의 상대 각변위가 0이 되어야 하며, 이 조건을 만족하기 위한 안티-백래시 기어의 스프링 상수

k 와 압축 변형량 δ 사이에는 다음과 같은 관계가 성립되어야 한다.

$$k \geq \frac{4364.7}{150\delta - 23.564}$$

3. 구동 기어와 안티-백래시 사이의 상대 각변위가 0인 상태에서도 스프링 상수가 증가하면 치타음이 감소하는 경향을 나타내었다.
4. 안티-백래시 기어의 최적 스프링 길이, 내경, 외경은 위의 관계식과 주어진 공간, 하중 조건 등을 고려하여 결정하여야 한다.
5. T502 트랙터의 경우, 스프링 상수가 61.34 N/mm이고, 길이, 내경, 외경이 각각 20, 5, 10 mm인 중하중용(TH) 스프링을 5 mm 압축하여 안티-백래시 기어에 장착하였을 때 치타음의 소음 수준이 가장 낮았다. 이때 소음 수준은 88.8 dB(A)로서 안티-백래시 기어를 사용하지 않았을 때에 비하여 최대 16.9 dB(A)가 감소하였다.

참고 문헌

1. Korean Industrial Standards. 1990. KS B 2406 Design of helical compression and extension springs.
2. Korean Industrial Standards. 2002. KS B 4121 Coiled springs for press dies.
3. Park, Y. J. and K. U. Kim. 2006a. Analysis of rattle noise of a direct engine-driven PTO driveline of tractors. Journal of Biosystems Engineering 31(1):1-8. (In Korean)
4. Park, Y. J. and K. U. Kim. 2006b. Reduction of the rattle noise of PTO driveline using a torsional damper. Journal of Biosystems Engineering 31(4):315-322. (In Korean)
5. Park, Y. J. and K. U. Kim. 2006c. Effects of design parameters on rattle noise in a direct engine-PTO driveline of tractors. Journal of Biosystems Engineering 31(4):323-333. (In Korean)